

629.123.11

A 53

ПРОФ. М. Я. АЛФЕРЬЕВ

СУДОВЫЕ
ГРЕБНЫЕ
КОЛЕСА

МОСКВА, РЕЧИЗДАТ, 1940

62.9.123.11
A53

Проф. М. Я. АЛФЕРЬЕВ

СУДОВЫЕ ГРЕБНЫЕ КОЛЕСА

(ТЕОРИЯ И ОСНОВЫ РАСЧЕТА)

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА БССР

Др. 89, 08

Дек.
кр 96

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА БССР

РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА БССР

КАРТА УЧЕБНЫХ ПОСОБИЙ
РЕСПУБЛИКАНСКАЯ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКАЯ
БИБЛИОТЕКА БССР

МОСКВА — РЕЧИЗДАТ — 1940

Книга проф. М. Я. Алферьева освещает вопросы теории и расчета судовых гребных колес.

Книга может быть использована инженерами и техниками на производстве как практическое пособие.

ПРЕДИСЛОВИЕ

Для большинства речных судов и в особенности для судов, плавающих в условиях мелководья, гребное колесо с полным основанием может быть отнесено к разряду лучших из осуществленных до сих пор типов судовых двигателей.

Гребные колеса имеют широчайшее распространение в речном транспорте: они охватывают огромное большинство буксирных и значительную часть пассажирских и грузо-пассажирских судов. Такие колесные суда, как буксиры «Микоян», «Маньчестрой», «Циолковский», «Степан Разин», «Коллективизация», «Индустриализация» и однотипные с ними буксиры, обеспечивающие транзитные перевозки по Волге, а также грузо-пассажирские пароходы типа «Третий Интернационал», «Михаил Калинин», «Иосиф Сталин» и «Володарский», обслуживающие экспрессную и пассажирскую линию Горький—Астрахань, являются как по своим буксировочным показателям, так и по ходовым качествам лучшими судами волжского флота.

В связи с освоением мелких рек для применения гребных колес открываются новые широкие перспективы, и совершенствование этого типа судовых двигателей является актуальнейшей задачей для внутреннего водного транспорта.

Успешное распространение колесного двигателя на речных судах обусловлено двумя основными, присущими ему, специфическими, качествами: возможностью осуществления больших гидравлических сечений независимо от осадки судна и доступностью гребного колеса для постоянного его осмотра, а в случае надобности и для исправления или замены отдельных деталей наплаву.

Влияние гидравлического сечения (широко известного в теории и практике судовых двигателей под названием «действующая площадь двигателя») на эффективность полезной отдачи гребного аппарата достаточно хорошо освещено современной теорией и подтверждено многочисленными экспериментальными материалами. Известно, что гребное колесо, являющееся по своим гидравлическим качествам менее совершенным двигателем, чем гребной винт, и в то же время в условиях ограниченной осадки обеспечивает более высокие показатели в отношении буксировочных и пропульсивных качеств по сравнению с любым типом судового двигателя. Объясняется это тем, что вследствие большой действующей площади колесного двигателя его работа при одинаковых прочих условиях происходит с меньшими нагрузками, что и ведет к повышению его коэффициента полезного действия (к. п. д.) по сравнению с двигателями, работающими при высоких гидродинамических нагрузках.

Значение гребного колеса как движителя для речных судов с полной убедительностью доказано теоретическими построениями в области судовых движителей, и гребное колесо, несмотря на целый ряд присущих ему крупных недостатков конструктивного и кинематического характера, продолжает существовать и развиваться наряду с другими типами судовых движителей.

Однако достигнутые успехи в области колесных судов далеко не исчерпывают всех возможностей, и эффективность гребного колеса как судового движителя может быть значительно повышена. Для дальнейшего развития данного типа движителя необходимо установление рациональных теоретических предпосылок, которые могли бы закрепить современные достижения в области колесных движителей, обобщив лучшие результаты практики, и наметить пути совершенствования типа гребного колеса и повышения его гидродинамических качеств.

Несмотря на существование целого ряда ценных научных трудов, посвященных теории и проектированию гребных колес, многие основные вопросы, связанные с расчетом и конструированием колесных движителей, остаются или слабо разработанными или вовсе не разрешенными. В частности до настоящего времени не получил надлежащего теоретического освещения такой важный вопрос, как влияние на работу гребного колеса величины эксцентрикового отношения поворотного механизма его лопастей, между тем как от решения этого вопроса зависит не только кинематика, но и конструктивное оформление самого судового колесного движителя.

Отсутствие научно обоснованного метода расчета гребного колеса приводит к тому, что проектирование колесных движителей нередко ведется с ориентировкой на старые прототипы без надлежащего критического подхода к выбору отдельных элементов и типа характерных узлов конструкции. Сплошь и рядом имеет место механический перенос факторов, рациональных для одних типов гребных колес, работающих в определенных условиях, на совершенно другие типы движителей и на иные условия их действия, где эти факторы приводят к отрицательным результатам. В то же время нередко игнорируются моменты чрезвычайной важности; так, например, переставкой эксцентрика, осуществленный еще в довоенное время на целом ряде первоклассных колесных судов, в настоящее время не используется и не получил дальнейшего развития, между тем как значение его при изменяющейся осадке и меняющемся режиме действия судового движителя весьма велико.

Освоение новых типов судов потребует от проектировщиков выработки новых, соответствующих им типов гребных колес, что при отсутствии правильного понимания их действия поведет к нерациональным конструктивным формам и к задержке развития соответствующих типов колесных движителей.

В частности со всей остротой должен встать вопрос о нецелесообразности применения в ряде случаев на мелкоосидящих судах гребных колес с поворотными лопастями, в то время как на судах с большой осадкой совершенно естественно встанет вопрос о применении глубоко погруженных гребных колес с узкими лопастями. Как тот, так и

и другой вопросы требуют теоретических решений в отношении выбора соотношения кинематических элементов гребного колеса и возможности учета их изменения как на величину упора, так и на коэффициент отдачи.

Предлагаемая теория гребного колеса имеет целью восполнить пробел в технической литературе по затронутым вопросам и дать практические приемы для расчета и конструирования судового колесного движителя.

Эта теория ориентирована не на какой-либо частный кинематический тип колесного движителя, а дает решение общего вопроса о действии поворотной плицы в жидкой среде.

Особое внимание в данной работе уделено вопросу о влиянии дополнительного поворота лопастей под действием эксцентрикового механизма на основные характеристики работы гребного колеса. До сих пор этому вопросу не уделялось должного внимания, несмотря на его исключительное значение для правильного выбора элементов гребных колес, тем более, что величина эксцентрикового отношения предопределяет собой конструктивный тип гребного колеса и способ его действия.

В настоящем труде даны новые уравнения для упора и для к. п. д. гребного колеса с поворотными лопастями с учетом величины эксцентрикового отношения.

Кроме того аналитически выведена формула для угла дополнительного поворота лопасти в зависимости от угла действия и величины эксцентрикового отношения.

Теоретические построения на пути решения проблемы действия гребного колеса с поворотными лопастями проведены на основе разработанного плана скоростей и давлений лопастного элемента с использованием для определения коэффициентов давления и качества широкого экспериментального материала с плоскими и изогнутыми пластинками. Так как действие лопастей на протяжении рабочего хода в жидкости происходит с меняющимися характеристиками, то до составления уравнений действия лопасти на протяжении всего рабочего хода выведены формулы для оценки эффективности погруженной лопасти при данном угле действия и произведен их анализ с целью выявления характера влияния на работу отдельных элементов.

Анализ выведенной формулы для к. п. д. лопасти при данном угле действия, вскрывая влияние на полезную отдачу коэффициента качества, угла действия и поступи, позволил подойти к решению вопроса о максимальном к. п. д. и оптимальной поступи лопасти гребного колеса.

Выведенные формулы для максимального к. п. д., оптимальной поступи и наилучшего угла погружения по-новому освещают вопрос о полезном действии лопастного элемента, вскрывая в частности смысл выраженный для к. п. д. как дополнения до единицы величины скольжения и как квадрата поступи, давая понятие об области отрицательных полезных действий лопасти и приводя к конкретным условиям, сопутствующим получению максимума к. п. д. при данном угле действия и при данной поступи.

Теоретическое решение основных вопросов, связанных с движением лопасти гребного колеса, и проведенное исследование качества плоских и изогнутых пластинок, поставленных в потоке под различными углами атаки, обусловило чрезвычайно важные практические выводы, которые в отдельных случаях смогут коренным образом изменить типы существующих гребных колес.

Прежде всего совершенно по-новому разрешен вопрос о входе лопастей. На смену прежнему понятию о безударном входе выдвинуто понятие об эффективном входе лопастей, которое должно в значительной мере способствовать повышению полезной отдачи и упора гребных колес, так как при безударном входе в большинстве случаев работа лопасти будет начинаться при отрицательных значениях к. п. д. Выведенная формула для эффективного входа не только дает возможность определить величину эксцентрикового отношения, но и приводит к рациональному выбору углов погружения гребного колеса при различных условиях его действия.

Проведенный анализ работы лопасти гребного колеса при различных углах действия и проведенное исследование изменения угла атаки лопасти в зависимости от угла действия величины эксцентрикового отношения и поступи гребного колеса с полной очевидностью ставят вопрос о целесообразности применения на судах переставного эксцентрика, который даст возможность обеспечить эффективное действие движителя при различных его погружениях и при работе его с различными величинами скольжения. Так как изменение погружения, являющееся следствием переменной нагрузки судна (прием или снятие груза, прием или расход топлива и т. п.), и изменение скольжения, являющееся следствием переменной нагрузки движителя (изменение сопротивления судна под влиянием уменьшения или увеличения его погружения, изменение сопротивления вола, изменение фарватера, изменение состояния внешней среды и т. п.), должны рассматриваться в качестве объективных факторов для действия судового движителя, то рассматриваемое мероприятие является весьма актуальным и для пассажирских и для буксирных судов.

На основании того же анализа идея переставного эксцентрика для глубоко погруженных гребных колес перерастает в совершенно новую идею движения лопасти во время рабочего хода с меняющимся эксцентриситетом, т. е. со скользящим эксцентриком; при этом достигнуты все возможности для оценки эффективности этого мероприятия в отдельных случаях.

Далее разработанная теория по-новому трактует вопрос о влиянии скольжения на полезное действие гребного колеса, в силу чего открываются возможности для создания многооборотных колес с узкими лопастями, обеспечивающими высокое полезное действие при относительно малых значениях поступи.

Наконец, в предлагаемой теории учитывается влияние на упор и на полезное действие гребного колеса не только величины эксцентрикового отношения, но и кривизны и соотношения сторон плуцы.

В целях практического использования выводов теории основные тригонометрические функции угла погружения и функции эксцентрикового отношения представлены в виде диаграмм, которые кроме

облегчения подсчетов по формулам упора и к. п. д. гребного колеса дают наглядное представление о характере относительного влияния величин эксцентриситета гребного колеса на упор и полезное действие при различных углах погружения движителя.

Проверка практической точности выводов теории действия гребного колеса по опытам с колесными буксирами в натуре выявила достаточную точность нового метода расчета.

Помимо этого автором, на основе разработанной им теории, намечен путь обработки натурных испытаний колесных судов, с целью получения зависимостей, отражающих влияние числа Фруда, нагрузки, погружения, количества лопастей и ряда других факторов на величину соотношения между действительной (индуктивной) и кажущейся поступью колесного движителя, работающего вблизи поверхности свободного уровня воды у корпуса судна. Таким образом может быть осуществлен вполне надежный в практическом отношении переход от работы изолированной лопасти к целому гребному колесу, лопасти которого оказывают взаимное воздействие одной на другие, и путь которых лежит по кривой траектории с наличием моментов входа и выхода из воды.

Вследствие согласованности уравнений для упора и для индуктивного к. п. д. колеса, выведенных на одной и той же теоретической основе, достигнута возможность для ведения исследования с помощью натурных испытаний колесных судов волнового к. п. д. гребного колеса, что открывает путь к созданию практического метода расчета судовых колесных движителей путем совместного решения двух уравнений, включающих постоянные упора и момента.

В заключение необходимо отметить, что предлагаемый труд должен рассматриваться лишь как первый этап на пути создания рациональной теории гребного колеса. Дальнейшие работы должны идти в том же направлении с тем, чтобы в ближайшее время полностью разрешить все проблемы теории гребного колеса и в еще большей мере способствовать развитию и совершенствованию судовых колесных движителей.

Поэтому все замечания со стороны читателей и специалистов будут приняты автором с большой благодарностью и будут им рассматриваться как желание помочь ему в дальнейшей работе.

Проф. М. Я. Алферьев

ГЛАВА I

ОБЗОР ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ПОСТРОЕНИЙ В ОБЛАСТИ СУДОВЫХ ГРЕБНЫХ КОЛЕС

1. Введение

В развитии науки о судовых колесных движителях так же, как и в других, смежных, областях судостроительной и авиационной техники, наблюдаются два основных направления: 1) теоретическое решение проблемы действия гребного колеса, опирающегося на основные положения механики, и 2) экспериментальное изучение явлений путем испытания моделей и последующего пересчета с помощью закона подобия.

Оба эти направления связаны между собой самым тесным образом. В самом деле, для постановки опытов, с одной стороны, необходимы теоретические предпосылки, которые намечают пути опытного исследования и позволяют произвести обработку экспериментального материала, а с другой, — каждая теория, как бы совершенна она ни была, нуждается в опытной проверке, так как только опыт может дать окончательное суждение о надежности теоретических построений и о степени возможности их практического использования.

Роль теории в развитии науки часто недооценивается; взамен теоретических построений нередко применяются как чистое экспериментирование в широких границах, так и создание метода расчета, базирующегося исключительно на эксперименте, с выводом примитивных формул, выражающих закон динамического подобия. Этот путь в своей принципиальной постановке является совершенно неверным, так как он ведет к противопоставлению теории и практики.

В области судовых движителей вообще и колесных в особенности роль теории выступает с особой силой. В развитии гребных колес необходим существенный сдвиг не только в отношении надежного выбора наилучших основных элементов, но и в области изыскания новых типов колесных движителей как в конструктивном, так и в кинематическом отношении. Вопрос о движении лопасти в рабочей среде должен быть изучен особенно тщательно с тем, чтобы гидравлическое сечение движителя было использовано не только в виде примитивного увеличения ширины плечи, но и другими, более совершенными способами.

Таким образом, в области проектирования гребных колес экспериментальный метод исследования явлений отнюдь не исключает необходимости теоретических построений. Оба пути — теоретический и опытный — действительно необходимы и должны развиваться, взаим-

но дополняя и исправляя друг друга. Кроме того в теоретических построениях, поскольку планка представляет собой относительно простое в геометрическом отношении тело, должен быть широко использован имеющийся опытный материал в смежных областях техники.

В соответствии с назначением гребного колеса, как и всякого судового реактивного движителя, преобразующего мощность, развиваемую главным двигателем на гребном валу, в мощность движущей силы упора в направлении перемещения корабля, решение проблемы действия колесного движителя направлено к определению: 1) развиваемого движителем упорного давления и 2) к. п. д. в зависимости от основных его элементов и условий действия. Поэтому конечной целью теории действия гребного движителя является получение уравнения упора и формулы для к. п. д. с возможно широким охватом всех явлений, характеризующих работу движителя.

Первоначальные теоретические построения в области гребных колес, получившие соответствующее отображение в литературе, относятся к первой половине прошлого столетия. Наиболее широкую известность получили теории Марестье¹ и Морнея², относящиеся к судовым гребным колесам с радиальными (неповоротными) планкам. В дальнейшем теории Марестье была развита Ранкином³ в виде широко известной теории идеального движителя.

2. Первые теоретические построения на пути решения проблемы действия гребного колеса

Теория Марестье. Разрабатывая уравнение упора гребного колеса с радиальными планками, Марестье рассматривает каждую лопасть как плоскую пластинку, перемещающуюся в потоке по нормали к своей плоскости с относительной скоростью, равной разности между окружной скоростью колеса и скоростью перемещения судна. Давление воды на пластинку он определяет по квадратичному закону сопротивления в виде следующей формулы:

$$R = \frac{1}{2} \zeta \cdot \rho \cdot F \cdot \omega^2,$$

где:

ρ — плотность жидкости в кг сек²/м⁴;

F — площадь пластинки в м²;

ω — относительная скорость перемещения в м/сек.;

R — нормальное давление воды на пластинку в кг;

ζ — безразмерный коэффициент сопротивления.

¹ Marestier, Memoire sur les bateaux à vapeur des Etats-Unis d'Amerique, Paris, 1824. W. Riehn, Über die Wirkungsweise der Schaufelräder und der Schrauben bei Dampfschiffen, V D. J., Berlin, 1884.

² A. A. Mornay, On Paddle-Wheels, Abgedruckt in Th. Tredgold «The Steam Engine», London, 1838.

³ J. H. Cotterill, On the fundamental principle of the action of a propeller. The annual of the royalschool of naval architecture and marine engineering, London, 1872. W. I. Rankine, On the theoretical limit of the efficiency of propellers. Miscellaneous scientific papers, London, 1881.

Принимая во внимание, что в каждый данный момент времени погружено в воду m лопастей гребного колеса, и заменяя относительную скорость w указанной выше разностью скоростей, для упора гребного колеса на оба борта в направлении перемещения судна получено следующее выражение, являющееся основным уравнением упора:

$$T = \zeta \cdot m \cdot \rho \cdot F (c - v)^2,$$

где:

$$c = \frac{\pi \cdot n \cdot D}{60} \text{ — окружная скорость колеса в м/сек.};$$

n — число об/мин. колеса;

D — диаметр окружности по центрам лопастей в м;

v — скорость судна относительно воды в м/сек.

Число одновременно погруженных плиц определяют, исходя из дуги погружения в воду окружности центров лопастей; это число плиц может быть определено из выражения:

$$m = \frac{2\alpha^\circ \cdot z}{360},$$

в котором:

z — полное число плиц гребного колеса;

α° — угол в градусах между вертикалью, проходящей через центр вращения гребного колеса, и радиусом, проведенным от центра вращения до пересечения окружности центров лопастей с ватерлинией. Величина этого угла погружения определяется из соотношения:

$$\cos \alpha = \frac{R - (H + t)}{0,5 D},$$

где:

R — радиус окружности по наружным кромкам лопастей;

H — высота лопастей;

t — наибольшее погружение внутренней кромки лопастей;

D — диаметр окружности по центрам лопастей.

Таким образом, число плиц m определяется чисто геометрическим способом, причем в расчете оно может быть не только целым числом, но и дробным.

Коэффициент сопротивления ζ , входящий в уравнение упора, определяется опытным путем, на основании натуральных испытаний гребных колес на судах.

При использовании выводов теории Марестье для практического расчета из уравнения упора определяют необходимую скорость вращения колеса, причем упор движителя принимают равным сопротивлению судна W в кг, т. е.:

$$c = v + \sqrt{\frac{W}{\zeta \cdot m \cdot \rho \cdot F}},$$

а по скорости c — необходимое число оборотов гребного вала:

$$n = \frac{60 \cdot c}{\pi \cdot D},$$

где D — диаметр колеса по центрам лопастей в метрах.

Соответствующую мощность на валу гребного колеса в лопаточных сплах определяют по формуле:

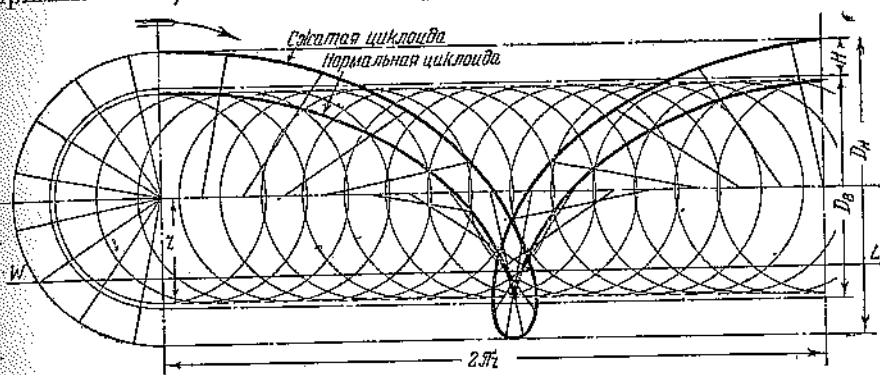
$$WHP = \frac{W \cdot c}{75}.$$

Таким образом, к. п. д. гребного колеса:

$$\eta_k = \frac{W \cdot v}{75 \cdot WHP} = \frac{v}{c} = 1 - s_0,$$

определяли как простое дополнение до единицы к величине кажущейся скольжения гребного колеса по окружности центров лопастей.

Решение Марестье, представлявшее в свое время крупный шаг вперед на пути создания теории гребного колеса, в высшей степени примитивно: а) относительная скорость движения лопасти не является



Фиг. 1. Схема совкупного движения лопасти радиального гребного колеса

постоянной ни по величине, ни по направлению на протяжении рабочего хода; б) величина упора находится в резкой зависимости от глубины погружения колеса; в) в каждый данный момент времени нагрузка погруженных в воду плит различна. Однако введенный в выражение коэффициент сопротивления, определяемый по данным испытания колесных судов, обеспечивал возможность грубой оценки элементов судовых колесных двигателей не только с радиальными, но даже с поворотными лопастями.

Теория Морнея. Решая проблему действия гребного колеса с радиальными лопастями в части упора и к. п. д., Морней рассматривает скорость и направление перемещения плиты меняющимися в зависимости от радиуса и угла действия. Поэтому он прежде всего разрабатывает кинематическую картину движения лопасти.

При установившемся движении радиального гребного колеса как в отношении скорости вращения, так и скорости перемещения расположенные на окружности некоторого радиуса r точки будут описывать, как это показано на фиг. 1, обыкновенные циклоиды. Таким образом, окружность радиуса r может рассматриваться в качестве катящегося круга, причем все точки, расположенные внутри его, описывают растянутые циклоиды, а все точки вне круга — сжатые циклоиды.

Так как окружность радиуса r будет катиться без скольжения по некоторой горизонтали, то скорость перемещения судна будет равна окружной скорости катящегося круга, т. е.:

$$v = \frac{\pi \cdot r \cdot n}{30},$$

что дает возможность линейную скорость заменить угловой.

Рассматривая лопасть (фиг. 2) при данном угле действия φ для точки A , лежащей на расстоянии X от центра O , получаем из сложения скоростей c и v величину и направление скорости w действительного перемещения лопасти относительно воды.

Проекция этой скорости на нормаль к плоскости лопасти

$$w_c = c - v \cdot \cos \varphi$$

названа действующей скоростью лопасти, представляя

Фиг. 2. Пределы интегрирования при данном угле погружения в теорию Морнея

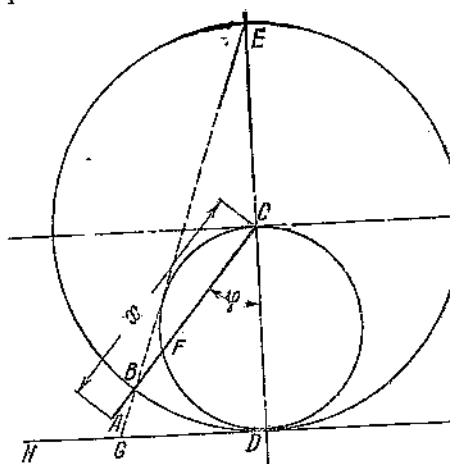
щей собою ту скорость, с которой лопасть движется в воде перпендикулярно своей поверхности.

Выражая окружную скорость c в зависимости от числа оборотов и радиуса x для действующей скорости точки A , будем иметь следующее выражение:

$$w_c = \frac{\pi \cdot n}{30} (x - r \cdot \cos \varphi).$$

Это выражение равносильно тому, что точка A будет вращаться относительно некоторого центра с радиусом $(x - r \cdot \cos \varphi)$.

Физический смысл этого выражения ясен из фиг. 3. Радиус вращения точки A пересекает в точке B катящийся круг радиуса r . Если около CD описать окружность, то она пересечется радиусом CA в точке F , причем дуга FD будет равна дуге BD катящегося круга. Таким образом, если оба круга катить одновременно по горизонтали HK , то точки B и F попадут в одну же точку G , расположенную на горизонтали, в силу чего точка F изменении радиуса всегда будет оставаться на нем. Последнее равносильно тому, что радиус перемещается по своему направлению



Фиг. 3. Точка опоры радиальной лопасти гребного колеса

одновременно вращаясь около точки F . Из чертежа не трудно усмотреть, что

$$\overline{CF} = r \cdot \cos \varphi.$$

Точка F , перемещающаяся лишь в плоскости лопасти, не испытывает сопротивления от воды и рассматривается в силу этого как опора лопасти. Таким образом, точка A , расположенная на расстоянии $\overline{CA} = x$ от оси катящегося круга, будет вращаться относительно точки F на радиусе:

$$\overline{FA} = \overline{CA} - \overline{CF} = x - r \cdot \cos \varphi.$$

Переходя к определению давления воды на лопасть, Морней, исходя из квадратичного закона сопротивления, считает, что сила нормального давления на пластинку будет пропорциональна квадрату действующей скорости, площади пластинки и плотности воды. Таким образом, по Морнею:

$$R = \frac{1}{2} \rho \cdot F \cdot \omega_c^2,$$

что он обосновывает следующим образом.

Если нормальное давление на пластинку, перемещающуюся в потоке под углом γ со скоростью ω , выразить законом:

$$R = \frac{1}{2} \rho \cdot F \cdot \omega^2 \cdot \sin^2 \gamma,$$

то работа сопротивления этой пластинки будет равна:

$$L = R \cdot \omega = \frac{1}{2} \rho \cdot F \cdot \omega^3 \cdot \sin^2 \gamma,$$

что равносильно работе сопротивления той же пластинки, перемещающейся нормально в потоке со скоростью:

$$\omega \cdot \sin \gamma = \omega_c.$$

Рассматривая у точки A бесконечно-узкую пластинку шириной dx и длиной b , Морней получил величину элементарного ее давления в следующем виде:

$$\begin{aligned} dR &= \frac{1}{2} \rho \cdot b \cdot dx \left[\frac{\pi \cdot n}{30} (x - r \cdot \cos \varphi) \right]^2 = \\ &= \frac{1}{2} \rho \cdot b \cdot \frac{\pi^2 \cdot n^2}{900} (x - r \cdot \cos \varphi)^2 dx. \end{aligned}$$

Горизонтальное давление на элементарную площадку лопасти будет равно нормальному давлению, умноженному на косинус угла уклона:

$$dT = dR \cdot \cos \varphi = \frac{1}{2} \rho \cdot b \cdot \frac{\pi^2 \cdot n^2}{900} (x - r \cdot \cos \varphi)^2 \cdot \cos \varphi \cdot dx.$$

Определяя горизонтальное давление для всей погруженной части лопасти при данном ее положении под углом φ к вертикали,

мы будем иметь мгновенный упор всей лопасти в виде следующего интеграла:

$$T_i = \frac{1}{2} \rho \cdot b \frac{\pi^2 \cdot n^2}{900} \int_{\frac{h}{\cos \varphi}}^{R_n} (x - r \cdot \cos \varphi)^2 \cdot \cos \varphi \cdot dx.$$

Решение последнего приводит к помещаемому ниже выражению для мгновенного упора лопасти:

$$T_i = \frac{1}{2} \rho \cdot b \frac{\pi^2 \cdot n^2}{900} \left(\frac{1}{3} R_n^3 \cdot \cos \varphi - R_n^2 r \cdot \cos^2 \varphi + R_n r^2 \cdot \cos^3 \varphi + \right. \\ \left. + \frac{1}{3} \frac{h^3}{\cos^3 \varphi} + h^2 r - h r^2 \cdot \cos^2 \varphi \right).$$

Упор всего гребного колеса, имеющего 2 z лопастей на оба борта, по Морнью, определяется как среднее отнесенное к полному обороту совокупное давление всех лопастей на протяжении всего рабочего хода, т. е. на протяжении центрального угла 2α (фиг. 2) от момента входа в воду до момента выхода из воды наружной кромки лопастей. При этом различаются два случая: когда внутренняя кромка лопасти радиуса R_a в нижнем положении не погружается под уровень воды и когда она погружается. В последнем случае упор определяется в виде разности двух интегралов.

В общем случае упор гребного колеса, по Морнью, может быть представлен в следующем виде:

$$T = \frac{2z}{\pi} \left[\int_0^\alpha \frac{1}{2} \rho \cdot b \frac{\pi^2 \cdot n^2}{900} \int_{\frac{h}{\cos \varphi}}^{R_n} (x - r \cdot \cos \varphi)^2 \cdot \cos \varphi \cdot dx \cdot d\varphi - \right. \\ \left. - \int_0^B \frac{1}{2} \rho \cdot b \frac{\pi^2 \cdot n^2}{900} \int_{\frac{h}{\cos \varphi}}^{R_a} (x - r \cdot \cos \varphi)^2 \cdot \cos \varphi \cdot dx \cdot d\varphi \right] = \\ = \rho \cdot b \cdot z \frac{\pi \cdot n^2}{2700} \left[\int_0^\alpha \left(R_n^3 \cos \varphi - 3R_n^2 r \cdot \cos^2 \varphi + 3R_n r^2 \cdot \cos^3 \varphi - \frac{h^3}{\cos^3 \varphi} + \right. \right. \\ \left. \left. + 3h^2 r - 3hr^2 \cdot \cos^2 \varphi \right) d\varphi - \int_0^B \left(R_a^3 \cos \varphi - 3R_a^2 r \cdot \cos^2 \varphi + \right. \right. \\ \left. \left. + 3R_a r^2 \cdot \cos^3 \varphi - \frac{h^3}{\cos^3 \varphi} + 3h^2 r - 3hr^2 \cdot \cos^2 \varphi \right) d\varphi \right].$$

Пропинтегрировав отдельные члены выражения и подставив пределы интегрирования, получаем, по теории Морнея, следующее выражение для упора гребного колеса с радиальными лопастями:

$$T = \rho \cdot b z \frac{\pi \cdot n^2}{5400} \{ [(6h^2r - 3R_n^2 r - 3hr^2) \alpha + (2R_n^2 + 4R_n r^2 - 3h \cdot r - 2R_n h^2 - hr^2 \cdot \cos \alpha)] \sin \alpha - [(6h^2r - 3R_s^2 r - 3hr^2) \beta + (2R_s^2 + 4R_s r^2 - 3R_s hr - 2R_s h^2 - hr^2 \cdot \cos \beta) \cdot \sin \beta] \}.$$

Здесь:

- ρ — плотность воды в кг сек²/м⁴;
- b — длина лопасти на один борт в м;
- z — число лопастей;
- n — число об/мин.;
- h — возвышение оси вала колеса над уровнем воды в м;
- r — радиус катящегося круга в м;
- R_n — наружный радиус гребного колеса в м;
- α — центральный угол входа наружной кромки лопасти;
- R_s — внутренний радиус гребного колеса в м;
- β — центральный угол входа внутренней кромки лопасти.

Величину к. п. д. гребного колеса с радиальными лопастями Морней определяет как отношение работы силы упора $T \cdot v$ к полной работе гребного колеса L

$$\eta_k = \frac{2\pi \cdot r \cdot n \cdot T}{60 \cdot L \cdot 75},$$

полную же работу гребного колеса L он определяет путем двойного интегрирования элементарного нормального давления на лопасть dR .

Работа элемента лопасти бесконечно-малой ширины, расположенного у точки A под углом φ к вертикальной линии, будет равна:

$$dL = dR \cdot c = \frac{1}{2} \rho \cdot b \frac{\pi^2 \cdot n^2}{27000} (x - r \cdot \cos \varphi) x \cdot dx.$$

Работа всей лопасти при данном угле ее расположения при условии, что внутренняя кромка лопасти не погружена под уровнем воды, будет определяться путем интегрирования элементарной работы по ширине лопасти от наружного ее конца до точки погружения в воду. Таким образом, мгновенная работа лопасти выразится:

$$L_i = \frac{1}{2} \rho \cdot b \frac{\pi^2 \cdot n^2}{27000} \int_{\frac{h}{\cos \varphi}}^{R_n} (x - r \cdot \cos \varphi) x \cdot dx.$$

Полная работа гребного колеса определяется как средняя мгновенная работа всех лопастей на всем протяжении рабочего хода в воде, отнесенная к полному обороту. При этом, как и при определении упора, различают два случая, в зависимости от погружения внутренней кромки лопасти в самом нижнем положении,

В общем случае для полной работы лопасти, выраженной в лошадиных силах, может быть написано выражение в таком виде:

$$L = \frac{z \cdot \rho \cdot b \cdot \pi^2 \cdot n^3}{27\,000 \cdot 75} \left[\int_0^\alpha \int_{\frac{h}{\cos \varphi}}^{R_n} (x - r \cdot \cos \varphi) x \cdot dx \cdot d\varphi - \int_0^\beta \int_{\frac{h}{\cos \varphi}}^{R_g} (x - r \cdot \cos \varphi) x \cdot dx \cdot d\varphi \right].$$

при $R_g > n$

Интегрирование этого выражения приводит к следующей формуле для определения полной мощности гребного колеса:

$$L = \frac{z \cdot \rho \cdot b \cdot \pi^2 \cdot n^3}{24\,300\,000} \{ [(3R_n^4 + 3R_n^2 r^2 - 6h^2 r^2) \alpha - (8R_n^3 r + R_n^3 h + 2R_n h^3 - 3R_n h \cdot r^2 - 8R_n h^2 \cdot r) \cdot \sin \alpha] - [(3R_g^4 + 3R_g^2 r^2 - 6h^2 r^2) \beta - (8R_g^3 r + R_g^3 h + 2R_g h^3 - 3R_g h r^2 - 8R_g h^2 r) \cdot \sin \beta] \}.$$

при $R_g > h$

Значения отдельных величин в этой формуле те же, что и в формуле для упора.

Таким образом, теория Морнея дает решение проблемы действия гребного колеса с радиальными плечами как в части определения упора, так и в отношении к. п. д.

Особое внимание в теории уделено вопросу учета переменности в погружении площади лопастей гребного колеса, и с этой стороны решение задачи является совершенно безупречным.

Однако громоздкость выводов и окончательных выражений для определения упорного давления и к. п. д. гребного колеса не может окупиться повышенной точностью расчета на базе рассматриваемой теории, так как положенные в ее основание теоретические предположки о пропорциональности упорного давления третьей степени синуса угла атаки и о независимости действия отдельных лопастей ни в какой мере не могут быть признаны точными. Кроме того устранение из выражения для упорного давления пластинки коэффициента сопротивления лишает теорию Морнея глубины в согласовании ее выводов с данными практики подобно тому, как это имело место в теории Марестье.

Поэтому, отдавая должное теории Морнея, как глубоко методической научной работе, совершенно логично разрешающей задачу о движении радиальной лопасти в невозмущенном потоке, необходимо отметить малую степень ее пригодности для практического приложения при ведении расчета колесных судовых движителей.

Во всяком случае примитивная теория Марестье, дополненная обработкой практических данных по натурным испытаниям колесных судов, по степени точности стоит не ниже сложной теории Морнея.

Теория Гайкина. Рассматривая, подобно Марестье, лопасть радиального гребного колеса как пластинку, движущуюся в потоке по пер-

пендикуляру к своей плоскости, Ранкин для определения упорного давления применил закон количества движения, а для определения затрачиваемой работы — закон живых сил. Полагая, что вся отбрасываемая лопастями вода приобретает скорость по направлению, прямо противоположному перемещению судна, равную скорости вращения колеса, и исходя из теоремы, что «импульс силы, действующей в течение определенного промежутка времени, равен приращению количества движения массы за то же время», отнесенной к единице времени, Ранкин получил широко известное выражение для упора:

$$R = \rho \cdot F \cdot c(c - v),$$

в котором:

ρ — плотность воды в кг сек²/м⁴;
 $F = 2b(H + t)$ — действующая площадь гребного колеса с радиальными плицами в м²;
 b — длина плицы на один борт в м;
 H — высота плицы в м;
 t — наибольшее погружение внутренней кромки лопасти в м;
 $c = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}$ — окружная скорость колеса в м/сек.;
 n — число об/мин. колеса;
 D — диаметр колеса по центрам лопастей в м;
 v — скорость движения судна в м/сек.

При установившемся движении судна реакция упорного давления воды на лопасть равна сопротивлению судна, и полезная работа движителя в этом случае составит:

$$T \cdot v = \rho \cdot F \cdot c(c - v)v.$$

Затрачиваемая движителем работа, равная приращению живой силы протекающей через него массы воды, составит:

$$L = \frac{m}{2} (c^2 - v^2) = \frac{1}{2} \rho \cdot F \cdot c(c^2 - v^2).$$

В соответствии с этим к. п. д. движителя получается равным:

$$\eta_h = \frac{T \cdot v}{L} = \frac{\rho \cdot F \cdot c(c - v)v}{\frac{1}{2} \rho \cdot F \cdot c(c^2 - v^2)} = \frac{2v}{c + v}.$$

По теории Ранкина это и есть наибольшее полезное действие, которого вообще может достигнуть реактивный движитель, так как оно получается при том условии, что вся приведенная в движение вода отбрасывается движителем точно назад и что последний работает без трения и без ударов; в действительности же будут иметь место дополнительные потери вследствие внезапного перехода от скорости воды при входе в движитель к скорости воды при выходе из него, вследствие потери живой силы при вступлении воды в движитель и вследствие отбрасывания воды движителем по наклонному направлению.

Если предположить, что вода в движителе мгновенно приобретает скорость выхода, что, по мнению Ранкина, имеет место у гребных колес с радиальными лопастями, то затрачиваемая движителем работа будет равна:

$$L_k = \rho \cdot F \cdot c^2 (c - v).$$

Коэффициент полезного действия при этом будет:

$$\eta_k = \frac{v}{c} = 1 - s_0,$$

где s_0 — скольжение гребного колеса.

Для гребных колес с радиальными плицами к. п. д., равный допущению до единицы величины скольжения, рассматривается, по теории Ранкина, как вообще наибольшее достижимое полезное действие гребных колес, так как оно получается без учета двух других основных категорий потерь: а) потери живой силы при входе воды в движитель и б) потери вследствие наклонного отбрасывания воды лопастями.

Теория Ранкина, в противоположность теории Морнея, не входит в детализацию картины движения плицы и останавливается лишь на сущности действия судового движителя. Благодаря этому с приобрела широчайшую популярность и получила широкое практическое использование как при ведении расчета, так и при оценке эффективности действия колесных движителей.

3. Первые опыты с моделями гребных колес

Опыты Брагга. Наряду с теоретическими построениями в области расчета гребных колес решение проблемы действия колесных движителей велось и ведется с помощью модельных испытаний. Первые такие опыты были проведены Браггом¹ и Шаффраном².

Опыты проф. Брагга над моделями гребных колес с радиальными и поворотными плицами были проведены в опытовом бассейне Митчеллского университета в 1913 году. Они велись с двумя конструктивными моделями гребных колес в первом случае диаметром 12 дюймов и шириной лопастей 2 дюйма, что соответствует относительной ширине лопастей 0,46, и во втором диаметром 12 дюймов и шириной 1,5 дюйма, что соответствует относительной ширине лопастей 0,425. В обеих моделях при испытаниях изменялась величина эксцентриситета, что обеспечивало получение экцентриситета отношения в пределах от 0 до 0,75, и варьировалось число оборотов с обеспечением величины относительного шага от 1,4 до 2,2.

Испытания моделей гребных колес производились при различных значениях скольжения, от 0 до 0,30, и при различных относительных погружениях гребного колеса — от 1 до 2,4.

Таким образом, опыты Брагга охватывают достаточно большое количество объектов,

¹ Prof. E. M. B r a g g. Feathering Paddle-Wheels. Transactions of The Society of Naval Architects and Marine Engineers, vol. 24, 1916.

² K. S c h a f f r a n. Modellversuche mit Schaufelrad-Propellern, «Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft», 1918.

Недостатком этих опытов является то, что значения скольжений взяты относительно низкие, в силу чего результаты испытаний могут быть использованы лишь для пассажирских колесных судов.

Брагг на основе закона подобия Фруда обрабатывает результаты испытаний в виде диаграммы для определения упора (фиг. 4) и в виде диаграммы для определения к. п. д. (фиг. 5).

Упорное давление гребных колес в фунтах на квадратный фут лопасти, как это следует из диаграмм фиг. 4, отложено в зависимости от скольжения, причем при определении величины упора необходимо учесть величины относительного эксцентриситета, погружения и шага. Порядок учета отмеченных факторов показан стрелками на диаграмме, а именно: со скольжением связаны по вертикали кривые относительного эксцентриситета; с последними по горизонтали связаны кривые относительного погружения, которые по вертикали связаны с кривыми относительного шага; последние кривые связаны по горизонтали со шкалой упорных давлений.

К. п. д. гребного колеса определяется в зависимости от величины относительного погружения по кривым (фиг. 5), которые связаны по горизонтали с кривыми относительного эксцентриситета, в свою очередь связанными по вертикали со скольжением колеса. Таким образом, определение к. п. д. в зависимости от скольжения производится не непосредственно, а проходит через два семейства кривых: относительного эксцентриситета и относительного погружения, причем последнее семейство кривых разбито на четыре группы по величине относительного шага.

Диаграмма для определения к. п. д. построена для относительной ширины лопастей колеса $b \cong 0,16$; однако Брагг считает возможным пользоваться ею и для других значений относительной ширины; по его мнению, с уменьшением ширины плиты к. п. д. будет несколько повышаться.

Приведенные на диаграммах (фиг. 4 и 5) термины имеют следующие значения (фиг. 6)

1) Скольжение по центрам лопастей:

$$s_a = 1 - \frac{60 \cdot v_m}{\pi \cdot n \cdot D},$$

где:

v_m — скорость перемещения относительно спокойной воды в м/сек.;

n — число об/мин. колеса;

D — диаметр окружности центров лопастей в м.

Таким образом, этим термином отображается понятие о кажущейся скольжении, отнесенном к окружной скорости центров лопастей.

2) Относительная ширина лопасти:

$$b = \frac{H}{D_{нар}},$$

где:

H — высота (ширина проекции лопасти в нижнем положении на вертикальную плоскость) лопасти в м;

$D_{нар} = D + H$ — наружный диаметр колеса в м.

3) Относительное погружение лопасти:

$$m = \frac{H + t_n}{H} = 1 + \frac{t_n}{H},$$

где t_n — наибольшее погружение внутренней кромки лопасти по уровню спокойной воды в м.

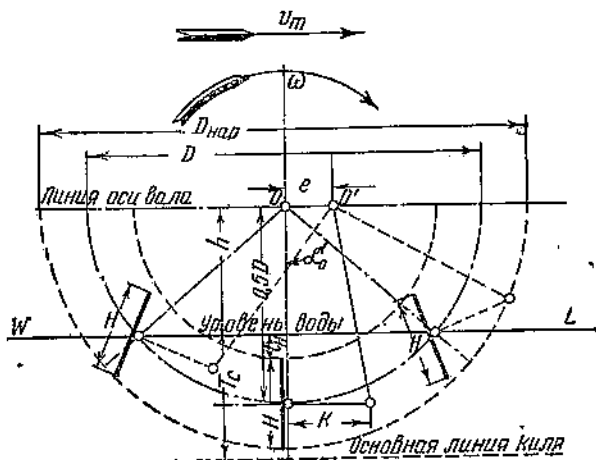
4) Относительный эксцентриситет поворотного механизма лопастей гребного колеса:

$$\xi = \frac{e}{k},$$

где:

e — абсолютный эксцентриситет т. е. отстояние центра эксцентрика от центра вала по горизонтали;

k — длина костыля, т. е. отстояние оси шарнира костыля от центра цапфы лопасти.



Фиг. 6. Обозначение основных элементов гребного колеса с поворотными плицами.

5) Относительный шаг лопастей гребного колеса:

$$t = \frac{\pi \cdot D}{Hz},$$

где:

z — число лопастей гребного колеса;

D — диаметр по центрам лопастей;

H — высота лопасти гребного колеса.

Исходя из величины относительного шага, можно определить число плиц гребного колеса при известном значении их относительной ширины независимо от диаметра. В самом деле:

$$z = \frac{\pi \cdot D}{Ht} = \frac{\pi(1-b)D_{нар}}{bD_{нар}t} = \frac{\pi(1-b)}{b \cdot t}.$$

Понятие об относительном погружении лопасти при определенной ее ширине равнозначно понятию об угле погружения гребного колеса (α_0). В соответствии с фиг. 6 имеем:

$$\cos \alpha_0 = \frac{h}{0,5D} = \frac{0,5D_{нар} - (H + t_n)}{0,5(D_{нар} - H)}.$$

Заменяя диаметр через относительную ширину лопасти, а глубину погружения через относительное погружение, получаем простое выражение для косинуса угла погружения:

$$\cos \alpha_0 = \frac{1 - 2bm}{1 - b}.$$

Из этого выражения видно, что угол погружения зависит только от относительных величин b и m .

Поскольку упорное давление на диаграммах отнесено только к площади лопасти, постольку необходимо при использовании диаграммных значений для расчета вводить величину относительной скорости. Так как все опыты Брагга проводились при скорости перемещения в 100 футов в минуту, или около 0,51 м/сек., то удельное упорное давление, согласно принятому им квадратичному закону сопротивления, должно определяться по формуле:

$$p' = p \left(\frac{v'}{100} \right)^2,$$

где:

v' — скорость перемещения рассчитываемого гребного колеса в футах в минуту;

p — удельное упорное давление, определенное по диаграммам (фиг. 4);

p' — удельное упорное давление рассчитываемого гребного колеса в фунтах на квадратный фут.

Порядок подсчета удельного упорного давления по диаграммам, приведенным на фиг. 4, показан стрелками, а именно: для данного скольжения проводим вертикаль до требуемого значения относительного эксцентриситета, а затем по горизонтали доходим до заданного значения относительного погружения. Через полученную точку снова проводим вертикаль до встречи с линией относительного шага, которая и определяет упорное давление гребного колеса по вертикальной шкале, приведенной на диаграмме.

По существу расчет получается очень простой, однако он осложняется тем, что величины скольжения и относительного погружения надо брать для расчета такими, какими они получаются при работе гребного колеса у бортов судна. Следовательно, необходимо ввести поправочные коэффициенты на изменение величины скольжения против того, которое имело бы место при работе гребного колеса в свободной воде, и на изменение величины относительного погружения по сравнению с погружением лопастей гребного колеса, находящегося в состоянии покоя.

Порядок определения к. п. д. по диаграмме, приведенной на фиг. 5, следующий: от величины рассматриваемого скольжения поднимаемся по вертикали до соответствующего значения относительного эксцентриситета, затем от полученной точки идем по горизонтали вправо или влево до величины относительного погружения той или иной группы кривых относительного шага; опуская затем вертикаль на шкалу к. п. д., получаем его значение.

При определении к. п. д. гребного колеса Брагг считает возможным исходить из величины кажущегося скольжения с обязательным введением в расчет действительного погружения, получающегося при работе колеса на судне. Таким образом, при определении к. п. д. вопрос усложняется, но это усложнение может быть поставлено только в плюс, а никак не в минус рассматриваемому методу.

Метод расчета гребного колеса Брагга основан на сравнении результатов испытания моделей колес с результатами испытания гребных колес натуральных размерений. Это сопоставление, как отмечено выше, вызвано тем, что работа гребного колеса как судового движителя происходит совершенно в других условиях в отношении погружения и скольжения, чем работа модели колеса. Модель при испытании в бассейне не имеет влияния себя корпуса судна, вследствие чего погружение ее лопастей как при состоянии покоя, так и во время движения практически почти одинаково: разница между ее скольжениями—действительным и кажущимся—происходит исключительно за счет изменения скорости подтекания воды к лопастям и обусловливается, следовательно, работой самой модели.

Иначе обстоит дело при работе действительного гребного колеса. У бортов судна во время его движения образуются обтекающее течение, попутный поток и волны, которые в большей или меньшей степени влияют на работу гребного колеса. Так, погружение лопастей во время движения судна может сильно отличаться от погружения их при состоянии покоя, в зависимости от того, в какой части волны работает колесо. Действительное скольжение натурального колеса будет отличаться от кажущегося вследствие подтекания воды к лопастям попутного потока, обтекающего течения и орбитообразных движений частиц воды в волне; при этом, если гребное колесо работает на подошве волны, то перечисленные факторы, за исключением попутного потока, стремятся уменьшить действительное скольжение по сравнению с кажущимся, если же колесо работает на вершине волны то попутный поток и орбитообразные движения частиц волны оказывают обратное влияние на обтекающее течение и на скорость подтекания воды к лопастям, и в этом случае действительное скольжение может быть больше кажущегося.

Брагг, положив в основание своего метода расчета результатов испытания моделей гребных колес, корректирует их в отношении величин скольжения и погружения результатами испытания колес натуральных размерений.

Таким образом, при расчете гребного колеса по методу Брагга учитывается работа гребного аппарата в условиях его действительной службы, благодаря чему рассматриваемый метод является принципиально весьма ценным, причем он может дать четкое решение задачи о расчете упора гребного колеса.

К сожалению, имеется одно обстоятельство, которое несколько понижает удельную ценность этого способа расчета. Дело в том, что положенные в основу метода испытания моделей колес были произведены с целью определения наилучшей соразмерности элементов комовых гребных колес на судах умеренных скоростей, сравнение же было проведено с бортовыми гребными колесами, устанавливаемыми

преимущественно на судах более высоких скоростей. В результате получилось, что сравниваемые модели и натуральные колеса работали не при соответственных скоростях. Так, модели колес испытывались при постоянной скорости в 400 футов в минуту и имели диаметр, равный одному футу. Для натуральных колес диаметром около 30 футов, сообразно с законом подобия, соответственная скорость должна быть равной $100 \cdot \sqrt{30} = 550$ футам в минуту; на самом же деле, как это можно видеть из таблицы, скорость перемещения действительных судов достигала 2000 футов в минуту, что приводит к нарушению закона о соответственных скоростях.

Это обстоятельство однако в большой степени смягчается введенными впервые Браггом понятиями о действительных скольжениях и погружениях гребного колеса, определяемых с помощью коэффициентов ζ и τ в зависимости от кажущихся значений тех же величин по следующим формулам:

$$s = \zeta \cdot s_0 \quad \text{и} \quad m = \tau \cdot m_0,$$

где:

- s_0 — кажущееся скольжение для центров плниц;
- s — действительное скольжение при работе колеса на борту судна;
- m_0 — кажущееся относительное погружение лопастей в состоянии покоя;
- m — действительное относительное погружение лопастей при работе гребного колеса с поступательной скоростью.

Для определения этих коэффициентов Брагг воспользовался сопоставлением результатов, полученных для моделей колес, с результатами испытания гребных колес натуральных размеров, работающих в обычных условиях на борту судна. Все необходимые данные об этих колесах, а равным образом результаты их испытания, приведены в таблице 1.

Коэффициент ζ получен на основании следующих предпосылок: упорное давление гребного колеса пропорционально квадрату поступательной скорости, механический к. п. д. машины равен 0,85; к. п. д. гребного колеса при соответствующих значениях кажущегося скольжения s_0 и кажущегося погружения m_0 может быть определен по диаграмме, приведенной на фиг. 5.

Порядок получения коэффициента ζ следующий.

Упорное давление гребного колеса при скорости v футов в минуту:

$$T = \frac{N_i \cdot 33\,000 \cdot 0,85 \eta_k}{2 \cdot A \cdot v},$$

где:

N_i — индикаторная мощность машины в л. с.;

η_k — к. п. д. гребного колеса;

A — площадь одной лопасти в квадратных футах.

Упорное давление при скорости в 400 футов в минуту

$$p = \frac{T}{(v : 400)^2}.$$

Основные данные об испытании восьми судов

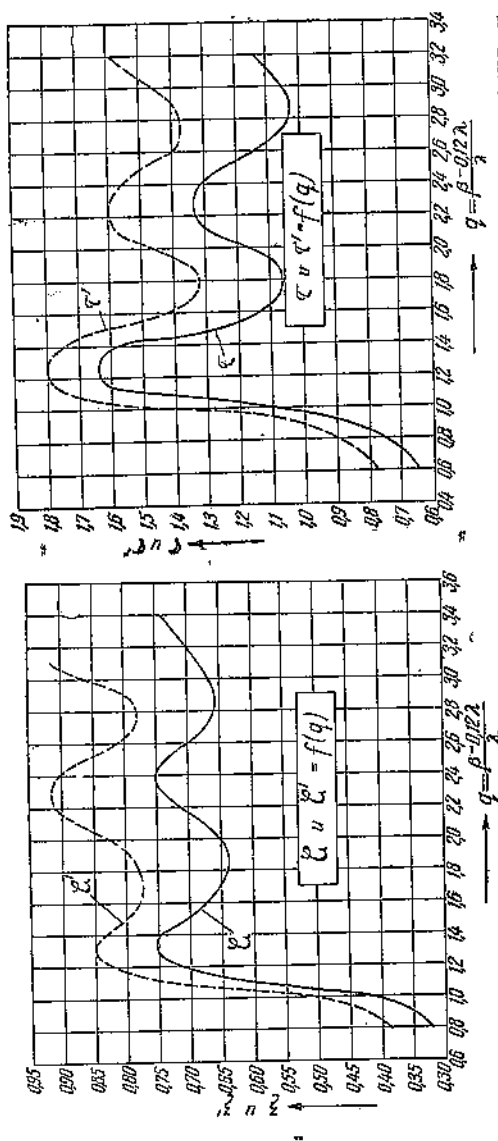
№ п/п	Наименование величин	Единица измерения	С у д н о						
			1	2	3	4	5	6	7
1	Длина между перпендикулярами . .	фут				330,3			
2	Наружный диаметр колеса	»				29,83			
3	Диаметр по центрам цапф	»				27,0			
4	Число лопастей . .					12			
5	Высота лопасти . . .	»				3,33			
6	Длина лопасти . . .	»				12,5			
7	Площадь лопасти . .	кв. фут				41,7			
8	Кажущееся погружение					4,42			
9	Относительная ширина					0,112			
10	Отношение	(8):(2)				0,148			
11	Относительное погружение	(8):(5)				1,32			
12	Относительный шаг .					2,13			
13	Эксцентриситет . . .	дюйм				13,5			
14	Длина костьля . . .	»				24,0			
15	Относительный эксцентриситет . . .					0,562			
16	Скорость судна . . .	узел	11,1	10,73	14,55	13,8	17,9	17,7	18,8
17	Скорость	футы в мин.	1122	1089	1473	1400	1811	1795	191
18	Кажущееся скольжение		0,150	0,150	0,150	0,150	0,159	0,155	0,1
19	Число об/мин. . . .		15,9	15,4	20,8	19,8	25,8	25,5	28,2
20	Индикаторная мощность	л. с.	540	529	1035	973	2310	2297	313
21	К. п. д. гребного колеса		0,68	0,68	0,68	0,68	0,675	0,675	0,6
22	Действительное скольжение . . .		0,106	0,111	0,092	0,099	0,106	0,108	0,1
23	$\zeta=(22):(18)$		0,71	0,74	0,61	0,66	0,67	0,70	0,7
24	Действительное погружение		1,41	1,54	1,30	1,40	1,48	1,60	1,5
25	$\tau=(24):(11)$		1,02	1,17	0,98	1,06	1,12	1,21	0,9
26	$\zeta'=\zeta:\rho$		0,97	1,02	0,79	0,86	0,88	0,87	0,9
27	$\tau'=\tau:\rho$		1,46	1,61	1,27	1,37	1,37	1,51	1,5
28	Расстояние от носа судна до оси колеса	фут	216,3	—	—	—	—	—	—

№ 1	Судно № 2	№ 3	№ 4	№ 5	№ 6	С у д н о № 7				№ 8
8						1	2	3	4	
	390	300	314	350	455			438		379
	29,03	22,43	28,5	25,0	29,42			31,0		24,0
	24,55	19,09	25,16	21,56	24,5			26,75		20,79
	11	9	11	10	11			12		9
	4,5	3,75	4,0	4,0	5,0			5,0		4,0
	14,0	12,0	12,0	13,0	14,5			14,5		14,5
	63,0	45,0	48,0	52,0	72,5			72,5		58,0
	6,5	4,75	5,16	5,17	6,5			7,58		5,5
	0,155	0,168	0,140	0,160	0,170			0,162		0,166
	0,223	0,211	0,181	0,200	0,220			0,244		0,229
	1,44	1,27	1,29	1,29	1,30			1,52		1,38
	1,56	1,78	1,80	1,70	1,40			1,40		1,81
	22,0	17,5	22,3	23,0	26,5			29,0		22,5
	36,0	30,0	34,0	36,0	42,0			42,0		36,0
	0,61	0,584	0,654	0,64	0,62			0,69		0,624
18,64	17,4	18,9	18,9	16,7	18,3	20,0	18,9	16,7	18,8	20,0
1888	1760	1910	1913	1690	1850	2030	1916	1686	1897	2026
0,179	0,172	0,186	0,254	0,170	0,146	0,167	0,149	0,150	0,155	0,223
27,6	27,6	20,0	33,3	30,9	28,3	29,8	27,5	24,3	20,3	41,5
2843	6420	3400	6472	3864	7606	12000	8625	5350	3020	5500
0,665	0,63	0,65	0,61	0,655	0,63	0,62	0,615	0,615	0,620	0,625
0,112	0,123	0,071	0,154	0,121	0,113	0,130	0,111	0,102	0,102	0,072
0,63	0,72	0,38	0,61	0,71	0,77	0,78	0,75	0,68	0,66	0,32
1,36	2,18	1,04	1,25	1,32	2,08	2,6	2,4	2,1	1,9	0,89
1,03	1,52	0,82	0,97	1,45	1,60	1,71	1,58	1,38	1,25	0,645
0,77	0,78	0,44	0,64	0,80	0,87	0,86	0,84	0,78	0,78	0,39
1,27	1,64	0,95	1,02	1,63	1,81	1,88	1,76	1,58	1,48	0,78
—	221,3	176,0	202,0	193,5	232,5	268,0	—	—	—	159,0

По диаграммам (фиг. 4) определяется величина скольжения, при котором можно бы получиться упорное давление при значениях относительного эксцентриситета, относительного шага и относительного кажущегося погружения, соответствующих рассматриваемому гребному колесу. Вы

полняется это следующим образом: через точку пересечения упора с линией относительного шага (табл. 1, строка 12) проводится вертикаль до встречи с относительным погружением (строка 14), дальше по горизонтали доводится до относительного эксцентриситета (строка 15), и затем в шкале абсцисс определяется скольжение, которое и будет действительным скольжением (строка 22). Отношение этого скольжения к кажущемуся (строка 1) дает значение коэффициента ζ (строка 23).

Коэффициент τ получен в предположении, что упорное давление колеса пропорционально поступательной скорости в степени 1,75, а механический к. п. машины равен 0,85, что к. п. д. колеса и соответствующем кажущемся скольжении действительном погружении может быть оценен по кривым фиг. 7. Порядок расчета коэффициента τ подобен расчету коэффициента ζ , именно: определяе



Фиг. 7. Соотношение между действительными и кажущимися величинами погружения и скольжения по Брауну

упорное давление p для колеса, перемещающегося со скоростью 100 футов в минуту, и затем по фиг. 4 определяется относительное погружение, при котором можно бы быть осуществлено это упорное давление для соответствующих величин кажущегося скольжения. Полученное таким образом относительное погружение будет дейст

тельным относительным погружением m ; разделив его на относительное кажущееся погружение, легко получить коэффициент τ (таблица 1, № 25).

Полученные значения величин соотношения между скольжением ζ и погружениями τ представлены в виде диаграммы на фиг. 7, на которых эти коэффициенты нанесены в зависимости от относительного расстояния между вершиной носовой волны и осью гребного колеса. Это расстояние определялось, исходя из предположений, во-первых, что длина волны λ , вызываемая проходом судна, подчиняется равенству:

$$\lambda = 0,5573 v^2,$$

λ — длина волны в футах и

v — скорость движения судна в узлах,

и, во-вторых, что вершина первой волны находится на расстоянии 0,12 ее длины позади носа судна.

Получаемые таким образом расстояния от вершины первой носовой волны до оси колеса, будучи разделенными на длину волны λ , являются абсциссами диаграммы и определяются соотношением:

$$q = \frac{\beta - 0,12\lambda}{\lambda},$$

в котором:

β — расстояние (в футах) от носа судна до оси гребного колеса (таблица 1, № 28);

λ — длина волны в футах, определяемая согласно приведенному выше выражению.

Введение на диаграммах в качестве аргумента относительного расстояния q обусловлено тем, что создаваемая проходом судна волна оказывает существенное влияние на работу гребного колеса, а потому учет положения последнего относительно волны имеет большое значение.

Помимо относительного влияния на работу гребного колеса на него оказывают влияние также абсолютные размеры волны, зависящие от относительной скорости хода и относительного водоизмещения корабля. Это влияние Брагг учитывает введением волнового фактора, определяемого по формуле:

$$\rho = \sqrt[5]{\frac{v_c}{\sqrt{L}} \frac{D_c}{100(L:100)^3}},$$

где:

v_c — скорость хода в узлах;

L — длина между перпендикулярами в футах;

D_c — водоизмещение судна в тоннах.

Величины действительного скольжения и действительного относительного погружения с учетом волнового фактора будут определять-

ся по тем же формулам в зависимости от кажущихся значений соответствующих величин, но с введенным другими коэффициентам, а именно

$$\zeta' = \frac{\zeta}{\rho} \quad \text{и} \quad \tau' = \frac{\tau}{\rho}.$$

На диаграммах фиг. 7 наряду с основными приведены и перпендикулярные на волновой фактор величины рассматриваемых коэффициентов в виде пунктирных кривых.

Для практических расчетов упорного давления и к. п. д. гребного колеса можно пользоваться как фактором скольжения, так и фактором погружения, причем результаты могут получиться сильно отличающиеся друг от друга. В отношении к. п. д. Брагг считает за истинное то значение, которое получается по диаграмме, исходя из действительного погружения и кажущегося скольжения. Что касается упорного давления, то в качестве такового можно брать среднее значение, получаемое, исходя из фактора скольжения и из фактора погружения.

Хотя диаграммы Брагга имеют чрезвычайно ограниченное применение как в отношении величины скольжения, так и величины погружения, а метод расчета по ним не лишен существенных недостатков тем не менее рассмотренная работа имеет громадное значение для развития теории гребного колеса.

В этой работе впервые поставлен вопрос об изучении влияния эксцентриситета на характеристики действия гребного колеса.

Как можно видеть из диаграммы, приведенной на фиг. 5, влияние относительного эксцентриситета на к. п. д. колеса сказывается двояко: для скольжений до максимума к. п. д. уменьшение относительного эксцентриситета сопровождается увеличением к. п. д. для скольжений же выше максимума (что обычно имеет место на практике) происходит обратное явление, т. е. с уменьшением относительного эксцентриситета значение к. п. д. уменьшается.

Из той же диаграммы можно видеть, что к. п. д. достигает максимума при значении скольжения от 12 до 18%, в зависимости от величины относительного эксцентриситета, с увеличением же и с уменьшением скольжения значение к. п. д. падает. Таким образом, Брагг своей работой с особой силой подчеркивает роль правильного выбора эксцентриситета в гребных колесах.

Затем он вводит совершенно новое понятие об относительном шаге расстановки лопастей по окружности колеса и отражает влияние шага, наряду с влиянием относительного погружения, на эффективность действия гребного колеса.

Из диаграммы мы видим, что относительное погружение и относительный шаг оказывают на к. п. д. противоположные влияния и именно: увеличение относительного погружения сопровождается уменьшением к. п. д., тогда как увеличение относительного шага влечет за собой увеличение к. п. д. Характер влияния этих величин на к. п. д. также различный: в то время как относительное погружение одинаково интенсивно при различных скольжениях влияние шага при малых скольжениях более интенсивно, чем при больших скольжениях.

По работы Брагга в практике расчета гребных колес значение относительного погружения явно недооценивалось. Причиной этому являлось иное освещение данного вопроса с точки зрения дисковой теории Ранкина.

Наконец, особенно важным является то, что Брагг вводит новое понятие о методе определения действительного скольжения и действительного погружения гребного колеса.

Согласно его теории, действительное скольжение не есть простое отставание скорости перемещения по отношению к скорости подходящих к лопасти струй воды, а является сложным понятием, учитывающим целый ряд факторов, влияющих на работу судового колесного двигателя в действительных условиях.

Таким образом, становится совершенно ясным, что величина действительного скольжения не может быть определена с помощью измерения скоростей воды у гребца, а должна устанавливаться путем сопоставления данных испытания моделей колес или же выводов теории с результатами натурных испытаний колесных судов. Это значение теории Брагга до сих пор еще не осознано целым рядом специалистов в области гребных колес.

На основании диаграмм Брагга может вестись, хотя и в ограниченных пределах, практический расчет элементов гребного колеса.

Положим, что требуется определить необходимую мощность машины и упорное давление, развиваемое гребным колесом, работающим на судне при скорости хода $v = 13,8$ узлов и при числе оборотов в минуту $n = 19,8$. Гребное колесо имеет следующие элементы:

Диаметр по центрам цапф лопастей	$D = 27,0$ фут.
Наружный диаметр	$D_n = 29,83$ »
Число лопастей	$z = 12$
Высота лопасти	$H = 3,33$ фута
Длина лопасти на оба борта	$B = 2 \times 12,5$ фут.
Относительный эксцентриситет	$\xi = 0,562$
Высота оси вала над зеркалом воды	$h = 10,495$ фута
Длина судна между перпендикулярами L	$L = 330,3$ »
Отстояние гребного колеса от носа	$\beta = 216,3$ »
Водоизмещение судна	$D_c = 1240$ т

Длина волны, создаваемая судном:

$$\lambda = 0,5573 \cdot 13,8^2 = 106 \text{ фут.}$$

Относительное отстояние колеса от вершины первой волны:

$$q = \frac{216,3 - 0,12 \cdot 106}{106} = 1,92.$$

По кривым фиг. 7 для значения $q = 1,92$ определяем значения коэффициентов относительного скольжения и относительного погружения равными:

$$\zeta' = 0,86 \text{ и } \tau' = 1,37.$$

Волновой фактор:

$$P = \sqrt[5]{\frac{13,8}{330,3} \cdot \frac{1240}{100 \cdot (330,3 : 100)^3}} = 0,764$$

и соответственно:

$$\zeta = 0,86 \cdot 0,764 = 0,66;$$

$$\tau = 1,37 \cdot 0,764 = 1,05;$$

кажущееся скольжение:

$$s_0 = 1 - \frac{v \cdot 103,3}{\pi \cdot n \cdot D} = 1 - \frac{13,8 \cdot 103,3}{3,14 \cdot 19,8 \cdot 27} = 0,15;$$

действительное скольжение:

$$s = 0,15 \cdot 0,66 = 0,099;$$

кажущееся относительное погружение:

$$m_0 = \frac{0,5 D_n - h}{H} = \frac{14,915 - 10,495}{3,33} = 1,32;$$

действительное относительное погружение:

$$m = m_0 \cdot \tau = 1,32 \cdot 1,05 = 1,39;$$

относительная высота лопасти:

$$b = \frac{H}{D_n} = \frac{3,33}{29,83} = 0,112;$$

относительный шаг:

$$t = \frac{\pi \cdot D}{H \cdot z} = \frac{3,14 \cdot 27}{3,33 \cdot 12} = 2,12.$$

По диаграммам, приведенным на фиг. 4, определяем упорное давление на 1 кв. фут лопасти гребного колеса, перемещающегося со скоростью 100 футов в минуту.

1) Исходя из действительного скольжения $s = 0,099$, кажущегося относительного погружения $m_0 = 1,32$, относительного эксцентриситета $\xi = 0,562$ и относительного шага $t = 2,12$, получаем при относительной высоте лопасти $b = 0,125$:

$$p_n = 0,92 \text{ фунт/кв. фут};$$

при относительной высоте лопасти $b = 0,160$:

$$t_n = 1,21 \text{ фунт/кв. фут}.$$

Экстраполируя по этим значениям для $b = 0,112$, получаем для нашего примера:

$$p_n = 0,81 \text{ фунт/кв. фут}.$$

2) Исходя из действительного погружения $m = 1,39$, кажущегося скольжения $s_0 = 0,15$, относительного эксцентриситета $\xi = 0,562$ и относительного шага $t = 2,13$, получаем:

при относительной высоте лопасти $b = 0,125$:

$$p_n = 1,68 \text{ фунт/кв. фут};$$

при относительной высоте лопасти $b = 0,160$:

$$p_n = 1,97 \text{ фунт/кв. фут}.$$

Экстраполируя по этим значениям для $b=0,412$, получаем для нашего примера:

$$p_n = 1,57 \text{ фунт/кв. фут.}$$

Теперь определяем упорное давление рассматриваемого гребного колеса, перемещающегося со скоростью $v'=13,8 \cdot 103,3 = 1400$ фут/мин.

1) Удельное упорное давление, исходя из фактора скольжения:

$$p'_1 = p_n \cdot \left(\frac{v'}{100} \right)^2 = 0,81 \cdot \left(\frac{1400}{100} \right)^2 = 159 \text{ фунт/кв. фут.}$$

Площадь лопасти на оба борта:

$$F = 2 \cdot 12,5 \cdot 3,33 = 83,4 \text{ кв. фута.}$$

Полное упорное давление гребного колеса:

$$T_1 = 159 \cdot 83,4 = 13\,260 \text{ фунтам.}$$

2) Удельное упорное давление, исходя из фактора погружения:

$$p'_2 = p_n \left(\frac{v'}{100} \right)^{1,75} = 1,57 \cdot \left(\frac{1400}{100} \right)^{1,75} = 159 \text{ фунт/кв. фут.}$$

Полное упорное давление гребного колеса:

$$T_2 = 159 \cdot 83,4 = 13\,260 \text{ фунтам.}$$

Таким образом, в нашем примере упорное давление получилось одинаковым при обоих факторах.

Далее, определяя к. п. д. гребного колеса по диаграмме, приведенной на фиг. 5, исходя из кажущегося скольжения $s=0,15$ и действительного погружения $m=1,39$ и пользуясь данными выше указаниями:

$$\eta_h = 0,68,$$

определяем необходимую мощность машины, считая ее механический к. п. д. равным 0,85:

$$N_t = \frac{T v'}{33\,000 \cdot 0,85 \cdot \eta_h} = \frac{13\,260 \cdot 1400}{33\,000 \cdot 0,85 \cdot 0,68} = 973 \text{ л. с.}$$

[Расчет получился достаточно простым вследствие заданных элементов гребного колеса. При выборе этих элементов для заданных величин тяги и мощности расчет пришлось бы вести методом вариантов, и он получился бы более громоздким, оставаясь по своему построению таким же, как и в разобранный нами примере.]

Опыты Шаффрана. Опыты Шаффрана над моделями гребных колес проводились в Берлинском судостроительном бассейне в 1917 году. Экспериментированию была подвергнута одна конструктивная модель пары гребных колес, устройство которой приведено на фиг. 8.

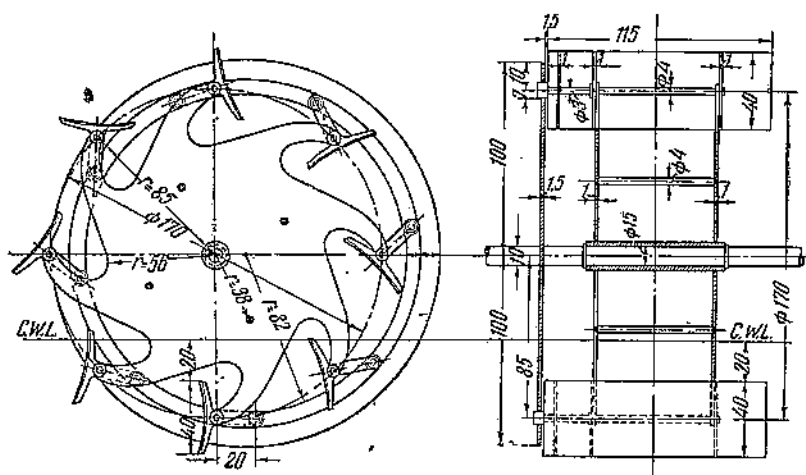
Благодаря специально устроенному поворотному механизму лопастей с движением шарниров костьлей в кругообразных прорезях кольца, установленного эксцентрично с осью колеса, модель могла испытываться как колесо с поворотными, а также с радиальными лопастями.

Модель, воспроизводившая действительное гребное колесо в $1/20$ натуральной величины, имела следующие основные размеры

Диаметр по центрам цапф лопастей . . . $D = 170$ мм
 Длина лопасти на оба борта $B = 2 \times 145$ мм
 Высота лопасти $H = 40$ мм
 Высота оси вала над уровнем воды . . $h = 45$ »
 Число лопастей $Z = 8$ »
 Наибольшее погружение внутренней кромки лопастей $t_n = 20$ мм
 Относительное погружение лопастей . . $m = 1,5$

Опыты проводились при постоянном погружении гребного колеса и при постоянном числе оборотов $n_c = 3$ об/сек.

Изменение величины скольжения гребного колеса обеспечивало за счет скорости перемещения испытательной тележки, которая варь



Фиг. 3. Устройство модели гребного колеса с поворотными лопастями

ровала в широких пределах—от нуля до скорости свободного перемещения.

В основу обработки результатов испытания для упорного давления было положено следующее выражение:

$$T = c \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot F v_z^3 \cdot s_n,$$

где:

c — постоянная, определяемая из опыта;

T — упор пары гребных колес в кг;

γ — удельный вес воды, равный 1000 кг/м³;

g — ускорение силы тяжести, равное $9,81$ м/сек²;

F — площадь лопасти на оба борта в м²;

v_z — скорость на окружности центров цапф лопастей в м/сек.;

s_n — номинальное скольжение.

Под номинальным скольжением Шаффран понимает отношение $\frac{v_s - v_e}{v_e}$, причем v_e есть скорость хода, исправленная на попутный поток, т. е.:

$$v_e = (1 - \omega) v_m,$$

где v_m — скорость хода судна относительно окружающей его воды, а ω — коэффициент попутного потока.

Так как окружная скорость колеса v_z равна $\pi \cdot D \cdot n_c$, где D — диаметр окружности по центрам дапф, n_c — число оборотов колеса в секунду, и так как для подобных колес площадь плечи пропорциональна квадрату диаметра, т. е. $F = aD^2$, то написанное выражение для упора колеса преобразуется в следующее:

$$T = c \frac{\gamma}{g} \cdot a \cdot \pi^2 \cdot D^4 \cdot n_c^2 \cdot s_n.$$

Заменяя произведение всех относительных величин в этом выражении через c_1 , т. е. принимая

$$c_1 = c \frac{\gamma}{g} a \cdot \pi^2 \cdot s_n,$$

легко получить выражение упорного давления в следующем виде:

$$T = c_1 \cdot n_c^2 \cdot D^4,$$

где c_1 — для подобных колес — величина, зависящая только от величины номинального скольжения и называемая «постоянной упора».

Выражение для крутящего момента на валу колеса получено, исходя из предположения, что момент пропорционален произведению величин упорного давления и диаметра колеса, т. е.:

$$M = k \cdot T \cdot D.$$

Подставляя выведенное выше выражение упора и заменяя произведение коэффициентов c_1 и k одним коэффициентом c_2 , для момента на валу гребного колеса легко получить выражение:

$$M = c_2 \cdot n_c^2 D^5,$$

где c_2 для подобных колес является величиной, зависящей только от номинального скольжения. Эта величина называется постоянной момента.

Таким образом, из испытаний модели колеса при постоянном числе оборотов для различных значений скорости перемещения могут быть получены величины постоянных упора и момента согласно выражениям:

$$c_1 = \frac{T}{n_c^2 \cdot D^4}$$

и

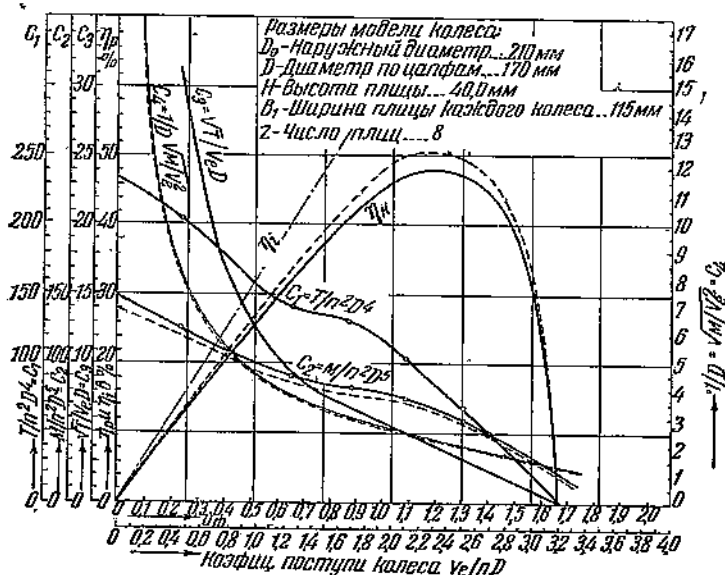
$$c_2 = \frac{M}{n_c^2 \cdot D^5},$$

являющихся функциями номинального скольжения:

$$s_n = 1 - \frac{v_e}{\pi \cdot n_c \cdot D},$$

или же коэффициента поступи, имеющего, по Шаффрану, следующее выражение:

$$\chi = \pi(1 - s_n) = \frac{v_e}{n_c D}.$$



Фиг. 9. Результаты испытания модели гребного колеса с поворотными плеча Шаффрана

К. п. д. гребного колеса определен как отношение полезной мощности упора к мощности, затрачиваемой на валу колеса:

$$\eta_h = \frac{T \cdot v_e}{2\pi \cdot n_c \cdot M}.$$

При подстановке вместо упора и момента их выражений через постоянные упора и момента:

$$T = c_1 \cdot n_c^2 \cdot D^4$$

и

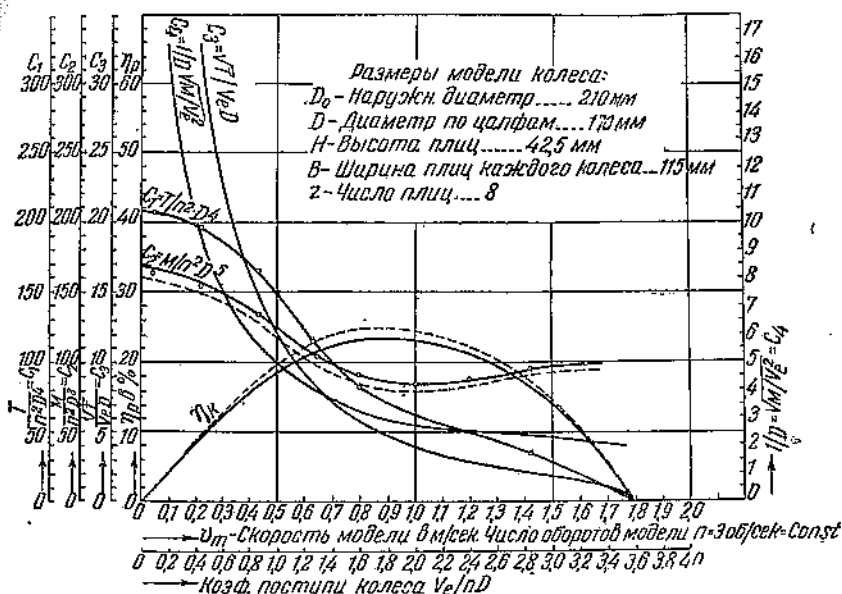
$$M = c_2 \cdot n_c^2 \cdot D^5$$

и вместо скорости перемещения v_e соответствующего выражению в зависимости от скольжения:

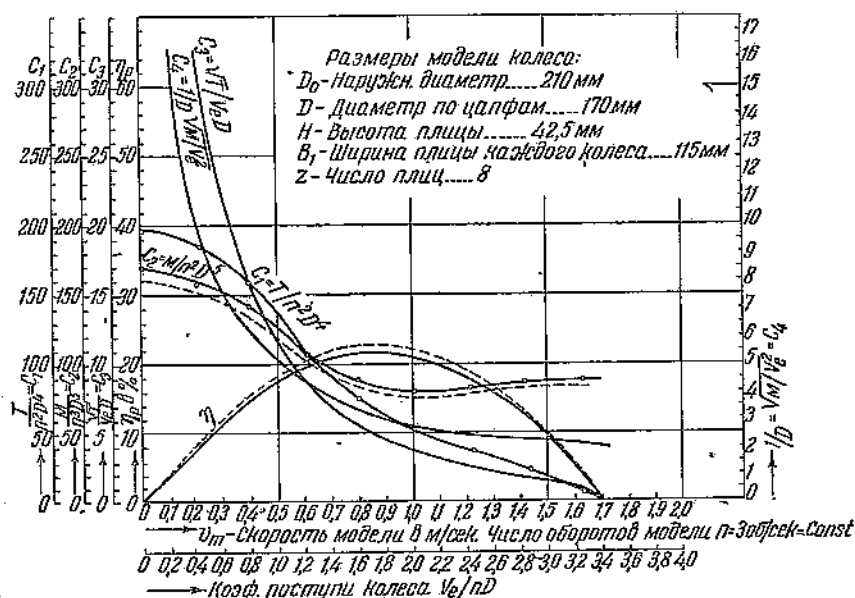
$$v_e = v_z(1 - s_n) = \pi \cdot D \cdot n_c(1 - s_n)$$

выражение для к. п. д. примет следующий вид:

$$\eta_h = \frac{c_1}{c_2} \cdot \frac{(1 - s_n)}{2} = \frac{c_1}{c_2} \cdot \frac{\chi}{2\pi}.$$



Фиг. 10. Результаты испытания модели радиального колеса с изогнутыми плицами



Фиг. 11. Результаты испытания модели радиального колеса с плоскими плицами

Таким образом, к. п. д., так же, как постоянные упора и момента, может быть представлен как функция от скольжения, или что то же, функции от коэффициента поступи.

В соответствии с этим результаты испытания моделей колес представлены Шаффрамом в виде трех диаграмм: на фиг. 9—для колеса с поворотными (изогнутыми) лопастями с эксцентриковым отношением $\xi \cong 0,75$; на фиг. 10—для колеса с радиальными изогнутыми лопастями и на фиг. 11—для колеса с радиальными плоскими лопастями.

На диаграммах постоянные упора и момента, а также к. п. представлены в виде кривых в зависимости от скорости перемещения непосредственно связанной в силу постоянства числа оборотов с коэффициентом поступи. Пунктирные кривые, приведенные рядом с основными, дают значения тех же величины, но за вычетом механических потерь в передаточном механизме от измерителя момента до вала гребного колеса.

Наряду с основными кривыми на диаграммах приведены две вспомогательные кривые, из которых первая—для коэффициента c_3 представляет собой отношение корня квадратного из постоянного упора к величине коэффициента поступи и вторая—для коэффициента c_4 —отношение корня квадратного из произведения $c_2 \cdot D$ к величине коэффициента поступи. Таким образом:

$$c_3 = \frac{\sqrt{c_1}}{x} = \frac{\sqrt{T} \cdot n_c \cdot D}{n_c \cdot D^2 \cdot v_e} = \frac{\sqrt{T}}{D \cdot v_e},$$

$$c_4 = \frac{\sqrt{c_2 \cdot D}}{x} = \frac{\sqrt{M} \cdot n_c \cdot D}{n_c \cdot D^2 \cdot v_e} = \frac{1}{D} \sqrt{\frac{M}{v_e^2}}.$$

Рассматривая диаграммы, мы видим, что максимальный к. п. колеса при оптимальной поступи получился относительно низкий и будет достигать у колеса с поворотными лопастями (фиг. 9) всего 50%, а у колес с радиальными лопастями (фиг. 10 и 11) едва 25%.

Оставляя в стороне вопрос о точности замера самих величин при испытании, приходится причину пониженного полезного эффекта искать в относительно большой ширине лопастей и в значительном погружении гребного колеса.

В силу большого погружения получилось также и значительное расхождение в кривых для к. п. д. поворотных и радиальных плит. Подобное расхождение не имеет места у мелкосидящих колес с узкими лопастями, у которых разница получается не столь значительная.

Диаграммы на фиг. 10 и 11 хорошо отображают влияние изогнутости плиты на эффективность действия гребного колеса.

Колеса с изогнутыми лопастями (фиг. 10) и по к. п. д. и по упору стоят выше колес с плоскими лопастями (фиг. 11).

Пользуясь приведенными диаграммами, можно вести расчет элементов гребных колес, имеющих восемь плит, относительно ширину лопасти $H/D = 0,235$ и относительное погружение лопастей равное 1,5.

Пользование этими диаграммами для определения силы тяги и к. п. д. гребного колеса можно иллюстрировать следующим цифровым примером.

Положим, что требуется определить натяжение на буксирном тале для колесного буксира в 1200 л. с. при скорости буксировки 11,65 км/час (3,24 м/сек.) и при 33 об/мин.

Прежде всего подсчитываем крутящий момент, подводимый к гребному колесу:

$$M = \frac{N_i \cdot \eta_m \cdot 75}{2 \cdot \pi \cdot n_c},$$

где N_i — индикаторная мощность машины, приходящаяся на одно колесо, η_m — механический к. п. д. машины, принятый равным 85%, n_c — число об/сек.

Подставляя числовые значения, получаем:

$$M = \frac{600 \cdot 0,85 \cdot 75}{2\pi \cdot (33 : 60)} = 11\,050 \text{ кгм.}$$

Постоянная крутящего момента:

$$c_2 = \frac{M}{n_c^2 \cdot D^5} = \frac{11\,050}{0,55^2 \cdot D^5} = \frac{36\,500}{D^5}.$$

Коэффициент поступки при значении коэффициента попутного потока, равном 0,10:

$$x = \frac{v_c}{n_c \cdot D} = \frac{(1 - 0,10) \cdot 3,24}{0,55 \cdot D} = \frac{5,30}{D}.$$

Для определения диаметра колеса D воспользуемся зависимостью $c_2 = f(x)$, представленной в виде кривой на диаграмме фиг. 9. Решая три уравнения с тремя неизвестными графическим путем, находим, что они могут быть удовлетворены при $D = 3,4$ м. В самом деле, коэффициент поступки при этом значении диаметра:

$$x = \frac{5,30}{3,4} = 1,56.$$

Этому значению коэффициента поступки соответствует по диаграмме значение постоянной момента $c_2 = 80,8$.

Подсчитывая постоянную момента по формуле:

$$c_2 = \frac{M}{n_c^2 \cdot D^5} = \frac{36\,500}{452} = 80,8,$$

получаем ту же величину c_2 .

Определив диаметр колеса по указанным выше соотношениям, мы можем определить и прочие элементы гребного колеса, а именно: длину, высоту и число лопастей, а также их относительное погружение в воду.

Затем по диаграмме определяем постоянную упорного давления, которая для значения $x = 1,56$ получается равной $c_1 = 133$, а так как

$$c_1 = \frac{T}{n_c^2 \cdot D^4},$$

то получаем полный упор, развиваемый гребным колесом:

$$T = c_1 \cdot k_s^2 \cdot D^2 = 133 \cdot 0,55^2 \cdot 3,4^2 = 5370 \text{ кг.}$$

Теперь остается определить тягу на буксирном гаке Z . Для этого воспользуемся соотношением:

$$T = \frac{Z + W}{2 \cdot (1 - k_s)},$$

где:

Z — тяговое усилие на буксирном гаке в кг;

W — сопротивление самого буксира, равное для данной скорости буксировки 860 кг;

k_s — коэффициент, названный Шаффраном по аналогии с винтом «коэффициентом засасывания» и принятый равным 5%.

Решая уравнение относительно Z , получим:

$$Z = 2T(1 - k_s) - W = 2 \cdot 5370 \cdot (1 - 0,05) - 860 = 9340 \text{ кг,}$$

что дает силу тяги на 1 л. с. подкапорной мощности:

$$\zeta = \frac{Z}{N_i} = \frac{9340}{1200} \cong 7,8 \text{ кг/л. с.}$$

Разобранный способ расчета упорного давления гребного колеса является чрезвычайно простым, однако он имеет один существенный недостаток, а именно: он требует определенного соотношения размеров колеса. Отклонение от этих соотношений может быть допущено только в сторону изменения относительной длины лопасти при сохранении неизменными относительной высоты и относительного погружения лопасти.

Изменять последние соотношения Шаффран не рекомендует, так как это делает возможным применение диаграммы только для определенного типа установок с гребными колесами, а именно — для тяжелых буксиров.

Хотя произведенные Шаффраном испытания в силу их ограниченности и не могут рассматриваться как исчерпывающий материал для практического расчета элементов гребных колес, тем не менее эта работа имеет большое значение для развития экспериментального решения проблемы действия гребного колеса, поскольку он перешел на константы упора и момента, открывшие дальнейшие широкие возможности.

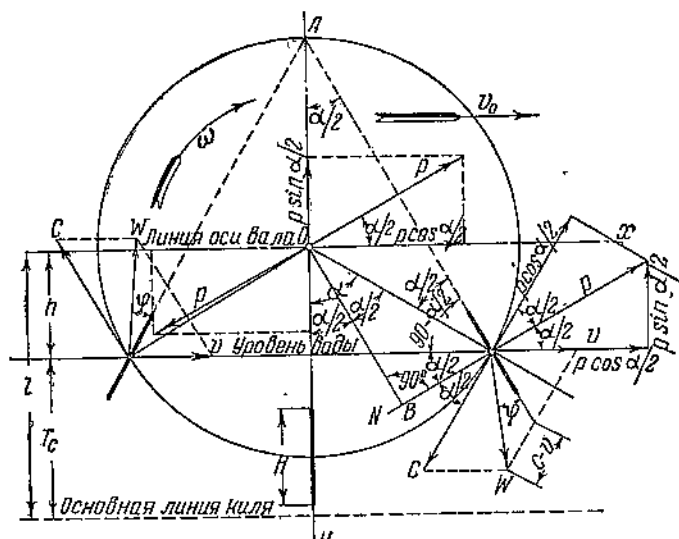
Таким образом, меньший размах рассматриваемых опытов по сравнению с работой Брагга в некоторой степени компенсируется большей принципиальной четкостью обработки результатов испытания.

Характерным для первых испытаний моделей колес Брагга и Шаффрана является то, что им не был поставлен вопрос о специфичности закона динамического подобия для колесных движителей и о критериях подобия для выбора соответственных размерений отдельных величин в сравниваемых системах. Только этим можно объяснить то, что в обоих случаях опыты велись при постоянном числе оборотов, т. е. при неизменном значении числа Фруда.

4. Теоретические решения задачи об упоре гребного колеса с поворотными лопастями

Теория Мокеева. Первые теоретические построения в области гребных колес существовали почти 100 лет. В течение этого времени техника опиралась главным образом на теорию идеального движителя Ранкина и на эксперименты с натуральными гребными колесами, установленными на судах.

Теоретических решений проблемы действия гребного колеса с поворотными лопастями за все это время история судовых движи-



Фиг. 12. Схема приложения сил на лопасти гребного колеса Ольдгама по Мокееву

телей не знает. Очевидно, сложность решения задачи, даже в отношении гребных колес с радиальными плицами, заставляла исследователей в области судовых движителей пользоваться почти исключительно методами испытания моделей.

Первое теоретическое решение задачи об упоре гребного колеса с поворотными лопастями относится к 1924 году; оно принадлежит русскому инженеру Н. Ф. Мокееву¹.

Это решение относится к гребным колесам с поворотными лопастями по системе Ольдгама, характеризующимися в кинематическом отношении тем, что линии расположения всех лопастей пересекаются в одной точке на окружности движения центров цапф. В основу решения задачи об упоре Мокеев положил принцип, примененный Фрудом² при выводе выражения для упора, создаваемого лопастями гребного винта.

¹ Н. Ф. Мокеев, инж., О работе гребных колес, журн. «Водный транспорт», № 2, т. II, 1924 г., стр. 207.

² W. Froude, On the elementary relation between pitch, slip and propulsive efficiency, Transactions of the Institution of Naval Architects, 1878.

Фруд, рассматривая элемент лопасти гребного винта как пластинку, движущуюся в воде под некоторым углом атаки, полагал, что нормальное давление на пластинку пропорционально ее площади, квадрату скорости перемещения и синусу угла атаки.

Таким образом, нормальное давление на пластинку определяет по Фруду формулой:

$$p = k \cdot F \cdot w^2 \cdot \sin \varphi,$$

где:

k — коэффициент давления;

F — площадь пластинки;

w — относительная скорость перемещения;

φ — угол атаки, т. е. угол между направлением скорости и плоскостью пластинки.

Применительно к гребному колесу (фиг. 12) относительная скорость w , входящая в выражение для упорного давления, в данный момент времени получается из сложения скоростей c и v .

$c = \frac{\pi \cdot n \cdot D}{60}$ — окружная скорость центров цапф лопастей;

$v = (1 - s)c$ — поступательная скорость лопастей относительно подходящей к ним воды;

n — установленное число оборотов колеса в минуту

D — диаметр колеса по центрам цапф лопастей в м

s — действительное скольжение.

Поскольку скорость w является величиной переменной, ее не ходимо выразить в зависимости от центрального угла α , которым характеризуется рабочее движение лопасти.

Исходя из треугольника скоростей (фиг. 12), величину скорости можно определить по формуле:

$$w = \sqrt{c^2 + v^2 - 2cv \cdot \cos \alpha}.$$

Составляющие скорости c и v являются постоянными величинами, переменность же результирующей скорости w обусловливается изменением ее направления. Следовательно, скорость перемещения w является функцией только угла поворота колеса α .

Угол атаки φ , образованный лопастью с направлением скорости w , является также величиной переменной.

Из треугольников, образованных скоростями и направлением входящей лопасти, легко получить соотношение:

$$\frac{c - v}{\sin \varphi} = \frac{w}{\sin \left(90 + \frac{\alpha}{2} \right)} = \frac{w}{\cos \frac{\alpha}{2}},$$

из которого определяется угол атаки:

$$\sin \varphi = \frac{(c - v) \cdot \cos \frac{\alpha}{2}}{w}.$$

Таким образом, угол атаки φ является также функцией только центрального угла α .

Наконец, площадь пластинки F , входящая в выражение для силы упорного давления $p = r \cdot F \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi$, есть величина постоянная, и рассматривается она как полная площадь лопасти гребного колеса на два борта. Получаемая в результате этого в каждый данный момент времени сила p будет являться равнодействующей сил упорного давления на лопасть, приложенной в центре ее давления. Этот центр можно считать совпадающим с центром цапф лопастей, что всегда может быть достигнуто за счет неравномерного распределения площади лопастей относительно их осей вращения.

Так как сила упора p является величиной переменной в течение всего рабочего движения лопасти в воде, то Мокеев принимает выражение для элементарной работы лопасти на бесконечно-малом ее перемещении в следующем виде:

$$dU = Q \cdot R \cdot d\alpha,$$

где:

$R = 0,5D$ — радиус колеса по центрам цапф;

$d\alpha$ — бесконечно-малый угол поворота;

$Q = p \cdot \cos \frac{\alpha}{2}$ — проекция силы p на направление вращения лопастей.

Подставляя в выражение dU приведенное выше значение силы упорного давления (p), а также выражения для угла атаки и скорости перемещения, Мокеев получил для элементарной работы лопасти следующее выражение:

$$\begin{aligned} dU &= k \cdot F \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi \cdot \cos \frac{\alpha}{2} R d\alpha = \\ &= kF(c-v) \sqrt{c^2 + v^2 - 2cv \cdot \cos \alpha} \cdot R d\alpha. \end{aligned}$$

Заменив $\cos^2 \frac{\alpha}{2}$ через $1 - \sin^2 \frac{\alpha}{2}$ и взяв интеграл от выражения для элементарной работы в пределах от $+\alpha$ до $-\alpha$, легко получить полную работу лопасти за один оборот колеса:

$$U = kF(c-v) \int_{+\alpha}^{-\alpha} \left(1 - \sin^2 \frac{\alpha}{2}\right) \sqrt{c^2 + v^2 - 2cv \cdot \cos \alpha} \cdot R d\alpha.$$

Для получения силы тяги гребного колеса необходимо из полной работы лопасти выделить часть ее, идущую на преодоление работы сопротивления воды движению судна. Для этого в центре вращения колеса (фиг. 12) прилагаются две противоположно направленные силы, равные силе p . Получается пара сил с моментом $p \cdot OB = p \cdot R \cdot \cos \frac{\alpha}{2}$ и сила p , приложенная в центре колеса, по величине и направлению равная силе, действующей на лопасть.

Составляющая этой силы в направлении движения судна $p \cdot \cos \frac{\alpha}{2}$ дает силу упорного давления лопасти в данный момент,

вертикальная же составляющая $p \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$ уничтожается весом судна, для которого она создает лишь ничтожное приращение пловучести.

Чтобы получить элементарную работу силы упорного давления ее надо умножить на путь $v_0 dt$, проходимый судном за тот бесконечно-малый промежуток времени dt , за который центр давления лопасти перемещается на длину дуги $Rd\alpha$, равную при установившемся режиме cdt .

Вводя в рассмотрение величину кажущегося скольжения, полагаем, что скорость движения судна, а вместе с ним и центра вращения колеса, составляет:

$$v_0 = (1 - s_0) \cdot c,$$

а потому путь, проходимый судном:

$$v_0 \cdot dt = (1 - s_0) c dt = (1 - s_0) R d\alpha,$$

так как

$$cdt = R d\alpha.$$

Элементарная работа лопасти в направлении перемещения судна будет определяться выражением:

$$dU_t = p \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \cdot v_0 \cdot dt = p \cdot \cos \frac{\alpha}{2} (1 - s_0) R d\alpha,$$

отличающимся от полной элементарной работы лопасти в направлении вращения:

$$dU = p \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \cdot R d\alpha$$

только множителем $(1 - s_0)$, представляющим собой дополнение единицы величины скольжения. Следовательно, элементарная работа упорного давления лопасти получается равной:

$$dU_t = dU (1 - s_0).$$

Таким образом, работа упорного давления лопасти за один оборот гребного колеса равняется:

$$U_t = kF(c - v) \cdot (1 - s_0) \int_{+\alpha}^{-\alpha} \left(1 - \sin^2 \frac{\alpha}{2}\right) \sqrt{c^2 + v^2 - 2cv \cdot \cos \alpha} \cdot R d\alpha$$

Ниже для упрощения введены обозначения:

$$c^2 + v^2 = a^2 \quad \text{и} \quad \frac{2cv}{c^2 + v^2} = b,$$

причем a и b имеют следующие выражения, в зависимости действительного скольжения:

$$a = c \sqrt{1 - (1 - s)^2}; \quad b = \frac{2(1 - s)}{1 + (1 - s)^2}.$$

Величина b при изменении скольжения s от 0 до 50% лежит в пределах от 1 до 0,8, а потому для упрощения интегрирования она принимается равной единице, но чтобы результат не исказился, в выражение для работы вводится поправочный коэффициент μ , имеющий для каждого значения скольжения соответствующую численную величину.

Выражение для работы упорного давления лопасти за один оборот принимает теперь следующий вид:

$$U_t = kF(c-v) aR(1-s_0) \int_{+\alpha}^{-\alpha} \left(1 - \sin^2 \frac{\alpha}{2}\right) \sqrt{1 - \cos \alpha} \cdot d\alpha \mu,$$

или, так как

$$\sqrt{1 - \cos \alpha} = \sqrt{2} \sin \frac{\alpha}{2}$$

и

$$d\alpha = 2d \frac{\alpha}{2},$$

работа лопасти получается равной:

$$U_t = 2\sqrt{2} \cdot k \cdot F(c-v) aR(1-s_0) \left[\int_{+\alpha}^{-\alpha} \sin \frac{\alpha}{2} d \frac{\alpha}{2} - \int_{+\alpha}^{-\alpha} \sin^3 \frac{\alpha}{2} d \frac{\alpha}{2} \right] \mu.$$

После интегрирования в указанных пределах для полезной работы лопасти получается следующее выражение:

$$U_t = \frac{2}{3} \pi^2 \sqrt{2} \cdot k \cdot \mu \cdot s \sqrt{1 - (1-s)^2} \times \\ \times F \cdot \left(\frac{n}{60}\right)^3 D^3 \left(1 - \cos^3 \frac{\alpha}{2}\right) (1-s_0).$$

Чтобы получить секундную работу всего колеса, надо полученное выражение умножить на число лопастей колеса n и на секундное число оборотов $\frac{n}{60}$. Разделив результат на 75, можно получить мощность упорного давления гребного колеса в лошадиных силах:

$$N_t = 0,124 \cdot (1-s_0) k \cdot \mu \cdot s \sqrt{1 + (1-s)^2} zF \left(\frac{n}{60}\right)^3 D^3 \left(1 - \cos^3 \frac{\alpha}{2}\right).$$

Самое упорное давление гребного колеса получится, исходя из соотношения:

$$\frac{T \cdot v}{75} = N_t,$$

откуда:

$$T = \frac{75 \cdot N_t}{(1-s_0) \pi D \frac{n}{60}} =$$

$$= 2,96 \cdot k \cdot \mu \cdot s \sqrt{1 + (1-s)^2} \cdot zF \left(\frac{n}{60}\right)^3 D^2 \left(1 - \cos^3 \frac{\alpha}{2}\right).$$

Коэффициент давления k принимается Макеевым равным:

$$1,25 \cdot 102 = 127,5;$$

таким образом, для силы тяги гребного колеса, выраженной в килограммах, получается следующее выражение:

$$T = 377,4 \cdot \mu \cdot s \sqrt{1 + (1-s)^2} \cdot zP \left(\frac{n}{60} \right)^2 D^2 \left(1 - \cos^2 \frac{\alpha}{2} \right).$$

Входящий в это выражение поправочный коэффициент μ имеет, в зависимости от величины действительного скольжения, значения,

Таблица 2

Значения поправочного коэффициента в формуле Макеева для силы тяги гребного колеса с поворотными лопастями по системе Олдрига

№ по пор.	Действительное скольжение	Поправочный коэффициент
1	0,00	1,000
2	0,05	1,030
3	0,10	1,065
4	0,15	1,105
5	0,20	1,150
6	0,25	1,215
7	0,30	1,285
8	0,35	1,365
9	0,40	1,440
10	0,45	1,535
11	0,50	1,630

определяемые по таблице 2.

Теория Макеева явилась крупным сдвигом на пути решения проблемы действия гребного колеса. В этой теории особое внимание уделено учету влияния погружения лопастей на упор, развиваемый гребным колесом. Благодаря этому была достигнута возможность выбора оптимальных углов погружения колес, что повело к повышению эффективности действия целого ряда колесных судов.

Узким местом в практическом пользовании выражением Макеева при расчете упора гребного колеса является определение величины действительного скольжения,

которое рассматривается им в зависимости от скорости подтекания воды к лопастям при работе колеса у бортов судна.

При расчете колес Макеев предлагает оценивать действительное скольжение в 70% кажущегося для буксиров и в 60% для пассажирских судов при нормальных углах погружения от 45 до 50°.

Однако опыты показывают, что постоянства соотношения между скольжениями нет, и действительное скольжение не может быть так просто оценено в зависимости от кажущегося.

Помимо ограниченности выкладки определенным кинематическим типом гребного колеса, недостатком теории является положенное в основание ее выражение для силы упора.

Упорное давление на пластинку не пропорционально синусу угла атаки при изменении его в широких пределах; кроме того коэффициент давления не является величиной постоянной, а зависит от формы пластинки, соотношения ее размеров и величины угла атаки.

Слабым местом в теории является также учет полезного действия гребного колеса, сводящийся к примитивному выражению для к. п. д. как дополнения до единицы величины кажущегося скольжения. Таким образом, к. п. д. колеса остается неизменным, независимо от изме-

нения погружения или величины эксцентрикового отношения поворотного механизма лопастей.

Теория Мокеева, несмотря на отмеченные недостатки, сыграла большую роль в развитии судовых колесных движителей. Она имеет не только научное значение, но и широкое распространение в практике расчета гребных колес с поворотными лопастями.

Уравнение упора Кабачинского. Подходя к решению проблемы действия гребного колеса на основе принципа механического подобия, проф. Н. Н. Кабачинский еще в 1926 году¹ поставил вопрос о необходимости уточнения модуля подобия при использовании экспериментального материала. В 1933 году² на основе анализа опытного материала им было высказано положение, что у геометрически подобных колес при неизменном скольжении упор не возрастает пропорционально квадрату скорости, как предполагали Братт и Шаффран, и что критерием подобия для гребных колес, как не вполне погруженных в воду движителей, должно служить число Фруда:

$$\phi = n \sqrt{D},$$

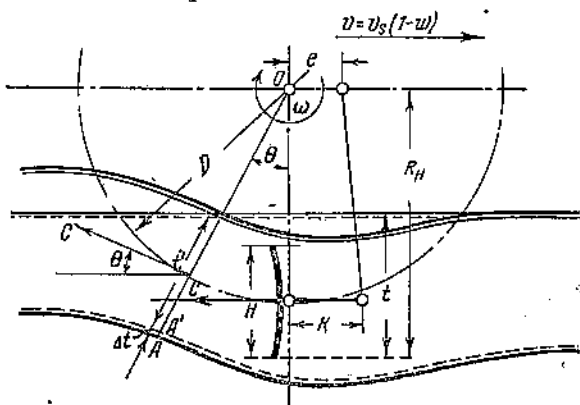
где:

n — число оборотов гребного колеса и

D — диаметр колеса по центрам цапф лопастей.

В дальнейшем путем детального учета волнового движения у колесного движителя проф. Н. Н. Кабачинский³ выводит уравнение упора гребного колеса, исходя из количества движения массы реактивной струи.

Представляя движение реактивной струи так, как показано на фиг. 13, он предполагает, что по мере роста скорости при вступлении этой струи в сферу действия колеса получают сужение потока и увеличение вертикальной составляющей его скорости, максимум которой соответствует углу Θ наклона струи к горизонту.



Фиг. 13. Искривление уровня свободной поверхности воды под действием винта

¹ Инж. Н. Н. Кабачинский, Применение принципа механического подобия к определению основных размеров гребных колес, журн. «Водный транспорт» № 8—12, 1926 г.

² Н. Н. Кабачинский, Влияние волнообразности реактивной струи на отдачу гребного колеса, журн. «Морское судостроение» № 9, 1933 г.

³ «К расчету гребных колес», Труды Горьковского промышленного института, т. I, 1935, стр. 75.

Обозначая через c' среднюю приведенную скорость реактивной струи, проф. Кабачинский дает уравнение упора гребного колеса в следующем виде:

$$T = m(c' \cdot \cos \Theta - v),$$

File:

$$m = \rho \cdot B \cdot t' \cdot c' \text{ — секундная масса реактивной струи:}$$

(ρ — ПЛОТНОСТЬ ВОДЫ В КГ СЕК²/М⁴);

B — длина плиты на оба борта в м;

t' — погружение нижней кромки плиты, определяющее глубину реактивной струи, в м;

v — поступательная скорость пролированного движителя в м/сек

После подстановки выражения для массы уравнение удорожания будет иметь вид:

$$T = \rho \cdot B \cdot t' \cdot c' (c' \cdot \cos \Theta - v).$$

Для определения толщины реактивной струи дано приближенное выражение:

$$t' = R_n \left(1 - \frac{1,65}{z^2} \right) - \frac{R_n - t}{\cos \Theta},$$

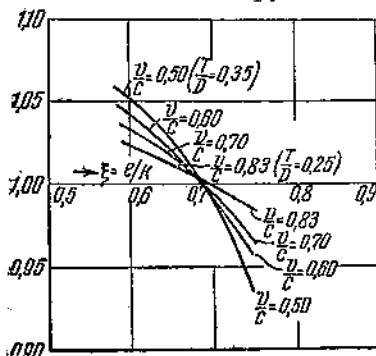
где:

R_n —радиус окружности, приведенный из центра вала колеса через нижнюю кромку плечи в нижнем ее положении;

 z — число спиц колеса:

t — наибольшее погружение нижней кромки плиты под уровнем спокойной воды.

Средняя приведенная скорость реактивной струи определяется в зависимости от окружной скорости центров цапф лопастей в следующем виде:



Фиг. 14. Влияние относительного эксцентриситета на эффективность действия колеса по Набачинскому

$$c' = c \cdot x = \frac{\pi \cdot n \cdot D}{60} \cdot x,$$

где:

n — число оборотов колеса в минуту;

x — коэффициент скорости реактивной струи.

Этот коэффициент зависит как от комплекса явлений, связанных с работой гребного колеса вблизи поверхности свободного уровня у корпуса судна, так и от соотношения основных кинетических элементов поворотного механизма лопастей.

Для определения коэффициента λ на фиг. 14 приведена диаграмма, на которой этот коэффициент дается в зависимости от поступи колеса $\lambda = \frac{v}{c}$, относительного эксцентриситета $\xi = \frac{e}{r}$

и относительного погружения $m = \frac{z}{D}$. При этом автором сделана оговорка, что диаграмма подлежит уточнению ввиду недостаточности соответствующих опытных данных.

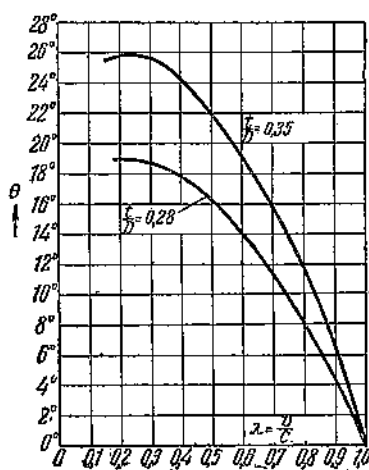
Входящая в выражения для упора и для поступи скорость изолированного движителя определяется в зависимости от скорости движения судна по формуле:

$$v = (1 + w) v_s,$$

где w — коэффициент встречного потока, величина которого, в соответствии с более поздними данными проф. Кабачинского¹, может быть определена по таблице 3.

Таблица 3
Величины встречного потока по Кабачинскому

Тип судовой установки с гребными колесами	Коэфф. встречного потока w	
	Мелководье	Нормальные условия
Буксиры с бортовыми гребными колесами с отношением $\frac{B}{2D} = 1,50$	0,04	0,02
Буксиры с бортовыми колесами с отношением $\frac{B}{2D} = 1,00$	0,06	0,03
Пассажирские суда с бортовыми колесами	0,10	0,05
Установки с кормовыми гребными колесами	— 0,20	



Фиг. 15. Угол уклона реактивной струи по Кабачинскому

Угол уклона реактивной струи наиболее трудно поддается теоретическому учету, а потому для его определения на фиг. 15 дается опытная диаграмма; она справедлива для частного значения величины относительного эксцентриситета, равного 0,68.

Таким образом разрешается проф. Кабачинским задача об упоре колеса. Как видно, уравнение упора в основном опирается на экспериментальные данные, а потому оно совершенно справедливо сводится к виду характеристики относительного упора:

$$\alpha = \frac{T}{\rho \cdot B \cdot T \cdot c^2}.$$

Для определения относительного упора вначале было предложено следующее выражение:

¹ Инж. Н. Н. Кабачинский, Определение основных размеров гребных колес, «Труды ВНИИТОСС», т. I, вып. 3, 1936 г. Е го же, К методологии расчета гребных колес, «Архив Сормосудопроекта», реестр 20052, инв. № СР-2789, 1937 г.

$$\alpha = \tau \cdot x (x \cdot \cos \Theta - \lambda'),$$

где:

$\tau = \frac{t'}{t}$ — коэффициент толщины реактивной струи;

$x = \frac{c'}{c}$ — коэффициент приведенной скорости реактивной струи;

$\lambda' = \frac{v}{c'}$ — приведенная относительная поступь.

В дальнейшем на основе учета некоторых дополнительных явлений (кавитация, вихреобразование) и уточнения выводов для определения относительного упора дано выражение:

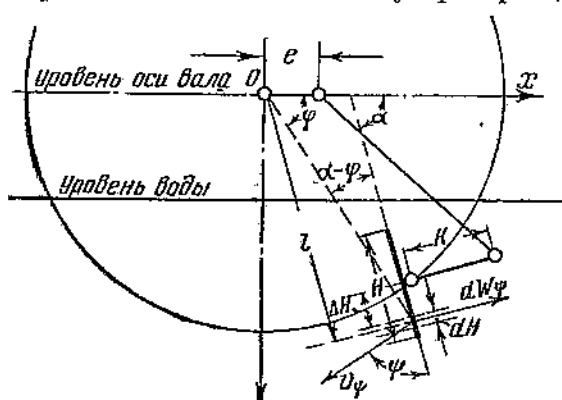
$$\alpha = \omega \cdot \gamma (\cos \Theta - \lambda),$$

где:

$\omega = 1 - v' (1 - \lambda) \pi D / zt$ — коэффициент, зависящий от явления вихреобразования (величина v' определяется графическим путем);

γ — коэффициент, зависящий от погружения лопасти (определяемый также графическим путем).

В последней из цитированных работ проф. Кабачинского, для определения относительного упора приводится диаграмма, по которой величина α берет



Фиг. 16. Схема приложения силы на элемент лопасти по ЦНИИВТУ

в зависимости от поступи λ и от числа Фруда $n\sqrt{D}$. Для построения этой диаграммы использованы данные модельных испытаний.

Хотя рассмотренное уравнение упора и обеспечивает достаточной точности для практического расчета элементов гребного колеса и не получило широкого распространения в практике проектирования с

удовых движителей в силу относительной своей громоздкости и в надежности выбора отдельных коэффициентов, тем не менее работы проф. Кабачинского заслуживают большого внимания, так как они дают принципиальную постановку целого ряда вопросов в области теории гребного колеса.

Метод определения упора колеса по ЦНИИВТУ. В работе научного сотрудника ЦНИИВТа В. М. Лаврентьева «Теория и расчет судовых гребных колес» (1937 г.) приведен метод графоаналитического определения упора гребного колеса с поворотными лопастями, основанный на определении сопротивления воды пластинке, движущейся под некоторым углом атаки.

Рассматривая в составе лопасти гребного колеса, как это показано на фиг. 16, бесконечно-узкую пластинку, шириной dH , и принимая для нормального давления на пластинку обычное выражение:

$$dW_{\psi} = \frac{1}{2} \rho \cdot B \cdot c_{\psi} \cdot v_{\psi}^2 \cdot dH,$$

где:

ρ — плотность воды в кг сек³/м⁴;

B — длина пилы в м;

H — высота пилы в м;

v_{ψ} — скорость перемещения данного элемента в м/сек.;

c_{ψ} — опытный коэффициент, зависящий от угла атаки пластинки, соотношения ее размеров и степени изогнутости,

получена следующая формула для определения упора лопасти колеса при данном ее погружении, подобно тому, как это было выведено в теории Морнея, а именно:

$$W_{\psi} = \frac{1}{2} \rho \cdot B \int_0^H c_{\psi} \cdot v_{\psi}^2 \cdot dH.$$

Вводя под знак интеграла вместо абсолютной ширины пилы относительную ширину $\beta = \frac{H}{D}$ и вместо абсолютной скорости относительную скорость, выражение для нормального давления воды на лопасть можно привести к следующему виду:

$$W_{\psi} = \frac{1}{2} \rho \cdot B \cdot D v_t^2 \int_0^{\beta} c_{\psi} \left(\frac{v_{\psi}}{v_t} \right)^2 d\beta;$$

при этом входящий в это выражение интеграл является безразмерной величиной.

Вычисление этого интеграла предлагается производить для каждого данного положения пилы методом квадратур, разбивая ее по высоте на произвольное число равных частей и определяя для каждой части, как для изолированной пластинки, величины скорости перемещения v_{ψ} и угла атаки ψ по формулам:

$$\begin{aligned} v_{\psi}^2 = v_t^2 \left\{ \lambda_i + 1 + f^2 \left[\frac{m [\cos(\alpha - \varphi) - \xi \cdot \sin \varphi]}{m \cdot \cos(\alpha - \varphi) - \cos \alpha} \right]^2 + \right. \\ \left. + 2f \left[\frac{m [\cos(\alpha - \varphi) - \xi \cdot \sin \varphi]}{m \cdot \cos(\alpha - \varphi) - \cos \alpha} \right] [\cos(\alpha - \varphi) - \lambda_i \sin \alpha] - 2\lambda_i \cdot \sin \varphi \right\} \\ \cos \psi = \frac{v_t}{v_{\psi}} [\sin(\alpha - \varphi) + \lambda_i \cdot \cos \alpha], \end{aligned}$$

где:

$\lambda_i = \frac{v_i}{v_t}$ — индуктивная поступь колеса;

v_i — горизонтальная скорость плыцы;

f — расстояние рассматриваемого элемента лопасти от осей ее вращения;

m — отношение радиуса колеса к величине абсолютной эксцентриситета;

α — угол уклона лопасти к горизонту;

φ — угол уклона к горизонту радиальной прямой, проведенной из центра лопасти к данному сечению лопасти

$\xi = \frac{e}{h}$ — относительный эксцентриситет поворотного механизма лопасти.

Зная величины скорости и угла атаки, для каждого элемента подсчитывают произведение $\left[c_\phi \cdot \left(\frac{v_\phi}{v_t} \right)^2 \right]$ и определяют коэффициент давления c_ϕ по кривой продувки плоской пластинки бесконечного размаха в зависимости от угла атаки ϕ и результаты подсчета строят в виде кривой распределения подынтегральной величины вдоль погруженной части плыцы.

Определив площадь построенной кривой, получают значение рассматриваемого интеграла:

$$f(\varphi) = \int_0^B c_\phi \left(\frac{v_\phi}{v_t} \right)^2 d\beta.$$

Упор плыцы в данном положении, равный горизонтальной проекции нормального давления, будет определяться выражением:

$$p_\varphi = W_\varphi \cdot \sin \alpha = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot B \cdot D \cdot v_i^2 f(\varphi).$$

Определив значения упора лопасти p_φ для всех положений ее начиная от угла φ_1 , соответствующего входу наружной кромки лопасти в воду, и кончая углом φ_2 , соответствующим выходу наружной кромки лопасти из воды, построив эти значения упора в виде кривой в зависимости от угла поворота φ в указанных пределах и разделив площадь кривой на 2π , получают среднее значение упора плыцы за один оборот колеса:

$$\bar{p} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot B \cdot D \cdot \frac{v_i^2}{2\pi} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sin \alpha f(\varphi) d\varphi.$$

Умножая найденное значение среднего упора одной плыцы на общее их число, получают полный упор гребного колеса с числом плыц z в виде следующего общего выражения:

$$T = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot B \cdot D \cdot \frac{v_i^2}{2\pi} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sin \alpha \int_0^B c_\phi \left(\frac{v_\phi}{v_t} \right)^2 d\beta d\varphi$$

Проведя расчет для заданного значения индуктивной поступи, определяют соответствующее ей значение кажущейся поступи гребного колеса как судового движителя по формуле:

$$\lambda_0 = \frac{v}{v_t} = \lambda_t - \frac{z}{\lambda_t} \frac{\tau}{\beta} \frac{1}{4\pi} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \sin \alpha f(\varphi) d(\varphi),$$

где:

$\tau = \frac{H}{T_k}$ — относительное погружение лопастей;

T_k — погружение наружной кромки лопасти в самом нижнем положении под уровнем воды;

$\beta = \frac{H}{D}$ — относительная ширина плиты;

v — скорость перемещения колеса вместе с судном.

Формула для соотношения между индуктивной и кажущейся поступью выведена на основании элементарной теории идеального движителя, а потому она ни в какой мере не отображает явлений, происходящих у лопастей гребного колеса, как движителя, не вполне погруженного в воду и работающего вблизи корпуса судна.

Метод определения упора гребного колеса по ЦНИИВТу, представляющий дальнейшее развитие теории Морнея применительно к поворотным лопастям, является чрезвычайно громоздким по своему построению, а потому мало пригодным для практического использования при расчете судовых колесных движителей. Вместе с тем громоздкость метода ни в какой мере не искупается его практической точностью или же его особой принципиальной сущностью.

Геометрическая картина движения лопасти, как шарнирного механизма, в рассматриваемой теории отражена безукоризненно. Однако громоздкость самого построения и отсутствие расчетных формул в законченном виде несколько обесценивают этот вывод.

Переходя к сущности определения упора изложенным методом, необходимо отметить ряд крупных недостатков его. Прежде всего давления пластинки изогнутой и пластинки в составе лопасти будут неодинаковыми, а потому сумма давлений отдельных элементов не будет равна совокупному давлению всей лопасти. Затем, учет давления на отдельные элементы, исходя из условий погружения лопасти, требует точного знания уровня жидкости при работе гребного колеса; определение же данного расчетного элемента является задачей до сих пор неразрешенной и, вообще говоря, трудно поддающейся теоретическому решению средствами современной гидродинамики. Наконец, переход от индуктивной к кажущейся поступи гребного колеса как судового движителя не может быть решен настолько примитивно, как это сделано в рассматриваемом методе, а требует учета целого ряда явлений, имеющих место при работе многолопастного колеса вблизи свободного уровня у корпуса судна.

Рассмотренный метод расчета упора гребного колеса, равно как и ряд других описанных выше требуют введения опытных коэффициен-

тов, что ни в какой мере не может оправдать сложности метода, лишаящей его оперативной гибкости при обработке натуральных или же модельных испытаний гребных колес.

5. Теоретические решения задачи об определении коэффициента полезного действия гребного колеса

Общие выражения к. п. д. На основании теории Ранкина были выведены два выражения для к. п. д. реактивного двигателя:

а) при мгновенном переходе скорости входа в скорость выхода частиц воды в двигателе:

$$\eta = \frac{v_e}{v_a} = 1 - s_0;$$

б) при полном использовании жпвой силы входящих в движитель частиц воды:

$$\eta = \frac{2v_e}{v_a + v_e} = \frac{1 - s_0}{1 - \frac{1}{2}s_0}.$$

Эти выражения в практике расчета гребных колес долго оставались единственными формулами, оценивавшими эффективность полезной отдачи судового колесного двигателя¹.

В рассматриваемых формулах скорость подходящих струй воды к двигателю v_e считали равной скорости движения судна относительно воды, а скорость покидающих струй v_a — равной окружной скорости гребного колеса. В соответствии с этим величина $s_0 = 1 - \frac{v_e}{v_a}$ является кажущимся скольжением колеса как судового движителя.

Так как приведенные формулы давали значительные отклонения от практических значений, то в них вводились коррективы. Так, в цитированной выше работе Теуберт дает для практического расчета формулу к. п. д. колеса в следующем виде

$$\eta_k = \frac{(0,80 \div 0,90) \cdot 2v_e}{v_a + v_e}.$$

В справочнике Хютте (Юбилейное издание 1927 г. на немецком языке, т. IV, стр. 78) для определения к. п. д. гребного колеса дается практическая формула подобного же вида, но опирающаяся на первое выражение, а именно:

$$\eta_k = (0,90 \div 0,95) \cdot \frac{v_e}{v_a}.$$

¹ Возьмем, например, работу Теуберта.

Oskar Teubert, Die Binnenschifffahrt, t. I, Die Fortbewegungsmittel, S. 437, 1921.

Первые попытки теоретического решения задачи об определении к. п. д. гребного колеса с поворотными лопастями относятся только к концу двадцатых годов нынешнего столетия¹.

Хотя эти первые работы еще не дали конкретных формул, пригодных для практического расчета, тем не менее они представляют безусловный интерес и в большой мере способствовали дальнейшему развитию теории гребного колеса.

Теория Хааса. Анализируя зависимость между полезной отдачей и нагрузкой колесных буксиров, Хаас ищет теоретическое выражение для к. п. д. гребного колеса, исходя из общего закона количества движения; при этом он принимает, что скорость воды, отбрасываемой гребным колесом, меньше окружной скорости его вращения, и что лопасти гребного колеса работают в обратном потоке, возникающем у бортов движущегося судна.

Сущность теоретического построения Хааса заключается в следующем.

Принимая для к. п. д. колеса обычное выражение:

$$\eta_k = 1 - s,$$

Хаас определяет входящее в него скольжение не в зависимости от соотношения скоростей судна и окружности колеса, а исходя из решения уравнения упора, составленного в самом общем виде, а именно:

$$T = \rho \cdot F \cdot v_a (v_a - v_s),$$

где:

F — площадь лопасти;

ρ — плотность жидкости;

v_a — скорость воды, выходящей из-под колеса;

v_s — скорость воды, подходящей к гребному колесу.

Скорость выхода воды v_a Хаас выражает в зависимости от скорости входа ее v_s и окружной скорости гребного колеса v_k в следующем виде:

$$v_a = \frac{v_s + \beta v_k}{1 + \beta}.$$

В соответствии с этим уравнение упора после несложного преобразования примет следующий вид:

$$T = \rho \cdot F \cdot \frac{v_s^2 - v_s \cdot v_k + \beta \cdot v_k \cdot v_s + \beta \cdot v_k^2}{(1 + \beta)^2}.$$

Вводя далее понятие о некотором действительном скольжении:

$$s = 1 - \frac{v_s}{v_k},$$

Хаас устанавливает связь между скоростью подтекания и окружной скоростью, оставляя, таким образом, в стороне вопрос о необходимости определения коэффициента обратного потока.

¹ Н. Н. Кабачинский, К вопросу о коэффициенте полезного действия гребного колеса, «Известия Нижегородского государственного университета», вып. 2, 1928 г.

F. H a a s, Beziehungen zwischen Wirkungsgrad und Belastung bei Radschleppern, Werft-Reederei-Hafen, Januar, Heft 2, 1929.

После подстановки величины окружной скорости:

$$v_s = \frac{v_s}{1-s},$$

уравнение упора после ряда преобразований приводится к следующему виду:

$$T = \rho F \cdot v_s^2 \cdot \frac{\frac{1+\beta^2}{4\beta} \left[\frac{1-\beta}{2\sqrt{\beta}} + \sqrt{\beta}(1-s) \right]}{(1+\beta)^3 (1-s)^2}.$$

Но:

$$\frac{v_s^2}{(1-s)^2} = v_s^2 = \frac{\pi^2 \cdot n^2 \cdot D^2}{3600},$$

а поэтому:

$$T = \frac{F \cdot n^2 \cdot D^2}{3,57(1+\beta)^2} \left\{ \frac{(1+\beta)^2}{4\beta} - \left[\frac{1-\beta}{2\sqrt{\beta}} + \sqrt{\beta}(1-s) \right]^2 \right\}.$$

Решая это уравнение относительно величины, действительного скольжения, легко получить следующее выражение для s :

$$s = \frac{1-\beta}{2\beta} + 1 \pm \frac{1+\beta}{\sqrt{\beta}} \sqrt{\frac{1}{4\beta} - \frac{3,57 \cdot T}{n^2 \cdot D^2 \cdot F}}.$$

Входящий под знак радикала в качестве вычитаемого член, представляющий собой удельную нагрузку на колесо, обозначается буквой σ и рассматривается в качестве основного фактора, влияющего на к. п. д. гребного колеса.

Принимая во внимание, что для гребного колеса, как судового движителя, имеет смысл только знак минус при радикале, и, беря к. п. д. колеса как дополнение до единицы величины его действительного скольжения, Хаас получил следующую формулу:

$$\eta_k = \frac{1+\beta}{\sqrt{\beta}} \sqrt{\frac{1}{4\beta} - \sigma} - \frac{1-\beta}{2\beta},$$

в которой:

$$\sigma = \frac{3,57 \cdot T}{n^2 \cdot D^2 \cdot F}.$$

Здесь:

T — полный упор гребного колеса в кг;

n — число об/мин.;

D — диаметр колеса по центрам цапф лопастей в м;

F — площадь пилы гребного колеса на оба борта в м².

Таким образом, для определения к. п. д. гребного колеса неизвестной величиной остается только коэффициент β , значение которого может быть определено на основании данных испытаний колесных судов.

Построив с этой целью график, подобный приведенному на фиг. 17, для различных значений коэффициента β , мы сможем оценить, нанося на него данные практических испытаний, наиболее вероятные значения этой величины. Хаас, например, на основе обработки данных

испытаний тяжелых буксиров считает, что наиболее вероятным значением для коэффициента β является величина 0,10, при которой формула к. п. д. приводится к следующему простому виду:

$$\eta_n = 5,5 \cdot \sqrt{1 - 0,4\sigma} - 4,5.$$

Хаас считает возможным пользоваться этой формулой при значениях удельной нагрузки $\sigma \geq 0,20$. При меньших значениях этой нагрузки кривая к. п. д., как это показано пунктиром на фиг. 17, вследствие вредных гидравлических сопротивлений снова резко идет вниз.

Теория Хааса представляет большой интерес как способ обработки данных натурных испытаний колесных судов с целью их дальнейшего использования для практического расчета.

Получив путем опыта для разных типов колесных установок соответствующие значения коэффициента β , можно определить к. п. д. для таких же типов колес и при тех же условиях их работы.

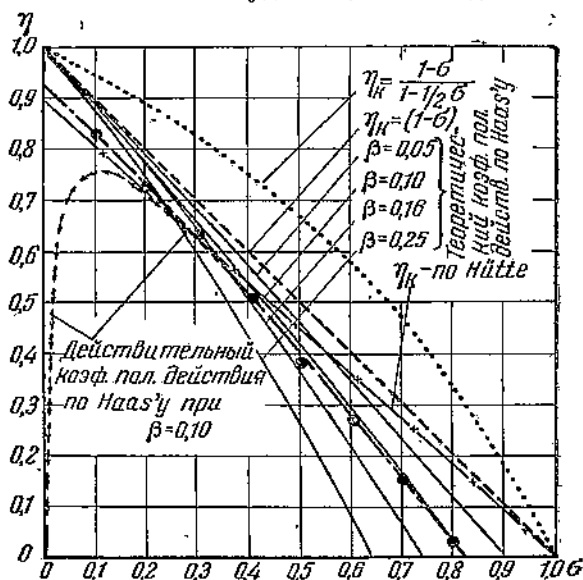
Однако вследствие ограниченности учитываемых теорией факторов выводы теории не могут быть распространены на все случаи практики главным образом из-за трудности установления соответствия в типах колес.

Так, в теории Хааса прежде всего не учтено влияние погружения колеса на эффективность его действия, тогда как этот момент является первостепенным, поскольку гребное колесо есть движитель, не вполне погруженный в воду, и эффект его действия есть функция не только от размеров, но и от степени погруженности колеса.

Кроме того эта теория не учитывает такого важного фактора, как величина эксцентрикового отношения поворотного механизма лопасти гребного колеса, в силу чего вуалируется роль поворотности лопастей у колесных движителей.

Несмотря на это, неоспоримой заслугой теории Хааса является учет вызванных движителем скоростей, а также учет влияния, оказываемого корпусом судна на действие гребного колеса.

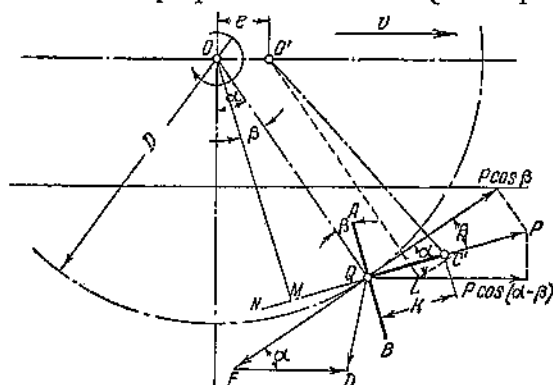
Введенный Хаасом коэффициент обратного потока находит отражение и в дальнейших теоретических построениях в области гребных колес.



Фиг. 17. Коэффициент полезного действия гребного колеса по Хаасу

Формулы для к. п. д. гребного колеса по Кабачинскому. Желая отобразить влияние на к. п. д. гребного колеса с поворотными лопастями величины эксцентрикового отношения, проф. Кабачинский в цитированной выше работе 1928 года вводит понятие о мгновенном к. п. д. лопасти. Этим термином он определяет отношение работы создаваемой изолированной лопастью AB (фиг. 18) в горизонтальном направлении, к работе, затрачиваемой на ее продвижение в данный момент времени, т. е. при мгновенном значении центрального угла вращения α .

Полагая, что равнодействующая сил упорного давления воды на лопасть p приложена в точке Q в направлении по нормали к лопа-



Фиг. 18. Разложение скоростей и давлений, приложенных к лопасти гребного колеса по Кабачинскому

ставляющей силы P , умноженной на перемещение опоры O в данный промежуток времени dt :

$$dN_n = pv \cdot \cos(\alpha - \beta) \cdot dt.$$

К. п. д. лопасти в данный момент времени получается, таким образом, равным:

$$\eta_a = \frac{d \cdot N_n}{dN} = \frac{v}{u} \cdot \frac{\cos(\alpha - \beta)}{\cos \beta} = a_a(1 - s_a),$$

где:

$s_a = 1 - \frac{v}{u}$ — кажущееся скольжение гребного колеса;

v — горизонтальная скорость движения лопасти;

u — скорость вращения центра лопасти;

a_a — коэффициент, являющийся функцией соотношения углов α и β ;

$$a_a = \frac{\cos(\alpha - \beta)}{\cos \beta}.$$

В то время как угол α является величиной независимой, изменяющейся только в соответствии с расположением лопасти, угол β зависит исключительно от соотношения основных элементов поворотного

механизма. Таким образом, формула для мгновенного к. п. д. качественно учитывает влияние эксцентрикowego отношения.

Хотя практического применения эта формула не получила, однако она представляет безусловный интерес как первая попытка теоретического учета влияния величины относительного эксцентриситета на эффективность полезной отдачи гребного колеса.

В дальнейшем¹ тот же автор дает формулу к. п. д. при безударном входе для изолированного гребного колеса с большим числом плиц и с малым погружением; при этом предполагается отсутствие затрат мощности: а) на преодоление лобовых сопротивлений при опускании плиц в воду и при выходе их; б) на преодоление сопротивлений трения плиц о воду и в) на подъем воды, смачивающей поверхность плиц, а также поднимаемой с ними.

Эта формула имеет следующий вид:

$$\eta = \frac{1 + \frac{s}{v}}{1 + \frac{5}{3} \cdot \frac{s}{v} + \frac{3}{4} \left(\frac{s}{v} \right)^2},$$

где:

$s = u' - v$ — скорость действительного скольжения;

$u' = xu$ — средняя приведенная скорость реактивной струи с учетом влияния эксцентриситета поворотного механизма лопастей;

$u = \pi \cdot n \cdot \frac{D}{60}$ — скорость на окружности центров валков;

x — коэффициент для учета приведенной скорости реактивной струи, определяемый приближенно по диаграмме (фиг. 14) в зависимости от величины эксцентрикowego отношения;

$v = v_s(1 + w)$ — поступательная скорость изолированного движителя;

v_s — скорость судна;

w — коэффициент встречного потока.

В этой формуле Кабачинский, опираясь на теорию Хааса, развивает ее для идеализированных условий действия гребного колеса на основе своей прежней работы по учету влияния эксцентрикowego отношения. Однако вследствие недостаточных данных о коэффициенте встречного потока w и приближенности учета коэффициента x формула Кабачинского имеет лишь теоретический интерес. Занимаясь впоследствии учетом влияния вихреобразования на упорное давление и затрачиваемую гребным колесом мощность, он выводит третью формулу для к. п. д. судового колесного движителя с поворотными лопастями

$$\eta = \lambda \cdot \frac{\tau(\cos \theta - \lambda) \left\{ \mu - \frac{\gamma \pi \cdot D}{4 \cdot z t} \frac{1}{\tau} \left[\cos \theta \frac{(1 - \lambda)^2}{\cos \theta - \lambda} + 2\lambda^2 \frac{1 - \cos \theta}{\cos \theta - \lambda} \right] \right\}}{\frac{1}{2} \psi' \cdot \tau (1 - \lambda^2) \left[\mu - \frac{\gamma \pi \cdot D (1 - \lambda)}{4 z \cdot t \cdot \tau} \right] + \frac{z \cdot A \cdot t}{2 \rho \cdot D}},$$

¹ Проф. Н. Н. Кабачинский, К расчету гребных колес, «Труды Горьковского индустриального института», т. I, 1935.

где:

$\lambda = \frac{v}{u}$ — относительная поступь гребного колеса;

$\tau = \frac{t'}{t}$ — коэффициент толщины реактивной струи;

t — наибольшее погружение наружной кромки плиты;

t' — погружение (в соответствии с фиг. 13), определяющее глубину реактивной струи;

θ — угол наибольшего наклона реактивной струи к горизонту;

μ — коэффициент погружения оси вихрей, получающихся за лопастями гребного колеса;

ν — коэффициент вертикальной размерности завихренной области;

ψ — коэффициент, зависящий от потерь при сообщении энергии реактивной струе с учетом вихреобразования;

D — диаметр колеса по центрам цапф лопастей;

z — число плит у гребного колеса;

ρ — плотность жидкости;

$A \cong 0,034\rho$ — коэффициент, зависящий от конструкции гребного колеса.

Сложный вид этой формулы не создает условий, обеспечивающих точность получаемых по ней результатов; наоборот, большое количество входящих в эту формулу коэффициентов, определение которых ведется весьма приближенно, приводит к весьма ненадежным результатам. Кроме того влияние отдельных величин, входящих в формулу, настолько ничтожно, что сам автор считает возможным пренебречь, например, вихреобразованием в целях упрощения ведения расчета.

Судя по тому, что проф. Кабачинский в своей работе «К методологии расчета гребных колес» не предлагает этой формулы для практического использования, можно сделать вывод, что он придает ей лишь теоретическое значение, не считая возможным применять ее в расчетах для определения к. п. д. гребного колеса с поворотными лопастями.

В самом деле, предлагаемая формула не отражает в эффективной форме основных факторов, влияющих на работу гребного колеса, к каковым следует в первую очередь отнести погружение и величину эксцентрисового отношения.

В последующих своих работах проф. Кабачинский подходит к определению к. п. д. в зависимости от постоянных упора и момента что является логическим следствием изучения действия гребных колес с точки зрения закона механического подобия.

Выражение для к. п. д. гребного колеса по ЦНИИВТУ. Поставив целью дать общее выражение для к. п. д. гребного колеса, В. М. Лаврентьев¹, рассматривая одно из положений плиты в воде, как это показано на фиг. 19, переносят действующую на плиту совокупную силу давления воды W в точку A , лежащую на одной

¹ ЦНИИВТ, Теория и расчет судовых гребных колес.

вертикали с центром колеса. Разложив затем силу W на две составляющих W_x в направлении движения судна и W_y перпендикулярно к этому направлению, он получает необходимый для вращения плечи момент на валу гребного колеса в виде произведения $W_x y_p$; при этом расстояние точки A от оси y_p он называет удалением полюса давления плечи от центра колеса.

Для к. п. д. колеса Лаврентьев берет общее выражение:

$$\eta_k = \frac{T \cdot v}{2\pi \cdot n \cdot M}.$$

Упор T и момент на валу M он представляет в виде интегралов, распространенных по дуге φ от угла φ_1 , соответствующего моменту входа наружной кромки плечи, до угла φ_2 , соответствующего моменту выхода ее из воды:

$$T = \frac{z}{2\pi} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} W_x d\varphi;$$

$$M = \frac{z}{2\pi} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} W_x y_p d\varphi.$$

Подставляя в выражение η_k значение T и M и вынося y_p как некоторую среднюю величину за знак интеграла, Лаврентьев получает следующую формулу для к. п. д. гребного колеса:

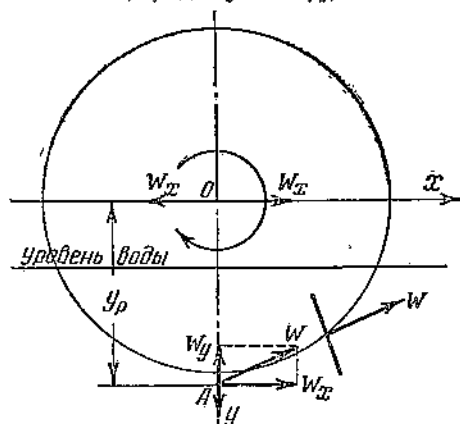
$$\eta_k = \frac{v}{2\pi n y_p} = \frac{D\lambda}{2y_p}.$$

При этом среднее удаление полюса от центра должно определяться по формуле:

$$\bar{y}_p = \frac{\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} y_p W_x d\varphi}{\int_{\varphi_1}^{\varphi_2} W_x d\varphi},$$

где плечо y_p вычисляется графическим путем для всех положений лопастей на протяжении рассматриваемой дуги.

Несмотря на оригинальность выведенной формулы по ее общему виду, по существу она не представляет чего-либо нового, так как в ней вместо учета угла перехода от силы совокупного давления к тангенциальной силе учитывается переход от диаметра к плечу приложения силы. Нечто подобное было уже дано в теории Мокеева при доказательстве тождественности между горизонтальной составляющей упорного давления и силой упора.



Фиг. 19. Схема определения коэффициента полезного действия гребного колеса по ЦНИИВТУ

Удобств для практического расчета рассматриваемая формула также не представляет, так как она не отображает влияния отдельных элементов колеса на эффективность его действия.

Практическое использование этой формулы затруднено как необходимостью определения точки приложения силы к плечу, так и определения скорости перемещения колеса относительно воды, т. е. величины индуктивной поступи.

В дальнейшем автор, оставляя в стороне выведенное выражение переходит к общей формуле для определения к. п. д. колеса, применяемой в экспериментальной технике, а именно:

$$\eta_k = \frac{\lambda}{2} \cdot \frac{c_s}{c_m},$$

где постоянные упора и момента имеют следующие зависимости

$$c_s = \frac{T}{\rho \cdot F \cdot D^3 \cdot n^2} \quad \text{и} \quad c_m = \frac{M}{\rho \cdot F \cdot D^3 \cdot n^2}.$$

При теоретическом выводе выражения к. п. д. упор определяется разобранным в § 4 методом графоаналитического подсчета, а для установления момента используется подобный же метод, в соответствии с формулой:

$$M = \frac{1}{2} \rho \cdot B \cdot D^3 \cdot v_i^2 \cdot \frac{z}{2\pi} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} f(\varphi) \cdot \frac{l}{D} \cdot d\varphi,$$

где обозначения величин те же, что и при установлении величины упора, а l — плечо действия силы, которое, в соответствии с фиг. 16, определяется по формуле:

$$l = D \left[\frac{1}{2} \cos(\alpha - \varphi) \pm \Delta\beta \right].$$

Решение интегралов в выражении для момента гребного колеса предлагается вести тем же способом, как и решение их в выражении для упорного давления, а именно — методом графического интегрирования с построением кривых как по ширине лопасти для различных ее положений на протяжении рабочего хода, так и по длине окружности рабочего движения лопасти под водой.

Таким образом, определение к. п. д. по методу ЦНИИВТа получается еще более громоздким, чем определение тем же методом величины упора. Поэтому рекомендовать этот способ для оперативной работы по проектированию гребных колес нельзя, так как корректирование его на основе данных натурных испытаний колесных судов является делом чрезвычайно громоздким и в высшей степени ненадежным.

Однако вопрос о внесении опытного корректива в рассмотренный метод расчета не отпадает, несмотря на кажущуюся безупречность метода, так как в нем ведется учет только геометрической картины разложения сил, а не самих явлений, происходящих у работающего гребного колеса.

Поэтому совершенно не случайно то, что ЦНИИВТ в дальнейшем перешел на путь экспериментального решения проблемы действия

гребного колеса, оставив свои широкие теоретические построения как нечто самостоятельное и обособленное, без доведения их до вида расчетных формул и без корректирования их на основе практических данных.

6. Построение практического метода расчета элементов гребных колес на основе сопоставления теоретических выкладок с данными натурных испытаний (по Алферьеву)

Уравнение упора гребного колеса с поворотными лопастями автором было получено на основе теории Мокеева, с внесенным в нее некоторых принципиальных положений и с дополнением ее специальным исследованием в части действительного скольжения. Формула для к. п. д. гребного колеса с поворотными лопастями была создана на основе теории Ранкина, с отображением в ней в виде специального опытного коэффициента осредненных результатов натурных испытаний колесных судов. Метод практического расчета гребных колес, разработанный в 1928 году, был опубликован¹ в 1932 году, а затем с некоторыми дополнениями—в 1938 году².

В настоящее время, в связи с широким развитием техники, рассматриваемый метод перестает удовлетворять потребностям в области расчета гребных колес и нуждается в значительных дополнениях и расширении рамок его применения. Прежде всего встал вопрос о расчете многооборотных колес малого диаметра, для которых в силу влияния масштабного эффекта основные характеристики действия получаются отличными от обычных колес, затем возникла необходимость в построении паспортных характеристик для широкого диапазона скоростей, тогда как опубликованный метод расчета опирался лишь на умеренные скорости буксировки, наконец, современная техника ставит вопрос о пересмотре существующих типов колес и об изыскании наиболее рациональных соотношений их отдельных элементов, в то время как указанный метод расчета обеспечивает надлежащую степень точности только при сохранении нормальных соотношений в размерениях, для которых он был построен.

Все это заставляет искать новых путей в построении метода практического расчета гребных колес, хотя существующий метод еще не утратил своего значения. В силу его удобства и гибкости он всегда сможет быть применен для решения задачи о выборе элементов гребного колеса в первом приближении.

Уравнение упора гребного колеса. Исходя из общих теоретических построений в области судовых движителей, выражение для упора гребного колеса как движителя, не вполне погруженного в воду, мы должны представить в виде произведения трех членов, из которых первый должен характеризовать работоспособность колеса как функцию от его элементов, второй—учитывать фактор скольжения движителя и третий—характеризовать условия погружения в воду лопастей гребного колеса.

¹ Инж. М. Я. Алферьев, Судовые гребные колеса, ОНТИ, Госстройиздат, М.—Л., 1932.

² Проф. М. Я. Алферьев, Судовые движители. Отдел второй, глава XVI. Издательство «Водный транспорт». 1938 г.

В соответствии с этим уравнение упора гребного колеса может быть представлено в следующем виде:

$$T = \kappa \cdot m \cdot \varepsilon,$$

где:

- T — упор гребного колеса с обоих бортов в кг;
 κ — функция от действительного скольжения колеса;
 m — характеристика упора;
 ε — характеристика погружения колеса.
 С другой стороны, упор колеса:

$$T = Z + \frac{ENP \cdot 75}{v_0},$$

где:

- Z — тяга на буксирном гаке;
 ENP — мощность сопротивления воды движению судна в л. с.
 v_0 — скорость хода относительно спокойной воды в м/сек.
 Сила тяги на гаке для буксировки со скоростью от 7 до 10 км/час может быть приближенно определена по формуле автора

$$Z = \zeta \cdot N_i = (48,5 - 18 \sqrt{v_h}) N_i,$$

где:

- Z — полная тяга на буксирном гаке в кг;
 N_i — индикаторная мощность в л. с.;
 ζ — сила тяги на 1 л. с. в кг;
 v_h — скорость буксировки в км/час. относительно спокойной воды.
 Для пассажирских судов $z=0$. Остается только второй член который для буксиров при обычных скоростях буксировки составляет от 5 до 15% величины первого, так что главной частью упор для них является тяга на буксирном гаке.

Характеристика упора гребного колеса может быть представлена в следующем виде:

$$m = \varphi B H z \left(\frac{n}{60} \right)^2 D^2,$$

где:

- B — длина лопасти на оба борта в м;
 H — высота лопасти в м;
 z — число лопастей колеса;
 n — число об/мин. колеса;
 D — диаметр колеса по центрам цапф поворотных валиков в м
 φ — коэффициент, зависящий от формы лопасти.

Приближенные значения коэффициента φ могут быть взяты для различных типов лопастей гребного колеса в следующих пределах

для деревянных прямых лопастей	0,94—0,96
для деревянных лопастей, образованных лопманой линией	0,98—1,00
для железных лопастей криволинейного очертания	1,00—1,05
для железных лопастей, снабженных банатовскими гребнями	1,08—1,14

Как видно из приведенного выражения, характеристика упора является величиной, пропорциональной количеству движения обрабатываемой колесом воды, при условии непрерывного действия всех лопастей со скольжением, равным единице. В действительности каждая лопасть гребного колеса работает только на протяжении рабочего хода в воде, т. е. периодически, что и учитывается характеристикой погружения ε , а также скольжением s ; последнее учитывается фактором скольжения χ , числовые значения которого определяются по таблице 4 в зависимости от величины действительного скольжения s при условии, что величина кажущегося скольжения s_0 не превосходит 70%. Действительное скольжение s равно $r \cdot s_0$, где r —соотношение между скольжениями.

Характеристика погружения:

$$\varepsilon = 1 - \left(0,5 + \frac{l - T}{D} \right)^{3/2};$$

здесь:

l — высота оси вала над основной линией килля;

T — осадка судна в районе установки гребных колес;

$h = l - T$ — высота оси вала над зеркалом спокойной воды;

D — диаметр гребного колеса по центрам цапф.

Характеристика погружения представляет собой последний множитель в уравнении Мокеева, в котором тригонометрическая функция для удобства заменена линейными размерами.

Характеристика погружения лопастей гребного колеса введена в выражение для упора на основании допущения, что величина погружения лопастей во время движения тождественна погружению их в состоянии покоя, т. е. здесь вводится кажущееся погружение лопастей. Так как погружение гребного колеса при работе в действительности отличается от погружения его в состоянии покоя, то результат должен получиться неправильным, если только он не будет откорректирован. Этот корректив может быть внесен в определение величины действительного скольжения, так как опытами над моделями колес Брагга доказана возможность при расчете упора пользоваться как кажущимся погружением и действительным скольжением, так и наоборот — действительным погружением и кажущимся скольжением.

Таким образом, правильное установление величины действительного скольжения при определении упора является решающим моментом

Таблица 4

Фактор скольжения гребных колес с поворотными лопастями в зависимости от действительного скольжения s , подсчитанный на основании теории Мокеева по формуле

$$\chi = 377,4 \cdot \mu s \cdot \sqrt{1 + (1 - s)^2}$$

$s\%$	χ	$s\%$	χ	$s\%$	χ
2	11	22	124	42	259
4	22	24	137	44	286
6	32	26	150	46	304
8	43	28	163	48	323
10	54	30	177	50	343
12	65	32	191	52	364
14	76	34	206	54	386
16	87	36	221	56	410
18	99	38	237	58	437
20	111	40	253	60	466

в расчете, а потому величины соотношения между скольжениями γ должно быть уделено максимальное внимание.

В результате такого метода расчета упора гребного колеса теоретическая основа уравнения упора Мокеева дает учет качественного влияния отдельных элементов на работу гребного колеса, тогда как количественная сторона вопроса учитывается по результатам натурных испытаний, производимых на колесных судах.

Отсюда следует, что приведенное выше уравнение упора в вид произведения трех множителей, охватывающее как качественную, так и количественную сторону вопроса, объединяет выводы теории с практическими результатами и может служить достаточно надежным средством для определения упора гребных колес для буксирного скольжения которых не превосходит указанного выше предел и скорость буксировки лежит в нормальных границах—от 7 до 10 км/час.

Соотношение между величинами действительного и кажущегося скольжения гребного колеса с поворотными лопастями. Судовое гребное колесо, как не вполне погруженный в воду движитель, имеет в отношении трактовки величины его скольжения некоторое специфическое отличие от гребных винтов—движителей, вполне погруженных в воду и действующих в ней непрерывно.

В то время как у винта разница между действительным и кажущимся скольжением получается исключительно за счет влияния корпуса судна, у колеса она получается также и за счет влияния одной лопасти на другую. Движителем у гребного колеса собственно являются лопасти. Лопасти, как отдельные движители, объединены в одно целое несущей конструкцией гребного колеса; поэтому каждая лопасть, входя в воду, испытывает воздействие предыдущих лопастей в виде изменения скоростей потока и искривления свободного уровня жидкости. У винта все лопасти постоянно находятся под водой, хотя они взаимодействуют между собой, тем не менее характер этого взаимодействия иной. Винт представляет собой одно целое, состоящее из ряда лопастей, колесо же является объединением отдельных единиц; в этом заключается специфическое отличие этих двух типов движителей.

При теоретическом решении проблемы действия гребного колеса каждая лопасть прежде всего рассматривается как изолированный движитель, действующий в потоке лишь один раз. Если у колеса будет z лопастей, то действие такого колеса увеличилось бы во столько же раз, если бы не было взаимодействия отдельных лопастей. Поэтому пропорциональность упора числу лопастей теоретически имеет место, но при других условиях в отношении скоростей. У изменения скоростей может быть произведен за счет перехода к другому скольжению.

Можно считать, что каждая лопасть в составе колеса дает одинаковую со всеми другими лопастями работу, равную той, которую получила бы в изолированном потоке при каком-то скольжении, которое может быть названо действительным или индуктивным; такое скольжение будет соответствовать работе изолированной лопасти в невозмущенной среде.

В условиях работы колеса на судне лопасти будут работать при кажущемся скольжении; при этом учитываются явления, обусловленные не только действием самих лопастей гребного колеса, но влиянием обводов судна в виде попутного потока, встречного потока и волнообразования. Следовательно, при испытании модели в свободной воде будет иметь место еще третье скольжение, которое можно назвать, в соответствии с немецкой практикой, номинальным. Переход от номинального скольжения к действительному учитывает только взаимодействие лопастей, переход же от номинального к кажущемуся — только воздействие обводов корабля.

Таким образом, если необходимо провести сравнение теории изолированной лопасти с данными натурных испытаний, то необходимо совершить переход непосредственно от величины индуктивного или действительного скольжения к величине кажущегося скольжения.

Выражая действительное скольжение, как это было отмечено выше, в функции от скольжения кажущегося, можно установить величину соотношения между ними, исходя из величин, определенных при работе гребного колеса на судне, с одной стороны, и того уравнения упора, которым желательно воспользоваться для расчета, — с другой.

Беря уравнение упора в представленном выше виде:

$$T = \kappa \cdot m \cdot \varepsilon,$$

будем иметь левую его часть в качестве величины известной, представленной как сумма из динамометрического натяжения на талке Z , и собственного сопротивления буксера W . Таким образом:

$$T = Z + W.$$

Из величин, входящих в правую часть уравнения упора, неизвестной является только функция от действительного скольжения колеса κ , две же другие величины определяются по элементам гребного колеса и по результатам испытания согласно нижеследующим выражениям.

Характеристика упора:

$$m = BHz \left(\frac{n}{60} \right)^2 D^2,$$

где:

- B — длина лопасти на оба борта в м;
- H — высота лопасти в м;
- D — диаметр по центрам цапф лопастей в м;
- z — число лопастей каждого колеса;
- n — число об/мин. гребного колеса.

Характеристика входа:

$$\varepsilon = 1 - \left(0,5 + \frac{l - T}{D} \right)^{3/2},$$

где:

- l — высота осп вала над основной линией килля;
- T — осадка по действующую ватерлинию, измеренная в спокойном состоянии перед производством испытания;
- D — диаметр по центрам цапф лопастей.

Решая уравнение упора относительно функции от действительного скольжения x , получаем ее как отношение:

$$x = \frac{T}{m\alpha}$$

и затем по полученной таким образом величине x определяем значение действительного скольжения гребного колеса s , исходя из данных таблицы 4.

Далее определяем величину кажущегося скольжения, исходя из его обычного выражения:

$$s_0 = 1 - \frac{v_m}{c},$$

в котором:

v_m — скорость буксировки относительно окружающей воды в м/сек.;

c — окружная скорость центров цапф лопастей в м/сек.;

$$c = \frac{\pi \cdot n \cdot D}{60},$$

где:

n — число об/мин.;

D — диаметр по центрам цапф лопастей в м.

Соотношение между величинами действительного и кажущегося скольжений r определяем как отношение:

$$r = \frac{s}{s_0}.$$

Таким образом, мы имеем полную возможность определять соотношение между скольжениями, исходя из данных динамометрических испытаний над колесными буксирами, на основе выводов тестов изолированной лопасти.

Определение указанного соотношения было произведено автором для тридцати колесных буксиров, краткие сведения об элементах движителей которых и о результатах подсчета приведены в таблице 5.

Все эти тридцать буксиров прошли широкие динамометрические испытания, так что достигнута была полная возможность выявления основных характеристик при одинаковых скоростях буксировки. В среднем для каждого буксира производилось не менее десяти испытаний; таким образом, общей обработке было подвергнуто свыше трехсот опытов.

Произведенный анализ, как и следовало ожидать, показал прежде всего, что соотношение между скольжениями r получается тем большее, чем меньше величина кажущегося скольжения, и, наоборот, тем меньшее, чем больше величина кажущегося скольжения s_0 .

Этот вывод вполне согласуется с сущностью скольжения, как разностью скоростей воды, подходящей к лопасти и отходящей от нее. В самом деле: чем больше разница в скоростях по обе стороны плеча, тем больше будет создаваемое разрежение за ее спинкой и, следов

¹ Инж. М. Я. Алферьев, Судовые гребные колеса, гл. III, 192

Таблица 5

Результаты подсчета соотношения между скольжениями для тридцати конусных буксиров для трех скоростей буксирования

№ судна	Индикаторная мощность N_i л. с.	Элементы гребных колес				$v=1,5$ м/сек.				$v=2,0$ м/сек.				$v=2,5$ м/сек.			
		диаметр D м	длина лопастей B м	высота лопастей H м	число лопастей Z	характеристика входа e	n	s_0	r	n	s_0	r	n	s_0	r	n	s_0
1	690	4,16	3,17	0,76	40	0,234	14	0,508	0,855	17	0,461	0,783	23	0,488	0,715	—	—
2	680	4,27	3,66	0,76	41	0,160	15	0,553	0,870	21	0,573	0,750	—	—	—	—	—
3	700	4,04	4,30	0,85	9	0,330	14	0,493	0,685	18	0,475	0,660	23	0,485	0,596	—	—
4	750	4,30	4,85	0,84	9	0,220	12,5	0,470	0,860	17	0,477	0,815	24,5	0,546	0,656	—	—
5	750	4,41	3,90	0,76	9	0,315	12,5	0,445	0,705	16,5	0,438	0,690	22,5	0,484	0,612	—	—
6	900	3,76	4,06	0,89	9	0,372	15	0,505	0,545	20	0,493	0,555	28	0,545	0,428	—	—
7	900	4,01	4,65	0,88	9	0,315	14	0,490	0,735	19,5	0,514	0,670	26	0,542	0,530	—	—
8	1000	4,70	4,76	0,74	43	0,280	12,5	0,504	0,675	17	0,522	0,670	22	0,539	0,520	—	—
9	1115	3,35	3,81	0,94	8	0,395	19	0,551	0,515	23,5	0,515	0,525	—	—	—	—	—
10	1120	5,13	4,00	0,71	41	0,340	14,5	0,515	0,595	15,5	0,520	0,510	21	0,555	0,450	—	—
11	1600	4,70	4,72	0,96	11	0,275	13	0,530	0,630	17,5	0,537	0,615	22,5	0,547	0,553	—	—
12	300	3,20	3,20	4,06	8	0,200	12	0,280	0,980	16,5	0,275	0,950	22	0,320	0,910	—	—
13	320	3,66	3,20	0,71	9	0,351	17,5	0,551	0,515	22	0,527	0,495	28	0,534	0,430	—	—
14	955	3,86	2,77	0,71	9	0,328	14,5	0,488	0,695	19	0,480	0,630	24	0,485	0,578	—	—
15	360	3,66	2,59	0,71	9	0,365	19	0,590	0,505	23	0,543	0,515	29	0,550	0,453	—	—
16	400	3,68	2,70	0,74	9	0,261	16,8	0,470	0,780	19,5	0,468	0,720	—	—	—	—	—
17	470	3,35	3,55	0,71	9	0,320	17	0,465	0,670	22	0,485	0,600	28	0,490	0,590	—	—
18	480	3,53	3,08	0,71	9	0,405	17	0,505	0,585	23,5	0,540	0,420	30	0,548	0,375	—	—
19	480	4,20	3,20	0,71	10	0,360	14	0,506	0,595	18	0,495	0,570	22,5	0,495	0,575	—	—
20	500	4,50	3,05	0,76	12	0,225	13	0,515	0,755	17	0,502	0,720	20	0,467	0,706	—	—
21	540	3,66	3,78	0,71	9	0,330	16	0,531	0,586	21	0,503	0,580	26	0,498	0,542	—	—
22	560	4,42	3,48	0,68	12	0,255	12,7	0,490	0,750	16,5	0,475	0,695	24	0,550	0,510	—	—
23	560	3,55	3,73	0,66	10	0,255	18	0,552	0,700	27	0,601	0,546	—	—	—	—	—
24	600	4,78	2,79	0,69	10	0,225	12	0,500	0,785	15,5	0,486	0,790	19,5	0,488	0,760	—	—
25	600	3,90	4,27	0,79	9	0,305	13,5	0,453	0,730	17	0,425	0,745	23	0,467	0,680	—	—
26	620	3,98	3,66	0,83	9	0,330	13,5	0,453	0,700	17,5	0,453	0,660	23,5	0,490	0,540	—	—
27	640	3,50	3,66	0,91	9	0,320	12,5	0,345	0,860	18,5	0,412	0,780	25	0,455	0,570	—	—
28	650	3,96	3,30	0,80	10	0,305	17,5	0,587	0,595	21,5	0,550	0,540	—	—	—	—	—
29	660	3,73	4,04	0,79	9	0,310	15	0,486	0,710	19,5	0,475	0,640	24,5	0,479	0,595	—	—
30	660	3,71	4,27	0,79	9	0,275	15	0,467	0,750	22	0,535	0,620	—	—	—	—	—

тельно, тем больше будет вызванная скорость перед следующей лопастью, а вместе с нею и величина разности между действительным и кажущимся скольжениями.

Далее выявляется влияние угла погружения колеса на соотношение между скольжениями, а именно: чем больше угол погружения, тем больше разница между скольжениями. С физической стороны явления этот вывод обосновывается тем, что с увеличением угла погружения увеличиваются загреб лопасти и величина погружения последней, а вследствие этого возрастает величина вызванной скорости как со стороны горизонтальных воздействий лопасти, так в равной мере и со стороны гидростатического напора, обусловленного погружением лопасти под уровнем воды.

В качестве третьего фактора, влияющего на соотношение между скольжениями колеса, выявилась роль частоты входов лопастей в воду, зависящая от числа лопастей и от скорости вращения гребного колеса. При повышенной частоте входов лопастей в воду интервал между ними сокращается, а вместе с ним увеличивается воздействие одной лопасти на другую, поэтому, чем больше частота входов, тем больше разница между скольжениями.

Все отмеченные выше три фактора хорошо согласовывались между собой уравнением следующего вида:

$$r = a - b \sqrt[4]{\frac{zn}{60} (\epsilon s_0)^3}.$$

Наиболее сложным при исследовании явился вопрос об учете влияния корпуса на величину вызванных скоростей. Ввиду этого испытания всех тридцати буксиров были приведены путем интерполяции по кривым изменения соотношения между скольжениями к трем постоянным скоростям буксировки, в зависимости от скорости последней. Как было упомянуто выше, каждая из этих кривых строилась в среднем по десяти точкам.

Обработка результатов при постоянной скорости буксировки привела автора к следующим трем формулам:

$$r = 1,20 - 1,74 \cdot \sqrt[4]{\frac{zn}{60} (\epsilon s_0)^3}$$

для скорости $v_m = 1,5$ м/сек.;

$$r = 1,18 - 1,71 \cdot \sqrt[4]{\frac{zn}{60} (\epsilon s_0)^3}$$

для скорости $v_m = 2,0$ м/сек.;

$$r = 1,15 - 1,67 \cdot \sqrt[4]{\frac{zn}{60} (\epsilon s_0)^3}$$

для скорости $v_m = 2,5$ м/сек.

Все эти формулы, однородные по своей структуре, дают определенную закономерность в изменении величины r в зависимости

от скорости хода. В результате автором была выведена формула для соотношения между величинами действительного и кажущегося скольжения бортового гребного колеса в следующем виде:

$$r = \beta \left(1,23 - 1,78 \sqrt[4]{\frac{zn}{60} (\varepsilon s_0)^3} \right),$$

где:

- z — число лопастей гребного колеса;
- n — число об/мин. гребного колеса;
- s_0 — кажущееся скольжение гребного колеса;
- ε — характеристика входа, являющаяся функцией угла погружения колеса;
- β — поправочный коэффициент, учитывающий влияние фактора обтекания на соотношение между скольжениями при изменении скорости хода.

Очевидно, что полученная формула не может в полной мере отобразить всего комплекса явлений, оказывающих воздействие как на величину вызванной скорости, так и на величину соотношения между скольжениями. В этой формуле не учитывается прежде всего влияние относительной ширины лопасти и отсутствует учет влияния числа Фруда как фактора подобия для гребных колес.

Несмотря, однако, на указанные упущения, формула эта дает вполне удовлетворительные в практическом отношении результаты для буксирных пароходов при скоростях хода от 6 до 10 км/час., при центральном угле погружения α_0 от 43 до 55°, при кажущемся скольжении s_0 от 30 до 70% и при числе Фруда $\Phi = n_c \sqrt{D}$, не превышающем единицы.

Поправочный коэффициент β при этих условиях может быть определен по следующей приближенной зависимости:

$$\beta = \frac{1}{1 + 0,01 \cdot v_m^2},$$

где v_m — скорость хода относительно спокойной воды в м/сек.

С увеличением числа Фруда величина соотношения между скольжениями r имеет определенную тенденцию к понижению.

Выведенная формула в практике расчета гребных колес применяется не только для буксирных, но и для пассажирских судов, что говорит о качественной правильности ее построения.

Однако эту формулу нельзя применять для построения паспортных характеристик колесных судов при широком изменении скоростей движения, чисел оборотов и величин скольжения.

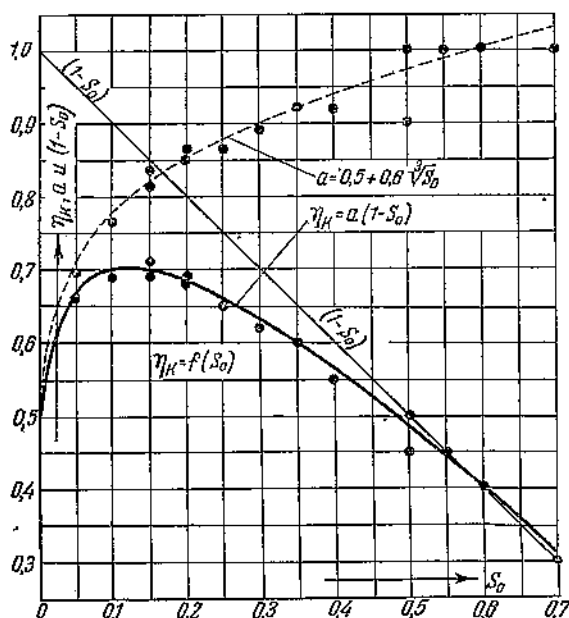
Коэффициент полезного действия гребного колеса. При установлении практического выражения для к. п. д. гребного колеса было принято, что к. п. д. всякого реактивного движителя будет пропорциональным дополнением до единицы величины его скольжения, или, что то же, пропорциональным его поступку.

Взяв общее выражение к. п. д. в виде:

$$\eta_k = a(1 - s_0) = a\lambda_0,$$

необходимо найти формулу для коэффициента пропорциональности a на основе практических данных для буксирных судов.

Исходя из широкого опытного материала, подкрепленного авторитетными высказываниями в иностранной и отечественной печати, нам еще в 1929 г. удалось составить таблицу (таблица VI—«Судовые гребные колеса», Госстройиздат, 1932 г.), дающую надежные практические значения для к. п. д. гребного колеса в зависимости от величины его кажущегося скольжения.



Фиг. 20. Коэффициент полезного действия гребного колеса в зависимости от кажущегося скольжения

Нанесенные на диаграмму, приведенную на фиг. 20, данные таблицы 6 хорошо обобщаются кривыми коэффициента пропорциональности a и к. п. д. колеса η_k , которые выражены в виде следующих формул:

$$a = 0,5 + 0,6 \sqrt[3]{s_0};$$

$$\eta_k = (1 - s_0)(0,5 + 0,6 \sqrt[3]{s_0}).$$

Таблица 6

Среднее значение к. п. д. гребного колеса при различных скольжениях

№ п/п	s_0	η_k	$1-s_0$	$a = \frac{\eta_k}{1-s_0}$	По формуле a	Расхождение в %
1	0,05	0,66	0,95	0,695	0,722	+4
2	0,10	0,69	0,90	0,765	0,779	+2
3	0,15	0,69—0,71	0,85	0,815—0,835	0,819	от +0,5 до -2
4	0,20	0,68—0,69	0,80	0,850—0,865	0,851	от 0 до -2
5	0,25	0,65	0,75	0,865	0,878	+1,5
6	0,30	0,62	0,70	0,890	0,902	+1,5
7	0,35	0,60	0,65	0,925	0,923	-0,5
8	0,40	0,55	0,60	0,920	0,942	+2,5
9	0,50	0,45—0,50	0,50	0,900—1,00	0,976	от +7 до -2
10	0,55	0,45	0,45	1,00	0,992	-1
11	0,60	0,40	0,40	1,00	1,006	+0,5
12	0,70	0,30	0,30	1,00	1,038	+3,5

Как видно из этой таблицы, расхождение между значениями величины α , полученными из опытов и путем расчетов, укладывается в пределах 5%.

Кроме практического значения выведенная формула имеет и большое принципиальное значение, так как в ней впервые был поставлен вопрос о том, что дополнение до единицы величины скольжения не является пределом для к. п. д. гребного колеса. Это положение, высказанное в весьма робкой форме, впоследствии нашло себе подтверждение в широких опытных материалах и в теоретических построениях в области гребных колес.

В дальнейшем при исследовании работы глубоко погруженных колес выявилась необходимость учета в формуле для к. п. д. величины погружения гребного колеса¹.

В соответствии с этим для определения к. п. д. гребного колеса с поворотными лопастями автором дается следующая формула:

$$\eta_n = (1 - s_0) \eta_a \cdot \eta_e,$$

где:

$s_0 = 1 - \frac{60v_m}{\pi n D}$ — величина кажущегося скольжения гребного колеса:

v_m — скорость хода относительно воды в м/сек.;

n — число об/мин. колеса;

D — диаметр колеса по центрам цапф лопастей в м;

η_a — поправочный коэффициент на скольжение, учитывающий явления, связанные с нарушением прямолинейности потока, сжатием струй, вихреобразованием, трением лопастей о воду и с ударностью входа и выхода;

η_e — поправочный коэффициент на погружение, учитывающий явления, связанные с нарушением поверхности свободного уровня вследствие волнообразования и разбрызгивания потока лопастями при входе и выходе.

Поправочный коэффициент на скольжение определяется при этом по старой формуле автора, а именно:

$$\eta_a = 0,5 + 0,6 \sqrt[3]{s_0}.$$

Для поправочного коэффициента на погружение колеса автором дана новая формула в следующем виде:

$$\eta_e = 1 - 4 \cdot \varepsilon^4,$$

где ε — характеристика погружения колеса, определяемая по формуле:

$$\varepsilon = 1 - \left(0,5 + \frac{h}{D}\right)^{3/2}.$$

При этом h является высотой оси вала над уровнем спокойной воды и D — диаметром колеса по центрам цапф лопастей.

¹ Проф. М. Я. Алферьев, «Судовые двигатели», изд. «Водный транспорт», М. 1938, гл. XIV, стр. 449.

В результате подстановок и преобразований формула для к. п. д. гребного колеса может быть представлена в следующем виде:

$$\eta_k = (1 - s_0) (0,5 + 0,6 \sqrt[3]{s_0}) (1 - 4 \cdot \epsilon^4).$$

Пределы применимости этой формулы ограничиваются значениями: а) угла погружения—от 35 до 70°; б) относительного эксцентриситета поворотного механизма—от 0,60 до 0,75; в) относительного шага лопастей—от 1,55 до 2,20; г) отношения диаметра к высоте лопасти—от 4 до 5 и д) числа Фруда не больше единицы.

Рассматриваемая формула, несмотря на ее широкое практическое распространение, является ориентировочной и дает лишь приближенное значение к. п. д. гребного колеса при нормальных условиях его работы. Равным образом эта формула не создает базы для изыскания новых форм колесных движателей и для выбора наилучших соотношений основных размерений, так как для своего применения она как раз требует наличия некоторых нормальных соотношений из существующей практики.

Поэтому, не отрицая практического значения приведенной формулы для приближенного определения средней величины к. п. д., необходимо изыскать новое выражение к. п. д., выведенное на основе теоретических построений с учетом основных факторов, характеризующих работу судового колесного движителя.

Практический расчет элементов гребного колеса. Вне зависимости от способа определения величины упорного давления и к. п. д. гребного колеса, на очередь должен быть поставлен вопрос о целесообразности ведения расчета гребного колеса методом варьирования его основных элементов подобно тому, как это практикуется при расчете гребных винтов. Нецелесообразно это, во-первых, потому, что число неизвестных при расчете гребного колеса значительно больше, чем при расчете винта, и, во-вторых, потому, что гребное колесо обладает специфическими особенностями судового движителя, не вполне погруженного в воду.

Поэтому для расчета элементов гребного колеса автором был предложен иной метод, заключающийся в том, что вначале выбирают, исходя из тех или иных соображений, ряд основных элементов гребного колеса, а затем путем решения уравнения упора и проведения соответствующего анализа находят наилучшие элементы колеса.

Рациональный выбор этих элементов базируется на двух специфических особенностях гребного колеса: оно является движителем, не вполне погруженным в воду, и обладает свойством цилиндричности.

Первая особенность колеса требует совместного выбора диаметра колеса и высоты оси вала над килем, благодаря чему диаметр, высота оси вала и ширина лопасти могут быть увязаны с осадкой и высотой борта судна. Вторая особенность дает основание для изыскания рационального профиля движения лопастей для данных условий независимо от абсолютной цифры упора колеса, так как при любых элементах, выбирая длину колеса от нуля до бесконечности, будем иметь, принципиально, величину упора также от нуля до бесконечности.

Исходя из условий размещения гребного колеса относительно корпуса судна и уровня спокойной воды, для предварительного выбора элементов профиля движения гребного колеса можно написать следующие две формулы:

$$D = \frac{H_a^2 + c}{0,5(1 - \cos \alpha)},$$

$$h = \frac{(H_a + c) \cos \alpha}{1 - \cos \alpha},$$

где:

D — диаметр колеса по центрам цапф лопастей;

h — высота оси вала над уровнем спокойной воды;

H_a — ширина внутренней части лопасти, считая от цапфы;

c — погружение внутренней кромки лопасти под уровнем воды в самом нижнем положении;

α — центральный угол погружения колеса.

Числовые значения диаметра колеса и высоты оси вала должны удовлетворять кроме того следующим условиям размещения:

1) отстояние оси вала от линии борта должно быть достаточным для размещения бортового сальника гребного вала; в зависимости от размеров гребного вала и конструкции сальников, минимальное расстояние оси вала от угольника палубного стрингера выбирается в пределах от 250 до 400 мм;

2) нижняя кромка лопасти в самом нижнем положении не должна подходить к основной линии киля ближе, чем на 30—50 мм, для колес без наружного обода и 125—175 мм для колес с наружным ободом;

3) верхняя кромка лопасти в самом нижнем положении должна погружаться под уровнем спокойной воды не менее, чем на величину $C_{min} = 0,10H \div 0,15H$ (H — высота лопасти);

4) внутренняя часть лопасти должна составлять от 53 до 57% всей высоты лопасти, т. е. $H_a = 0,53H \div 0,57H$ и соответственно $H_n = 0,47H \div 0,43H$;

5) отношение диаметра колеса D к высоте лопасти H ни в коем случае не должно быть менее 3,5; нормальное отношение диаметра к высоте лопасти $\frac{D}{H} = 4 \div 5$; повышение этого отношения сверх 5 ведет к недостаточно эффективному использованию конструкции гребного колеса;

6) при минимальной осадке центр цапфы лопасти должен проходить под уровнем спокойной воды не меньше, чем на $0,15H$ (H — высота лопасти). Это условие особенно трудно выдержать для грузо-пассажирских пароходов, с сильно меняющейся осадкой.

Удовлетворяя всем указанным условиям размещения, стремятся для буксиров получить возможно полное использование осадки, преимущественно для чего применяются колеса без наружного обода, у которых нижний зазор может быть меньше, чем у колес с наружным ободом. На грузо-пассажирских судах с относительно большой осадкой в полном грузу удовлетворение этих условий приводит к необходимости выбора высоких значений для центрального угла входа α .

На мелкооседящих судах вместо первого условия приходится вводить ограничение для минимальной высоты оси вала. Считаясь с нормальными условиями обслуживания машинной установки, не следует брать высоту оси вала менее, чем 1,65 м над основной линией кила.

Предварительно угол погружения α можно выбрать в следующих пределах:

для тяжелых буксиров	от 49 до 54°
для легких буксиров	от 47 до 51°
для мелкооседящих судов	от 40 до 45°
для больших грузо-пассажирских судов	
при полной осадке	от 55 до 65°

После выбора диаметра колеса, высоты оси вала и высоты лопасти определяют число лопастей в зависимости от величины относительного шага по формуле:

$$z = \frac{\pi \cdot D}{t \cdot H};$$

при этом величина относительного шага выбирается в следующих пределах:

для буксиров	$t = 1,50 \div 1,70,$
для пассажирских	$t = 1,80 \div 2,20.$

Получив число лопастей по формуле, число это округляют до целого значения, или в сторону большего или в сторону меньшего значения, не выходя однако за пределы для значений t .

Определив предварительные элементы гребного колеса, обеспечивающие выбранную или заданную буксировочную способность, приступают к определению наиболее выгодного угла входа и максимального достижимого буксировочного эффекта.

Под наиболее выгодным значением угла входа α следует понимать такой угол, который при заданной мощности и постоянной удельной тяге обеспечивает минимальную длину лопасти гребного колеса, установленного на корпусе определенной высоты и при определенной осадке. При расчете наиболее выгодного угла α в качестве заданных величин рассматриваются: 1) скорость буксировки в спокойной воде v_0 в м/сек.; 2) тяга на буксирном тросе z в кг; 3) мощность собственного сопротивления корпуса буксира ENP л. с.; 4) удельная тяга на буксирном тросе ζ кг/л. л. с.; 5) осадка судна T_c .

Расчет по определению наиболее выгодного угла погружения ведется по форме, приведенной в таблице 7, исходя из определенной удельной тяги.

Результаты подсчета следует построить в виде графика, на котором по оси абсцисс откладываются углы α , а по оси ординат B . Если диапазон охвата углов выбран достаточно широкий, то на графике получится кривая с минимумом, который и обусловит выбор наиболее выгодного угла для заданных условий. После определения наиболее выгодного угла погружения α ведется расчет максимальной достижимой силы тяги на тросе при постоянной мощности и скорости буксировки.

Таблица 7

Форма для расчета наилучшего угла погружения колеса при заданном значении удельной тяги или продольного эффекта

№№ по пор.	Значение угла погружения α_0		α_1	α_2	α_3 и т. д.
	Наименование величин				
1	Высота оси вала над килем	l			
2	Диаметр колеса по центрам цапф	D			
3	Высота лопасти (полная)	H			
4	Число лопастей	z			
5	Характеристика погружения	ε			
6	Поправочный коэффициент на погружение	η_ε			
7	Отношение коэффициентов	$\eta_\mu/\eta_\varepsilon$			
8	Кажущееся скольжение колеса	S_0			
9	Число оборотов колеса	n			
10	Соотношение между скольжениями	r			
11	Действительное скольжение колеса	S			
12	Фактор действительного скольжения	z			
13	Характеристика упора колеса	m			
14	Длина лопасти гребного колеса на оба борта	B	B_1	B_2	B_3

Расчет ведется по форме, приведенной в таблице 8. При этом значения угла погружения, высоты оси вала и диаметра остаются постоянными.

Таблица 8

Форма расчета максимально достижимой силы тяги на гребке при наилучшем угле погружения и постоянном диаметре

1	s_0	s_{01}			s_{02}			s_{03}			s_{04}			s_{05}		
2	η_K T n															
3																
4																
5	z	z_1	z_2	z_3	z_1	z_2	z_3	z_1	z_2	z_3	z_1	z_2	z_3	z_1	z_2	z_3
6	H r s z k B															
7																
8																
9																
10																
11																

Полученные результаты подсчета обрабатываются в виде графика, на котором, в зависимости от числа оборотов, строятся кривые B и T ; при этом для построения каждой кривой будет столько точек, сколько выбрано значений s_0 , количество же кривых $B = f(z)$ будет равно числу принятых значений для z .

Проводя на графике горизонталь, соответствующую максимальной допустимой длине лопасти, получаем в пересечении ее с кривыми $B=f(s_0)$ соответствующие значения числа оборотов и упора колеса.

Полученные описанным способом элементы гребного колеса, как обеспечивающие максимальную тягу, будут наилучшими для заданных условий.

Для пассажирских судов расчет сохраняется в полной мере, но только вместо максимального упора определяется минимальная требующаяся мощность для сообщения судну заданной скорости хода.

Приведенный здесь вкратце порядок расчета более подробно изложен в книге автора «Судовые движители». Тип этого расчета приспосабливается к уравнениям упора и к. п. д., изложенным в этом параграфе; однако он сохраняет силу и при пользовании любыми другими уравнениями и графическими материалами. Сущность его заключается в выявлении наиболее эффективным способом наилучших элементов гребного колеса.

7. Экспериментальное решение проблемы действия гребного колеса с поворотными лопастями

Дальнейшие опыты с моделями гребных колес. После первых опытов с моделями гребных колес Братта и Шаффрана имел место некоторый перерыв по крайней мере в отношении опубликования материалов в литературе по экспериментированию.

Новая волна экспериментирования с моделями колес началась в 1925 году с испытаний в Американском опытовом бассейне моделей кормовых гребных колес. Данные об этих испытаниях были опубликованы в 1926 году¹.

Эти испытания, достаточно подробно описанные в книге автора «Судовые гребные колеса» (1932 г.), были направлены главным образом к выявлению эффективности колесных установок по сравнению с двух- и четырехвальными винтовыми установками на речных буксирах. Опыты велись на самоходной модели судна, что давало возможность непосредственного сравнения полезного эффекта различных установок.

Ценность испытаний Мак Энтри заключается в оттенении роли гребного колеса как движителя для речных судов. Возможностей для построения практического расчета гребных колес эти опыты не дают.

Приблизительно в то же время испытания моделей колес велись в Германии, в Гамбургском опытовом бассейне. Результаты этих испытаний, опубликованные Цильхером² в 1927 году, приведены в той же книге «Судовые гребные колеса».

Испытания проводились с моделями гребных колес диаметром 3 м, имеющих семь и восемь плиц; модели были выполнены в $1/20$ натуральной величины и испытаны при постоянном числе оборотов—

¹ William Mc. Entee, Model Experiments with River Towboat-Stern Wheel and Propeller Types Compared, SNA. M. E.—Tr. 1925, vol. 34., «Marine Engineering and Shipping Age», 1926.

² R. Zilcher, Leistung und Wirtschaftlichkeit von Flussschleppern verschiedener Antriebsart, Werft-Reederei-Hafen, 1927, Heft 24.

2,03 об/сек. Целью испытаний так же, как и в предыдущих опытах, было сравнение эффективности бортовых и кормовых колесных установок с двух- и трехвинтовыми тоннельными буксирами.

Опыты Цильхера, выявив преимущественные качества гребных колес, как движителей для тяжелых речных буксиров, не дали материалов для построения расчета основных элементов судовых гребных колес.

Организация опытов с моделями гребных колес в СССР относится к 1931 году, когда в НИСС было принято решение о постройке гидродинамического лотка для испытания моделей гребных колес в проточной воде, а затем, по проекту автора, были организованы постройка и оборудование лотка, законченные в 1933 году. Достаточно подробное описание этой опытной установки, а также аналогичных установок в других институтах приведено в книге автора «Судовые движители» (1938 г., тл. XV, § 88).

Несмотря на широкие возможности, которые обеспечивались наличием гидродинамического лотка, НИСС не развернул исследовательских работ по гребным колесам и ограничился испытанием нескольких моделей колес по заданию производственных органов¹.

Несколько позднее в лаборатории Одесского института инженеров водного транспорта ЦНИИВТом были развернуты в широком масштабе опыты с моделями гребных колес с поворотными плечами. Целью этих опытов, проводившихся по заданию бывш. Наркомвода, была выработка метода практического расчета элементов судовых гребных колес.

Результаты систематических испытаний ЦНИИВТа были опубликованы в 1937 году², причем они были приведены к расчетным диаграммам и рекомендованы к практическому использованию.

Метод ЦНИИВТа расчета гребных колес на основе модельных испытаний. Программа испытаний ЦНИИВТа охватывает модели гребных колес, имеющих семь, восемь и девять плеч. Для каждого числа плеч изготовлялась конструктивная модель по образцу Шаффрана с возможностью изменения величины эксцентрикового отношения и замены лопастей.

В качестве объекта первых испытаний, результаты которых приведены в упомянутой выше работе, была выбрана модель гребного колеса диаметром по центрам цапф лопастей 375 мм, длиной лопастей 400 мм, имеющая восемь лопастей.

Для этой модели были изготовлены три комплекта плоских лопастей различной ширины, причем относительная ширина лопасти β имела следующие значения: 0,10, 0,20 и 0,25 ($\beta = \frac{H}{D}$), где H и D — высота лопасти и диаметр колеса).

¹ В. М. М а ц у л е в и ч, Первые испытания моделей гребных колес в гидродинамическом лотке, «Информационный бюллетень НИСС», декабрь 1935 г. Исследование моделей гребных колес буксирных пароходов «Красный шахтер» и «Рабочий», «Информационные бюллетени НИСС», № 1—3, Л., 1937.

² В. М. Л а в р е н т ь е в, Диаграммы для проектирования судовых гребных колес, изд. ЦНИИВТ, Л., 1937.

Длина костьки во всех опытах оставалась постоянной, и изменение эксцентриккового отношения достигалось путем изменения эксцентриситета.

Эксцентрикковые отношения были приняты равными 0,60, 0,70 и 0,80.

За счет различного погружения гребного колеса менялся центральный угол α , соответствующий входу лопастей в воду, причем для относительной ширины лопастей $\beta = 0,20$ и $\beta = 0,25$ были взяты значения угла погружения, для которых $\cos \alpha = \frac{2h}{D} = 0,40, 0,60$ и $0,80$; для $\beta = 0,40$ было принято соответственно $\cos \alpha = 0,30, 0,50$ и $0,70$ (h — высота оси вала над уровнем спокойной воды, D — диаметр колеса по центрам цапф лопастей).

При испытании модели измерялись четыре величины: 1) упор колеса T в кг; 2) момент на валу колеса M в кгм; 3) скорость перемещения тележки v в м/сек. и 4) число оборотов колеса n_c в секунду.

В соответствии с произведенными измерениями для каждого испытания подсчитывались шесть величин:

число Фруда:

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{D}};$$

поступь колеса:

$$\lambda = \frac{v}{\pi \cdot n_c \cdot D};$$

коэффициент упора:

$$c_t = \frac{T}{\rho \cdot F \cdot D^2 \cdot n_c^2};$$

коэффициент момента:

$$c_m = \frac{M}{\rho F D^3 n_c^3};$$

к. п. д. гребного колеса:

$$\eta_k = \frac{c_t}{c_m} \cdot \frac{\lambda}{2};$$

коэффициент обратной нагрузки:

$$k_f = v \sqrt{\frac{\rho \cdot F \cdot v}{7193 WHP}},$$

где:

$\rho = 102 \text{ кг сек}^2/\text{м}^4$ — плотность воды;

$F = h_k B$ — действующая площадь движителя;

h_k — погружение наружной кромки лопасти в самом нижнем положении в м;

B — длина лопастей в м;

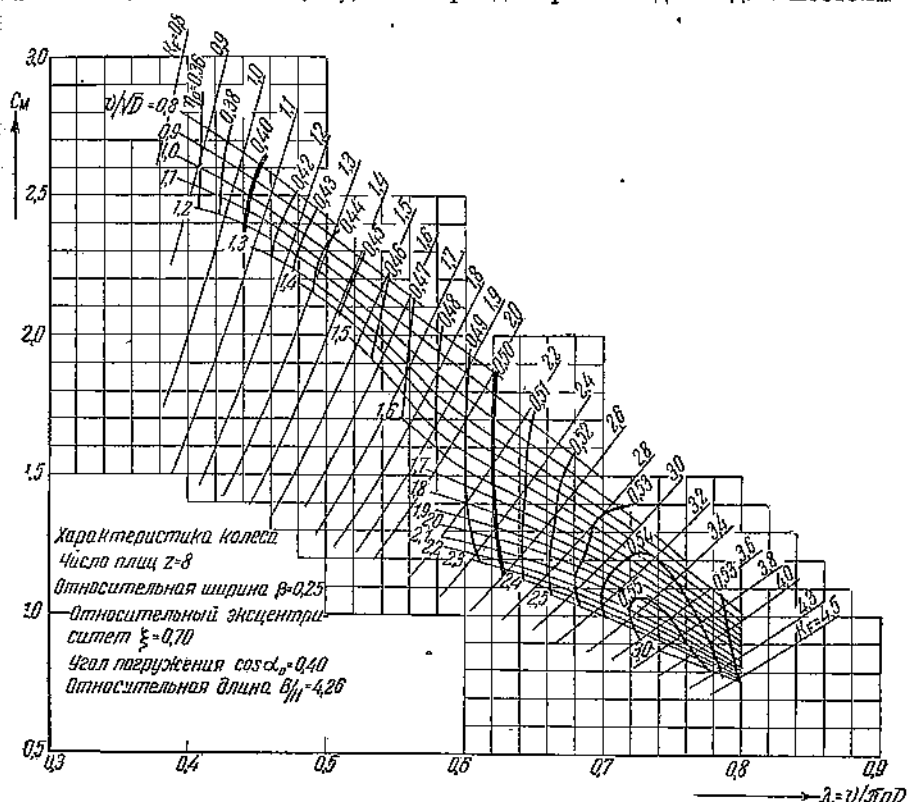
D — диаметр колеса по центрам цапф лопастей в м;

n_c — число об/сек;

v — скорость перемещения тележки в м/сек.;

WHP — мощность на валу гребных колес в л. с.

При обработке результатов модельных испытаний полученные из опыта значения величин c_t , c_m и η_k наносились на графики в зависимости от числа Фруда при постоянных значениях поступи, полученные кривые согласовывались, и уже с согласованных кривых снимались точки для постоянных значений числа Фруда, которые и наносились на расчетные диаграммы, подобные приведенным на фиг. 21 (для $\cos \alpha = 0,40$), фиг. 22 (для $\cos \alpha = 0,60$) и фиг. 23 (для $\cos \alpha = 0,80$); эти три диаграммы даны для постоян-

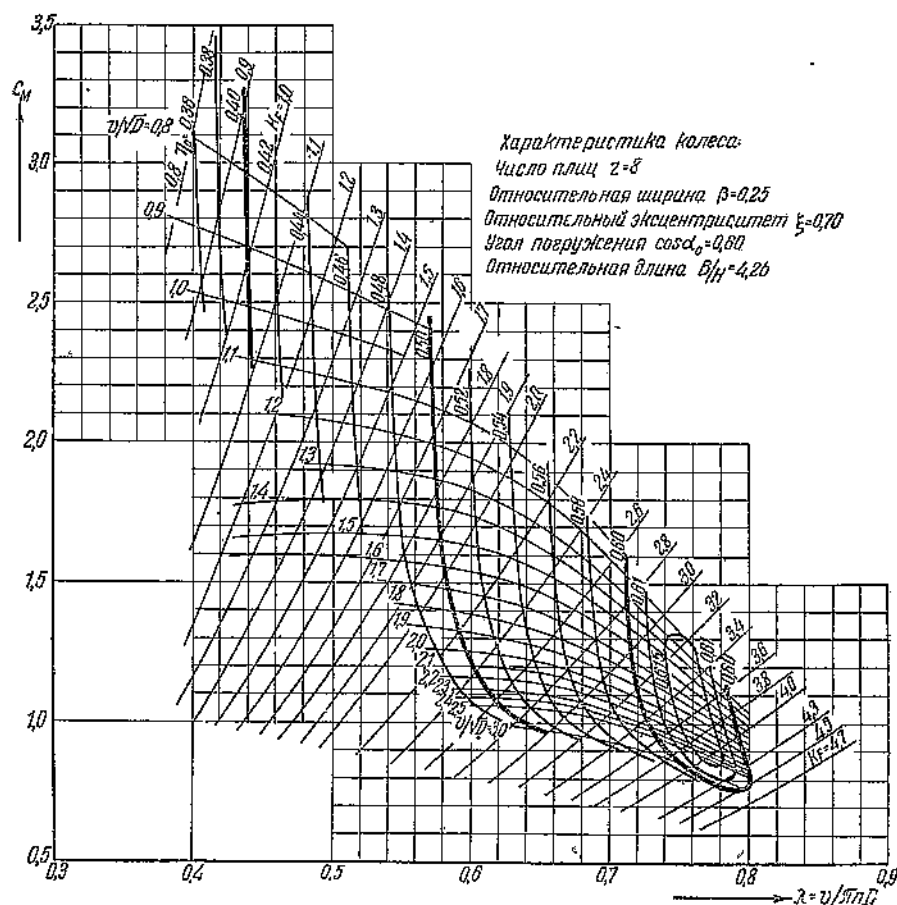


Фиг. 21. Результаты испытания модели колеса в бассейне ОИИВТа при угле погружения $\cos \alpha_0 = 0,40$

ного числа лопастей $z=8$, постоянного эксцентрикового отношения $\xi=0,70$ и постоянной относительной ширины $\beta=0,25$.

Расчетные диаграммы построены в координатах поступи колеса λ , отложенной по оси абсцисс, и коэффициента момента c_m , отложенного по оси ординат. В этих координатах нанесены три семейства кривых: кривые постоянных чисел Фруда $\Phi = \frac{v}{\sqrt{D}}$, изменяющихся через 0,10 от 0,80 до 3,00; кривые постоянных значений к. п. д. колеса, изменяющихся через 0,02, и кривые постоянных значений коэффициента обратной нагрузки, изменяющихся через 0,10 от 0,80 до 4,7.

Входящие в формулу для c_m моменты брались за вычетом трения в поворотном механизме модели колеса, которое предполагалось одинаковым при всех нагрузках колеса и равным моменту трения при работе модели вхолостую.

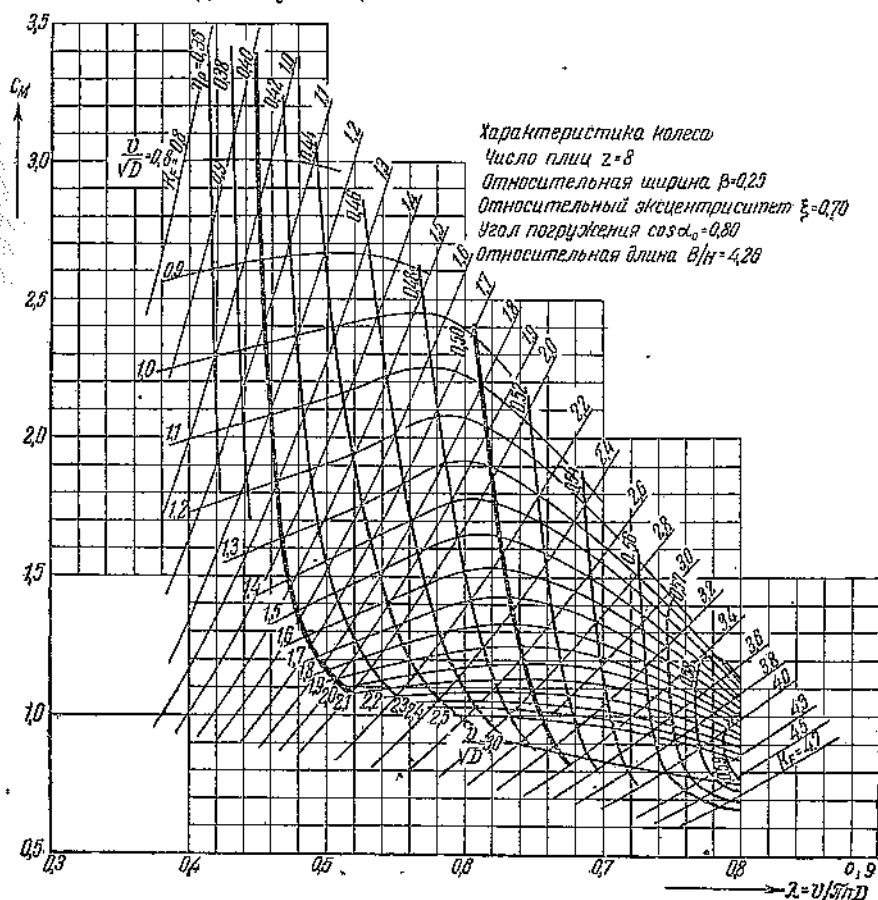


Результаты испытания модели колеса в бассейне ОИИВТА при угле погружения $\cos \alpha_0 = 0,60$

Как видно в опытах Одесского бассейна, к установлению закона подобия для гребных колес подошли с большим вниманием. Для обеспечения подобия в действии колеса и его модели необходимо помимо геометрического подобия в элементах и одинаковости поступи λ соблюдение постоянства чисел Фруда.

Последнее условие отражает работу гребного колеса как движителя, не вполне погруженного в воду. В самом деле: благодаря периодичности действия лопастей в районе расположения гребного колеса происходит, как это схематично показано на фиг. 24, изменение поверхности свободного уровня жидкости, понижающегося вслед-

стве возрастания скорости перед колесом и повышающегося вследствие сообщения дополнительной энергии лопастями потоку непосредственно за колесом, с постепенным затем падением по мере удаления от колеса в виде затухающих волн.



Фиг. 23. Результаты испытания модели колеса в бассейне ОИИВТа при угле погружения $\cos \alpha_0 = 0,80$

Применяя теорему Бернулли для струйки, проходящей через колесо, можно получить выражение для падения гидравлического напора в следующем виде:

$$\Delta H = \frac{\sigma_p \cdot v^3}{2g},$$

который представится в виде скачка свободного уровня в плоскости, проходящей через ось колеса.

Взяв для нагрузки колеса ее выражение:

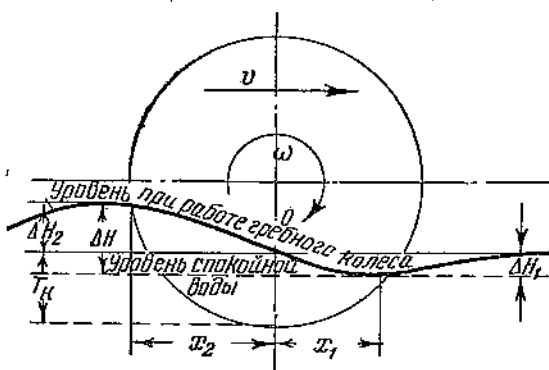
$$\sigma_p = \frac{2T}{\rho \cdot F \cdot v^2},$$

подставляя его в предыдущее выражение и заменяя плотность жидкости ρ отношением удельного веса γ к ускорению силы тяжести g , получаем:

$$\Delta H = \frac{T}{\gamma \cdot F},$$

где T —упор гребного колеса, а F —действующая площадь, движителя.

Для обеспечения динамического подобия, как известно, необходимо геометрическое подобие двух систем не только в их размерах,



но и в картине протекания струй. Таким образом, для гребных колес одним из условий подобия должно быть удовлетворение следующего равенства:

$$\frac{\Delta H'}{\Delta H''} = \frac{D'}{D''} = \frac{T' \cdot \gamma' \cdot F''}{\gamma' \cdot F' \cdot T''}.$$

Вводя в это равенство величину коэффициента упора и полагая, что в обеих системах уд. вес и плотность жидкости одинаковы, получаем:

Фиг. 24. Скачок давления в плоскости действия гребного колеса

$$c_i' \cdot D' \cdot n_c'^2 = c_i'' \cdot D'' \cdot n_c''^2.$$

С другой стороны, чтобы обеспечивалось подобие упора в зависимости от поступи, необходимо, чтобы

$$c_i' = c_i''.$$

В соответствии с этим предыдущее уравнение переписывается в следующем виде:

$$D' \cdot n_c'^2 = D'' \cdot n_c''^2.$$

Для соблюдения подобия необходимо, следовательно, обеспечение равенства в обеих системах величин:

$$\Phi_n = n_c' \cdot \sqrt{D'} = n_c'' \cdot \sqrt{D''} = \text{const.}$$

Это обстоятельство хотя и усложняет построение расчетных диаграмм для гребных колес на основе испытания их моделей, тем не менее оно должно быть учтено, так как число Фруда сильно влияет как на коэффициент момента, так и на к. п. д. гребного колеса, о чем можно судить по диаграммам на фиг. 21—23.

Полученное из закона подобия число Фруда $\Phi_n = n_c \sqrt{D}$ в том виде, в каком оно было представлено впервые для гребных колес проф. Кабачинским, для удобства обработки результатов испытания моделей было заменено аналогичным выражением для

этого числа $\Phi = \frac{v}{\sqrt{D}}$, поскольку построение расчетных диаграмм велось в зависимости от поступи колеса:

$$\lambda = \frac{v}{\pi \cdot n_c \cdot D}.$$

В самом деле:

$$\Phi_n = n_c \cdot \sqrt{D} = \frac{v \cdot \sqrt{D}}{\pi \cdot \lambda \cdot D} = \frac{v}{\sqrt{D}} \cdot \frac{1}{\pi \cdot \lambda},$$

или

$$\Phi = \pi \cdot \lambda \cdot \Phi_n.$$

Таким образом, числа Фруда — $\Phi_n = n_c \cdot \sqrt{D}$, полученные в зависимости от числа оборотов, и $\Phi = \frac{v}{\sqrt{D}}$, полученное в зависимости от скорости перемещения тележки, отличаются одно от другого лишь отвлеченным числом поступи и являются вполне взаимозаменяемыми при обработке модельных испытаний.

Однако этот вывод не может быть распространен на все случаи анализа действия гребных колес: число Фруда, как фактор подобия действия гребных колес, безусловно, должно иметь вполне определенное выражение, и отдельные виды его не будут взаимозаменяемыми.

В настоящее время в практике анализа натуральных испытаний гребных колес большим признанием пользуется число Фруда, выраженное в зависимости от числа оборотов. Для примера можно указать обстоятельный труд инж. К. Н. Шимко — «Упрощенные методы обработки испытаний речных судов», изд. «Водный транспорт», 1938 г., в котором основным критерием для сравнения подобия колес принято число Фруда $\Phi_n = n \cdot \sqrt{D}$. Рассматриваемый труд был выпущен затем Стандартводом в качестве типовой инструкции по обработке результатов испытаний и построению эксплуатационно-технических характеристик речных судов. Таким образом, число Фруда, вычисленное в зависимости от окружной скорости колеса, получило достаточно широкое практическое распространение, и ему следует отдать предпочтение по сравнению с числом Фруда, вычисленным в зависимости от скорости перемещения.

Вместе с тем оба рассмотренные выражения для числа Фруда не включают такой важной характеристики, как погружение колеса, тогда как последнее особенно сильно влияет на работу не вполне погруженного в воду движителя.

В этом направлении некоторые сдвиги вперед имеет Горьковский Речсудопроект (М. Веселовский — «Определение основных размеров гребных колес буксиров по материалам натуральных испытаний», Горьк. судопроект, 1938 г., реестр № 20075, инв. № 5830), дающий для числа Фруда полное выражение в следующем виде:

$$\Phi_s = \frac{n_c \cdot D}{\sqrt{h_n}} = \frac{n_c \cdot \sqrt{D}}{\sqrt{\frac{h_n}{D}}} = \frac{\Phi_n}{\sqrt{\frac{h_n}{D}}},$$

где h_k — погружение наружной кромки лопасти под уровнем воды в самом нижнем положении.

Следует отметить, что вопрос о числе Фруда для гребных колес, имеющий чрезвычайно важное значение как для испытания моделей колес, так и для использования данных натурных испытаний колесных судов, отнюдь не является решенным, и ему должно быть уделено серьезное внимание как в теоретических построениях, так и в анализе опытных данных.

Использование диаграмм для практического расчета элементов гребного колеса ЦНИИВТ предлагает вести методом вариантов по форме, приведенной в таблице 9.

В качестве заданных величин при расчете кроме элементов корпуса буксира рассматриваются: 1) мощность на валу гребных колес WHP ; 2) число оборотов гребного вала n и 3) скорость буксировки относительно спокойной воды v .

При ведении расчета прежде всего определяют, исходя из заданных величин, действующую площадь гребного колеса на один борт:

$$F = 0,5h_k \cdot B.$$

Затем считая величину h_k заданной для каждой комбинации величин $\cos \alpha$ (1-я строка таблицы) и относительной ширины лопасти β , принимаемой при каждом подсчете по форме таблицы 9 в качестве постоянной величины, определяется для 2 строки таблицы значение диаметра D по формуле:

$$D = \frac{2h_k}{(1 + \beta) - \cos \alpha},$$

которая будет справедливой, если лопасть по высоте делится на две равные части.

В 3 строку таблицы вписывается значение коэффициента момента, определенного в зависимости от подводимой мощности к валу гребного колеса по формуле:

$$c_m = \frac{11,93 \cdot WHP}{\rho F \cdot D^3 \cdot n^3}.$$

Определив величины поступи (4-я строка) и числа Фруда (5-я строка), берут с расчетных диаграмм величины постоянной момента (7-я строка) и к. п. д. гребного колеса (8-я строка) для различных значений эксцентрикового отношения ξ , приведенных в 6-й строке.

Результаты подсчета обрабатываются в виде графика, на котором строятся кривые c_m (7-я строка) и η_k (8-я строка) в зависимости от диаметра колеса D , причем число кривых будет определяться количеством выбранных значений ξ в 6-й строке. На этот же график наносится кривая $c_m = f(D)$, построенная по значениям 3-й строки, и в точках ее пересечения с предыдущими кривыми определяются значения D для каждого значения ξ , а также соответствующие значения η_k . Точка, соответствующая максимуму η_k , дает наиболее выгодный диаметр гребного колеса D и относительный эксцентриситет ξ .

Таблица 9

Форма расчета и элементов гребного колеса по диаграммам ПННВВТА для определенного значения относительной ширины лопастей

1	$\cos \alpha$	0,40			0,60			0,80		
2	$D = \frac{2h_n}{(1+\beta) - \cos \alpha}$	α								
3	$c_n = \frac{11,93 \cdot WHP}{\rho f D^3 n^3}$									
4	$\lambda = \frac{v}{\pi D n}$									
5	$\Phi = \frac{v}{\sqrt{D}}$									
6	$\xi = \frac{e}{k}$	0,6	0,7	0,8	0,6	0,7	0,8	0,6	0,7	0,8
7	c_n по диаграммам									
8	η_k по диаграммам									

Проведя такие же расчеты для различных значений β и обработав результаты в виде сводной диаграммы, получают наимыгоднейшие элементы гребного колеса. На этом расчет заканчивается.

Основным недостатком рассматриваемого метода является его исключительная громоздкость, которая может затруднить выбор наимыгоднейших элементов гребного колеса ввиду большого количества вариантов. Прежде всего по таблице 9 производится подсчет для различных значений β , причем для каждого значения необходимо использовать девять расчетных диаграмм. Полученное число расчетов должно быть умножено на число выбранных значений количества лопастей гребного колеса, и результат должен быть умножен на количество выбранных значений числа оборотов. Получается цепь вариантов, многие из которых вполне равноценны.

Наряду с чрезвычайно большим числом вариантов в рассмотренном методе не отражается выбор h_n при относительно больших осадках судна, и кроме того не выявлено влияние угла погружения α при одинаковых условиях в отношении шага. Наконец, деление лопасти по высоте на две равные части не всегда может быть признано целесообразным.

Для выяснения вопроса о том, может ли быть оправдана отмеченная громоздкость подсчета высокой степенью точности получаемых

результатов, обратимся к данным натурных испытаний колесных судов и проверим их на основании предлагаемого метода расчета.

Переходя к проверке точности предлагаемого метода расчета на основании опытных данных, отметим, что для гребного колеса, как тела цилиндрического по отношению к профилю своего движения, наиболее характерными величинами в отношении сравнения являются длина лопасти и развиваемая сила тяги. В связи с этим, имея результаты динамометрического испытания колесного буксира, мы сможем определить для него значения поступи $\lambda = \frac{v}{\pi \cdot n_c \cdot D}$

и числа Фруда $\Phi = \frac{v}{\sqrt{D}}$; и по ним уже с соответствующих диаграмм снять путем интерполяции значения к. п. д. гребного колеса η_p и постоянного момента c_m .

Полезный упор гребного колеса при этом будет определяться по формуле:

$$T = \frac{75 \cdot N_i \cdot \eta_m}{v} \eta_p.$$

Длина лопасти на оба борта:

$$B = \frac{11,93 \cdot N_i \cdot \eta_m}{402 \cdot c_m \cdot D^3 \cdot n_c^3 \cdot h_n} = \frac{F}{h_n}.$$

Для сравнения расчетных и опытных данных возьмем четыре буксирных парохода, имеющих гребные колеса с восемью лопастями; основные размерения этих колес приведены в таблице 10. Сравнение дается для нескольких значений скоростей по каждому из четырех пароходов; результаты сравнения помещены в таблице 11 для всех четырех буксиров.

Таблица 10
Основные элементы гребных колес четырех буксиров, прошедших динамометрические испытания

№№ по пор.	Наименование буксирных пароходов	«Социалист»	«Кочегар»	«Степан Разин»	«Коминтерн»
	Наименование основных размерений				
1	Диаметр колеса D	2,60	2,70	4,01	3,353
2	Длина лопасти B	6,26	4,96	14,84	10,0
3	Ширина лопасти H	0,68	0,55	1,02	0,90
4	Число лопастей z	8	8	8	8
5	Высота оси вала l_o	1,665	1,75	3,03	2,13
6	Осадка судна при испытании T_o	0,825	0,80	1,95	1,40
7	Эксцентрикное отношение ξ	0,702	0,611	0,701	0,602
8	Относительная ширина β	0,262	0,203	0,254	0,268
9	Относительное погружение Θ	0,646	0,703	0,538	0,435
10	Погружение лопасти h_n	0,80	0,675	1,425	1,395

Остановливаясь на полученных данных, мы прежде всего должны констатировать, что между расчетными и практическими величинами

получаются значительные расхождения, далеко оста-
вляющие позади неточно-
сти, допустимые при веде-
нии практического расчета
элементов гребного колеса.

Таблица 11

Расчетная длина лопа-
сти в отдельных случа-
ях резко отклоняется как
в сторону увеличения, так
и в сторону уменьшения.
Например, у буксира «Ко-
минтерн» длина лопасти
вместо 10 м получилась
в 15,75 м, т. е. имеется
погрешность в + 57,5%,
тогда как у буксира «Со-
циалист» вместо 6,26 м
длина лопасти получилась
равной 4,68 м, т. е. по-
грешность равна - 34%.
Поскольку погрешности
получаются и с плюсом и
с минусом, постольку, есте-
ственно, в отдельных случа-
ях могут получаться
и совпадения результатов
расчетных и опытных, что
и имеет место в отноше-
нии длины лопасти у бук-
сиров «Степан Разин» и
«Кочегар», у которых от-
клонение получилось от
5 до 17%.

Расчетная сила тяги
гребного колеса T в боль-
шинстве рассмотренных
случаев получилась мень-
ше опытной, причем по
буксиру «Степан Разин»
погрешность выразилась
около - 15%, а по буксиру
«Коминтерн» до - 19%.
Однако по шлю абсолют-
ной величины погрешности
в отношении силы тяги
имеет место и погрешность
в самой закономерности ее
изменения в зависимости
от скорости движения. На-

Сокращение длины расчета по диаграммам с результатами натурных испытаний

Значения сравнительных величин		«Социалист»				«Кочегар»				«Коминтерн»				«Степан Разин»			
		1,44	1,57	2,42	3,02	1,57	1,64	1,94	2,38	2,0	2,4	3,0	4,0	2,0	2,4	3,0	4,0
1	По испытанию в натуре	184,1	309,7	309,3	307	148	174,2	140	176,8	750	768	820	945	1350	1405	1470	1520
2		27,3	34,2	38,0	41,4	28,0	30,55	29,8	34,7	20,8	22,3	25,0	29,7	21,0	22,55	24,7	28,0
3		3030	4200	2700	4940	2250	2280	1230	1800	11300	11000	10620	9380	19200	18900	18200	16000
4	По расчетным диаграммам	0,382	0,337	0,470	0,54	0,397	0,38	0,461	0,487	0,547	0,613	0,682	0,765	0,453	0,507	0,580	0,680
5		0,894	0,972	1,50	1,87	0,955	1,00	1,18	1,45	1,09	1,31	1,64	2,18	1,0	1,2	1,5	2,0
6		2,84	2,57	1,605	1,32	2,31	2,16	1,80	1,42	2,32	1,86	1,44	1,03	2,47	2,10	1,66	1,18
7		0,32	0,28	0,41	0,465	0,365	0,36	0,42	0,43	0,46	0,49	0,51	0,54	0,41	0,45	0,49	0,56
8		3,95	3,75	4,35	4,03	3,17	3,07	3,22	3,25	21,1	22,0	21,5	20,6	20,4	20,2	20,3	20,2
9		2630	3560	3380	3050	2190	2440	4935	2040	11350	10350	9900	8400	18200	17350	15800	14000
10		4,93	4,68	5,43	5,04	4,70	4,56	4,77	4,82	15,15	15,75	15,85	14,80	14,30	14,15	14,22	14,15

пример, у буксира «Коминтерн» при малой скорости получилась погрешность с плюсом, а при большой скорости—с минусом, у буксира «Социалист» при скорости в 1,44 м/сек. получилась погрешность с минусом, а при скорости в 3,02 м/сек.—с плюсом. Следовательно, у буксиров «Коминтерн» и «Социалист» не только имеет место нарушение закономерности изменения силы тяги, но и самое нарушение получается обратно противоположным.

Таким образом, предлагаемый метод расчета на основе модельных испытаний гребных колес может в отдельных случаях давать весьма крупные расхождения с практическими данными, а потому рекомендовать его к безусловному использованию не приходится. Однако из этого еще не следует, что рассмотренный материал не представляет интереса или что модельные испытания не смогут дать надежного средства для ведения расчета элементов гребных колес. Напротив, материалы систематических испытаний над моделями гребных колес в опытовом бассейне имеют большое значение. Поэтому необходимо расширять экспериментальную практику, производя опыты не только на легкой тележке, приводимой в движение падающим грузом, но и в условиях большого бассейна на самодвижущейся тележке, а также в гидродинамическом лотке с проточной водой.

Обращаясь к установлению причин получившегося расхождения между расчетными и опытными данными, мы никак не можем отнести их только за счет неточности величин, полученных при натурных испытаниях. Результаты последних весьма надежные—и к тому же—для целого ряда скоростей. Расхождение может получиться прежде всего за счет характера выражения для числа Фруда, так как весь пересчет ведется для вполне определенной закономерности в отношении подобия. Поскольку на диаграммах влияние числа Фруда получается чрезвычайно значительным, всякая неточность в его построении может повести к большим практическим погрешностям.

Вопрос о виде числа Фруда уже был затронут, но нельзя сказать, что он разрешен вполне точно. Необходимо поставить испытание масштабной серии моделей подобных гребных колес, начиная от самых малых до натуре включительно.

Вторая причина расхождения может быть скрыта в технике модельных испытаний и в первую очередь в определении силы упора в виде касательной силы на барабане, приводящем во вращение колесо. Рассматривание упора как проекции тангенциальной силы может быть точным только теоретически.

Наконец, третья причина кроется в переходе от результатов испытания модели в открытой воде к работе действительного колеса у корпуса судна.

Трех указанных причин вполне достаточно для того, чтобы данные расчета не совпали с результатами натурных испытаний.

8. Явление кавитации у гребных колес

Все теоретические построения, направленные к созданию практического расчета элементов гребного колеса, а также модельные испытания колесных движителей будут справедливыми только при усло-

виш, если сплошность окружающей движитель среды не нарушается. Нарушение сплошности потока, обусловленное явлением кавитации у лопастей гребного колеса вследствие относительно низких скоростей их движения, встречается сравнительно редко.

Из этого однако нельзя сделать вывода, что гребные колеса имеют в этом отношении преимущества перед винтами. Напротив, гребные колеса, как движители, работающие периодически вблизи свободного уровня по кругообразным траекториям, в отношении нарушения сплошности среды находятся в неблагоприятных условиях вследствие явления выгребания воды лопастями, известного в нашей литературе под названием «поверхностной кавитации». Этот термин впервые был введен проф. Н. Н. Кабачинским в его работе «Определение основных размеров гребных колес».

Таким образом, область приложения теоретических и экспериментальных данных должна быть ограничена критическими значениями основных параметров, характеризующих действие гребного колеса как судового движителя и определенных из условия отсутствия явления поверхностной кавитации.

Сущность явления выгребания может быть установлена, исходя из рассмотрения расхода и поступления воды к элементу лопасти гребного колеса (фиг. 25), расположенного на расстоянии h_x под уровнем воды у центра собственного вращения пилы.

В данный момент времени расход воды в горизонтальном направлении для лопастного элемента ΔH будет определяться горизонтальной составляющей скорости вращения его относительно центра колеса O , равной:

$$c \cdot \cos \alpha_x = \pi \cdot n_c \cdot D \cdot \cos \alpha_x,$$

где:

n_c — число об/сек. колеса;

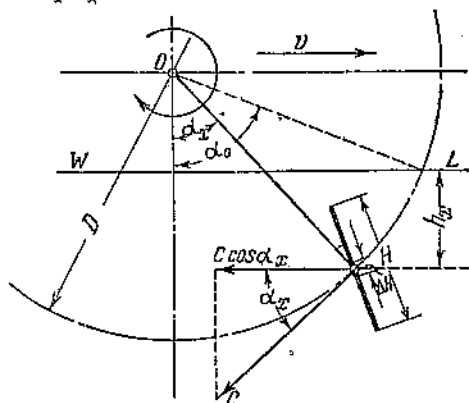
D — диаметр колеса по центрам цапф лопастей в м;

α_x — центральный угол, соответствующий данному положению пилы.

С другой стороны, приток воды к рассматриваемому лопастному элементу будет определяться суммой скоростей поступательного движения его вместе с центром колеса v и скоростью гидравлического напора $\sqrt{2gh_x}$.

Для обеспечения сплошности потока необходимо, чтобы скорость подтекания была не меньше скорости движения пилы, т. е. чтобы:

$$v + \sqrt{2gh_x} \geq \pi \cdot n_c \cdot D \cdot \cos \alpha_x.$$



Фиг. 25. Схема погружения лопастного элемента к расчету кавитации

Разделив все члены на $\pi \cdot n_c \cdot D$ и заменив при этом отношение скоростей $\frac{v}{\pi \cdot n_c \cdot D}$ поступью λ , будем иметь:

$$\frac{\sqrt{2gh_x}}{\pi \cdot n_c \cdot D} \geq \cos \alpha_x - \lambda.$$

Согласно построению на фиг. 25 величина погружения может быть выражена в следующем виде:

$$h_x = 0,5D (\cos \alpha_x - \cos \alpha_0).$$

В соответствии с этим, полагая $\sqrt{g}$ равным π , получаем следующее выражение, определяющее условие сплошности потока:

$$\frac{\sqrt{\cos \alpha_x - \cos \alpha_0}}{n_c \cdot \sqrt{D}} \geq \cos \alpha_x - \lambda,$$

или:

$$n_c \cdot \sqrt{D} \geq \frac{\sqrt{\cos \alpha_x - \cos \alpha_0}}{\cos \alpha_x - \lambda}.$$

Таким образом, критерием поверхностной кавитации является число Фруда $\Phi = n_c \cdot \sqrt{D}$.

Для самого нижнего положения центра лопастей, когда $\cos \alpha_x = 1$, критическое число Фруда будет равно:

$$\Phi_{кр} = \frac{\sqrt{1 - \cos \alpha_0}}{s},$$

где α_0 — угол погружения гребного колеса, а $s = 1 - \lambda$ — его скольжение.

Критическое число Фруда будет тем больше, чем меньше скольжение гребного колеса и чем больше центральный угол погружения колеса.

Число оборотов гребного колеса или его диаметр во избежание поверхностной кавитации должны иметь значения меньше, чем соответствующие критическому числу Фруда, а именно:

$$n_c \geq \frac{\Phi_{кр}}{\sqrt{D}} \quad \text{и} \quad D \leq \left(\frac{\Phi_{кр}}{n_c} \right)^2.$$

Эти формулы чрезвычайно важны для проектирования гребного колеса. Они показывают, что при использовании гребного колеса как судового движителя большую роль играет абсолютное значение диаметра колеса; повышение его диаметра ведет к понижению критического числа оборотов пропорционально корню квадратному из отношения диаметров при данном постоянном значении критического числа Фруда. Но так как в формулу упора число оборотов и диаметр колеса входят в одинаковых степенях, то упор при критическом режиме будет тем больше, чем больше абсолютное значение диаметра. Таким образом, диаметр и число оборотов не являются величинами взаимозаменяемыми с точки зрения максимального использования элементов колеса.

Выведенные формулы для критического числа Фруда и для соответствующих ему значений числа оборотов и диаметра гребного колеса отображают лишь качественную сторону влияния погружения и скольжения колеса на возникновение поверхностной кавитации.

В действительности картина обтекания будет значительно более сложной, не говоря уже о том, что лопасть будет иметь различное погружение для отдельных своих элементов по высоте, и движение центра лопасти будет происходить при различных углублениях в зависимости от изменения угла в пределах $\pm \alpha_0$. Кроме того на явление поверхностной кавитации безусловно окажут влияние частота расположения лопастей и относительная их ширина.

Для отражения влияния числа лопастей на явление поверхностной кавитации гребного колеса Горьковским судопроектором¹ была сделана попытка выразить объемы воды, выгребаемой лопастью и поступающей к последней, в интегральной форме.

Рассматривая движение лопасти по системе Ольдгама, когда угол наклона лопасти к вертикали равен половине центрального угла α , для расхода воды от момента входа до самого нижнего положения лопасти составлено следующее выражение:

$$V_0 = V'_0 + V''_0 = 0,5 \cdot D \cdot F \left[\int_0^{\alpha_0} \cos \frac{\alpha}{2} d\alpha + \int_{\frac{2\pi}{z}}^{\alpha_0} \cos \frac{\alpha}{2} d\alpha \right] = \\ = D \cdot F \left(2 \cdot \sin \frac{\alpha_0}{2} - \sin \frac{\pi}{z} \right) = A \cdot D \cdot F,$$

где:

V'_0 — объем воды, выгребаемой первой лопастью от момента входа до нижнего положения;

V''_0 — объем воды, выгребаемой второй лопастью за то же время, т. е. от момента входа до положения на расстоянии $\frac{2\pi}{z}$ от нижнего;

D — диаметр колеса по центрам цапф лопастей;

F — площадь плечи;

α_0 — центральный угол погружения колеса;

A — выражение в скобках, которое для удобства подсчета представлено в виде диаграммы на фиг. 26 в зависимости от угла α_0 и числа лопастей z .

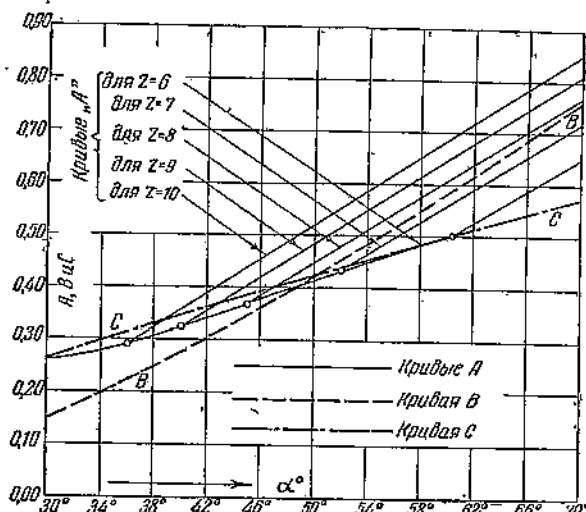
Как видно из выражения V_0 , объем воды, выгребаемой лопастью, принят как объем пространства, описываемого лопастью в направлении нормали. В самом деле: элементарный объем пространства, описываемого лопастью за бесконечно-малый промежуток времени, для рассматриваемой системы движения лопасти будет равен:

$$dV_0 = 0,5DF \cdot \cos \frac{\alpha}{2} d\alpha.$$

¹ Н. Ф. Мокеев и В. И. Андрюгин. О кавитации гребных колес, журн. «Судостроение», № 5, 1938 г., стр. 275.

Для упрощения в рассмотрение введены только две лопасти гребного колеса.

Полагая, что скорость заполнения объема, описываемого лопастью, будет складываться из составляющей скорости движения



Фиг. 26. Кривые к расчету кавитации, колеса по Моисееву—Андрютину

$v \cdot \cos \frac{\alpha}{2}$ и скорости гидравлического напора $\sqrt{2gh_x}$, для элементарного объема поступления воды составлено выражение:

$$dV = F \left(v \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \right) + \sqrt{2gh_x} \frac{d\alpha}{2\pi n_c}.$$

Заменяв глубину погружения h_x выражением $0,5D (\cos \alpha - \cos \alpha_0)$ и проинтегрировав в пределах от нуля до α_0 , после незначительных преобразований получаем следующее выражение для

полного объема поступающей воды за время движения лопасти от момента входа до самого нижнего положения:

$$V = DF\lambda \cdot \sin \frac{\alpha_0}{2} + \frac{F \cdot \sqrt{D}}{2n_c} \int_0^{\alpha_0} \sqrt{\cos \alpha - \cos \alpha_0} d\alpha = \\ = DF\lambda \cdot \sin \frac{\alpha_0}{2} + B \frac{F \cdot \sqrt{D}}{2n_c},$$

где B — значение интеграла, которое для удобства подсчета представлено графически на фиг. 26 в зависимости от угла погружения колеса α_0 .

Чтобы не нарушать сплошности среды, необходимо, чтобы объем V был больше объема V_0 . Отсюда получается неравенство:

$$DF\lambda \cdot \sin \frac{\alpha_0}{2} + B \frac{F \cdot \sqrt{D}}{2n_c} \geq ADV,$$

или:

$$\frac{B}{2n_c \sqrt{D}} \geq A - \lambda \cdot \sin \frac{\alpha_0}{2}.$$

Таким образом, для определения критического числа Фруда на основании исследования Горьковского Судопроекта может быть написано следующее выражение:

$$\Phi_{кр} = \frac{B}{2 \left(A - \lambda \cdot \sin \frac{\alpha_0}{2} \right)} = \frac{B}{2(A - \lambda \cdot c)},$$

где величина c так же, как величины A и B , представлена на фиг. 26 в виде кривой, $\lambda = \frac{v}{\pi \cdot n_c \cdot D}$ — поступь колеса.

Число оборотов и диаметр колеса во избежание появления поверхностной кавитации должны быть выбраны в следующих пределах:

$$n_c \leq \frac{B}{2\sqrt{D(A - \lambda c)}}$$

$$D \leq \sqrt{\frac{B}{2n_c(A - \lambda c)}}$$

Разобранный способ, по заявлению самих авторов, не дает количественной оценки явления кавитации и отображает лишь качественное влияние на таковую отдельных факторов.

Картина заполнения освобождающегося объема после прохождения лопасти в этом способе представлена слишком схематически. В действительности заполнение объема будет происходить не только за счет подтока воды к лопасти, но и за счет перетекания ее со стороны давления к стороне разрежения, что существенным образом нарушит картину явления, и результат получится иным. Критическое число Фруда по формуле получается преуменьшенным, что вполне согласуется с физической стороной сделанного допущения при выводе формулы. Кроме того движение лопасти действительного колеса резко отличается от движения лопасти по системе Ольдгама, что также отражается на точности формулы.

Наконец, не говоря уже о примитивности учета числа лопастей, необходимо отметить, что величина поступи должна приниматься в формуле, исходя из учета не только скорости перемещения колеса вместе с судном, но и скорости, вызванной действием движителя, и скорости обтекающего потока; иными словами, в формулу надо подставить значение не кажущейся, а индуктивной поступи.

Несмотря на отмеченные недостатки, выведенная формула представляет большой интерес; она нуждается лишь в дальнейшем теоретическом развитии и в экспериментальной проверке на основе обработки данных натурных испытаний судов.

Вопрос о проверке работы лопастей гребного колеса в отношении кавитации является чрезвычайно актуальным, и недооценка этого явления может повести к значительному искажению расчетных данных. При появлении поверхностной кавитации понижается постоянная упора и постоянная момента, причем их соотношение отклоняется в сторону, неблагоприятную для к. п. д. гребного колеса. Поэтому практический расчет элементов гребного колеса должен производиться с учетом поверхностной кавитации.

ГЛАВА II

ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИЖЕНИЯ ЛОПАСТИ ГРЕБНОГО КОЛЕСА И ДЕЙСТВУЮЩИХ НА НЕЕ УСИЛИЯ

Рассмотренные в предыдущей главе теоретические решения проблемы действия гребного колеса не могут в полной мере удовлетворить требованиям построения практического расчета судовых колесных движителей. Как видно из приведенного выше анализа, часть рассмотренного материала не отражает действия гребного колеса с поворотными лопастями, имея отношение или к радиальным колесам, или к колесам с поворотными лопастями по определенной системе, другая же часть тех же материалов дает слишком громоздкие построения, не обеспечивая в то же время достаточной для практики точности.

Для создания метода практического расчета элементов гребного колеса необходимо такое теоретическое решение, которое отражало бы все основные факторы действия в жидкой среде поворотной лопасти и имело бы конечный вид, допускающий широкую оперативность в его использовании.

Сопоставление такого теоретического решения с данными натурных испытаний, с одной стороны, сможет обеспечить высокую практическую степень точности подсчета, а с другой, — принципиальная правильность теоретических построений сможет указать пути изыскания наилучших форм и оптимальных соотношений основных элементов колесных движителей.

Экспериментальное решение проблемы действия гребного колеса с помощью модельных испытаний ни в какой мере не исключает необходимости в теоретическом решении. Не говоря уже о том, что опытным путем можно выявить наилучшие только на испытанных образцах, но и сам метод построения расчета на основе только модельных испытаний получился бы чрезвычайно громоздким; в этом не трудно убедиться из приведенного в предыдущей главе анализа способов расчета колес на основе модельных испытаний. Это подтверждается также сопоставлением колес винтов. Как известно, для практического расчета элементов гребного винта требуется большое количество диаграмм, полученных на основе модельных испытаний. Гребное же колесо, как движитель не вполне погруженный в воду, обладает значительно большим количеством переменных величин по сравнению с гребным винтом, а потому и количество расчетных диаграмм для колесных движителей должно быть в несколько раз больше, чем для винтовых.

Рациональное практическое решение задачи о действии гребного колеса должно вестись не путем противопоставления теоре-

тических выкладок и результатов практических исследований, а на основе сопоставления теории с практикой. Таким образом ни с какой точки зрения не устраняется необходимость в разработке теории действия гребного колеса с поворотными лопастями, как основы для построения практического расчета элементов судовых колесных движителей и как базы для исследования результатов натурных испытаний колесных судов.

Поэтому, несмотря на наличие достаточно большого количества работ в области теории гребных колес, автор столкнулся, тем не менее, с необходимостью разработки новой теории гребного колеса с поворотными лопастями, которая бы удовлетворяла всем поставленным выше требованиям.

В приведенных ниже теоретических построениях на пути решения проблемы действия гребного колеса с поворотными лопастями приняты следующие обозначения главнейших величин:

D — диаметр гребного колеса по центрам цапф лопастей в м;

B — длина лопасти на оба борта в м;

H — высота лопасти в м, равная ширине проекции лопасти на вертикальную плоскость в самом нижнем положении;

$b = \frac{H}{D}$ — относительная ширина лопастей;

z — число лопастей гребного колеса;

$t = \frac{\pi \cdot D}{Hz}$ — относительный шаг лопастей гребного колеса;

e — абсолютный эксцентриситет поворотного механизма лопастей, равный отстоянию центра эксцентрика от центра вала гребного колеса по горизонтали;

k — длина костыля, равная отстоянию центра поводкового пальца от центра поворотного валика;

L — длина тяги поворотного механизма лопастей в м;

$\xi = \frac{e}{k}$ — эксцентриковое отношение, или же относительный эксцентриситет поворотного механизма лопастей;

$\kappa = \frac{k}{D}$ — относительная длина костыля;

l — высота оси вала гребного колеса над основной линией килля;

T_c — осадка судна в районе установки гребного колеса;

$h = l - T_c$ — высота оси вала над уровнем спокойной воды;

$F = 0,5BH$ — площадь плицы в м²;

α_0 — центральный угол погружения гребного колеса, образованный вертикалью с радиальной прямой, проведенной из центра гребного вала в точку пересечения окружности центров цапф лопастей с уровнем спокойной воды; при этом

$$\cos \alpha_0 = \frac{h}{0,5D};$$

α — угол действия лопасти гребного колеса, образованный вертикалью с радиальной прямой, проведенной из центра гребного вала к центру цапфы лопасти в любом положении

последней; при этом от момента входа до нижнего положения угол действия имеет знак минус и соответственно от нижнего положения до момента выхода имеет знак плюс;

θ — угол дополнительного поворота лопасти относительно оси поворотного валика под влиянием эксцентрикового механизма;

φ — угол атаки лопасти как плоской или изогнутой пластинки, продвигающейся в жидкой среде с относительной скоростью w ;

γ — угол между направлением относительной скорости w и вертикалью или же между направлением подъемной силы и горизонталью;

δ — угол между направлениями скоростей c и w ;

β — угол, составляемый лопастью с горизонталью;

θ_r — угол между силами R и P ;

$n_c = \frac{n}{60}$ — число оборотов гребного колеса в секунду;

n — число оборотов гребного колеса в минуту;

$c = \pi \cdot n_c \cdot D$ — скорость на окружности центров цапф лопастей в м/сек.;

$\omega = 2\pi n_c$ — угловая скорость вращения гребного колеса;

v — обозначение скорости в направлении движения судна;

v_0 — скорость перемещения гребного колеса в м/сек. относительно воды, не обеспокоенной обводами судна и действием самого движителя;

v_e — скорость перемещения гребного колеса относительно подходящей к его лопастям воды в м/сек.;

v_i — скорость перемещения лопасти в направлении движения судна в каждый данный момент времени в м/сек.;

w — скорость относительного движения пластины в м/сек. в жидкой среде;

$s_0 = 1 - \frac{v_0}{c}$ — кажущееся скольжение гребного колеса;

$s = 1 - \frac{v_e}{c}$ — действительное (индуктивное) скольжение гребного колеса;

$\lambda_0 = 1 - s_0 = \frac{v_0}{c}$ — кажущаяся поступь гребного колеса;

$\lambda = 1 - s = 1 - r s_0 = \frac{v_e}{c}$ — индуктивная (действительная) поступь гребного колеса;

λ_i — индуктивная поступь лопасти в каждый данный момент времени;

$r = \frac{s}{s_0}$ — соотношение между величинами действительного и кажущегося скольжений;

$q = \frac{\lambda_0}{\lambda}$ — соотношение между величинами кажущейся и индуктивной поступи;

ρ — плотность жидкости в кг сек²/м⁴;

$R = \sqrt{P^2 + W^2}$ — сила совокупного давления воды на лопасть в кг;

P — подъемная сила лопасти в кг;

W — сила сопротивления лопасти в кг;

$T_i = P \cdot \cos \gamma - W \cdot \sin \gamma$ — упор лопасти в направлении перемещения судна при данном угле действия;

$Q_i = P \cdot \sin \gamma + W \cdot \cos \gamma$ — вертикальная сила лопасти при данном угле действия;

$S_i = T_i \cdot \cos \alpha + Q_i \cdot \sin \alpha$ — тангенциальная сила лопасти при данном угле действия;

$c_p = \frac{2P}{\rho \cdot F \cdot \omega^2}$ — коэффициент подъемной силы;

$c_w = \frac{2W}{\rho \cdot F \cdot \omega^2}$ — коэффициент силы сопротивления;

$\mu = \frac{P}{W} = \frac{c_p}{c_w}$ — коэффициент качества лопасти;

$c_r = \sqrt{c_p^2 + c_w^2}$ — коэффициент силы совокупного давления;

η — к. п. д. изолированной лопасти при данном угле действия;

$\eta_{\max}$ — максимальный к. п. д. изолированной лопасти при данном угле действия;

λ_m — оптимальная поступь изолированной лопасти при данном угле действия;

$\eta_{\max}$ — максимальный к. п. д. изолированной лопасти при заданном значении поступи;

α_m — оптимальный угол действия изолированной лопасти при заданном значении поступи;

$\eta_0 = \lambda = 1 - s$ — максимальный к. п. д. изолированной лопасти при $\mu = 0$;

R_e — число Рейнольдса для лопастей гребного колеса как для пластинок;

$\Phi = n_c \cdot \sqrt{D}$ — число Фруда для гребного колеса;

$\delta_h = \frac{B}{2H}$ — удлинение сторон пилцы;

f — стрелка погнбн пилцы;

$\sigma_c = \frac{f}{H}$ — погнбь лопасти гребного колеса;

$\psi = \frac{c_p \cdot \sin \alpha - c_w (\lambda - \cos \alpha)}{A (\xi \cdot \sin^2 \alpha + \beta \cdot \cos \alpha)}$ — характеристика формы пилцы, являющаяся функцией от угла атаки;

ψ — средне-интегральный коэффициент давления, учитывающий форму и относительные размеры лопасти гребного колеса, сокращенно названный коэффициентом формы лопастн;

$A = \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}$
 $B = \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}$ } — сокращенные обозначения;

ξ_0 — эксцентрикное отношение по формуле (64), соответствующее безударному входу лопасти;

ξ_e — эксцентрикное отношение по формуле (66), соответствующее эффективному входу лопасти;

F_h — площадь пилы на оба борта в m^2 ;

T — упор гребного колеса на оба борта в кг;

$\Delta = \delta_0 + \delta_1 \xi - \delta_2 \xi^2$
 $\Gamma = 2\gamma_0 + \gamma_1 \xi - \gamma_2 \xi^2$ } — функции угла погружения α_0 и величины эксцентриккового отношения ξ ;

$$\left. \begin{aligned} \delta_0 &= 2 \sin \alpha_0 \dots \dots \dots \\ \delta_1 &= \alpha_0 - \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0 \dots \dots \\ \delta_2 &= \frac{1}{3} \sin^3 \alpha_0 \dots \dots \dots \\ \gamma_0 &= \alpha_0 + \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0 \dots \dots \\ \gamma_1 &= \frac{4}{3} \sin^3 \alpha_0 \dots \dots \dots \\ \gamma_2 &= \frac{1}{4} (\delta_1 + 2 \sin^2 \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0 \dots \end{aligned} \right\} \text{— сокращенные обозначения;}$$

$\tau = \frac{T}{80 \psi_c z F_h n_c^2 D^2}$ — коэффициент упора гребного колеса;

$\phi = \frac{M_i}{40 \psi_c z F_h n_c^2 D^3}$ — коэффициент индуктивного момента;

$M_i = 0,5 DS$ — индуктивный момент на валу гребного колеса в кгм;
 S — тангенциальная сила на окружности центров цапф лопастей в кг;

$\tau = \Delta (1 + \lambda^2) - \Gamma \lambda$
 $\phi = E (1 + \lambda^2) - 20 \lambda$ } — теоретические выражения коэффициентов упора и момента;

$E = 2\alpha_0 - 0,5 \xi^2 \delta_1$
 $\Theta = \delta_0 - \xi^2 \delta_2 \dots \dots$ } — функции угла погружения (α_0) и величины эксцентриккового отношения (ξ);

$\varepsilon_h = \frac{\tau}{\phi} = \frac{T D}{2 M_i}$ — коэффициент эффективности действия гребного колеса;

$\eta_p = \eta_h \cdot \eta_v \cdot \eta_w$ — пропульсивный к. п. д. гребного колеса;

$\eta_k = \varepsilon_h \cdot \lambda_0$ — индуктивный к. п. д. гребного колеса;

$\eta_w = \frac{M_i}{M}$ — волновой к. п. д. гребного колеса;

η_v — механический к. п. д. гребного колеса;

η_m — к. п. д. валопровода;

η_m — механический к. п. д. машины;

$M = 716,2 \frac{N_i \cdot \eta_m \eta_v}{n}$ — действительный момент на валу гребного колеса в кгм;

N_i — индикаторная мощность машины в л. с.;

$SHP = N_i \cdot \eta_m$ — мощность на валу двигателя в л. с.;

$WHP = SHP \cdot \eta_m \cdot \eta_v$ — мощность на валу двигателя в л. с.;

$\zeta = \frac{\frac{1}{2} T}{WHP}$ — удельная нагрузка в кг на 1 л. с. мощности;

$THR = \frac{T \cdot v_0}{75}$ — мощность упора гребного колеса в л. с.;

Z — сила на буксирном тросе в кг;

$k_c = 80 \psi_c z H D^2$ — удельная характеристика упора на единицу длины лопасти гребного колеса;

$p = k_c B = 80 \psi_c z F_h D^2$ — характеристика упора гребного колеса;

$m = \frac{\lambda_m - \lambda_t}{\lambda_t}$ — относительный параллель гребного колеса;

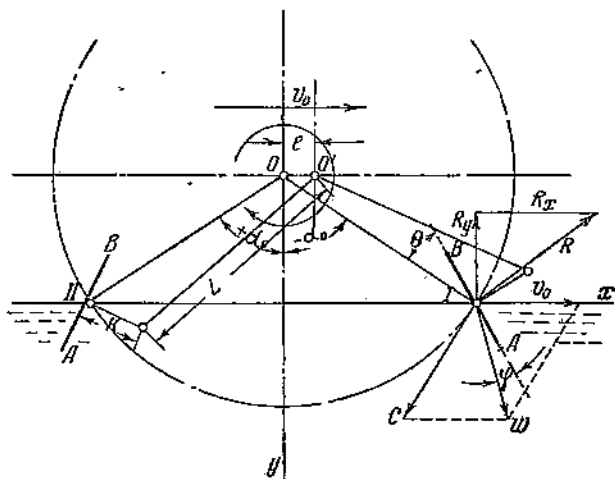
λ_t — поступь нулевого упора;

λ_m — поступь нулевого момента;

λ_k — критическая поступь для работы гребного колеса без подтормаживания.

9. Основные факторы действия изолированной лопасти в невозмущенном потоке

Лопасть гребного колеса AB (фиг. 27) может рассматриваться как плоская или изогнутая пластинка, движущаяся в потоке жидкости от момента времени t_1 , определяемого углом $-\alpha_0$, до момента вре-



Фиг. 27. Схема обозначения углов, ориентирующих положение лопасти гребного колеса

мени t_2 , определяемого углом $+\alpha_0$, со скоростью перемещения v в направлении оси ox и со скоростью вращения c относительно центра гребного колеса O . Таким образом, в каждый момент времени, определяемый углом действия $\pm \alpha_i$, лопасть будет продвигаться по отношению к окружающей ее воде со скоростью w_i , являющейся по величине и по направлению равнодействующей скоростей v и c . Несмотря на то, что обе эти скорости при установившемся режиме перемещения и вращения гребного колеса постоянны по величине, а скорость перемещения v кроме того постоянна и по направлению, скорость совокупного движения w_i вследствие переменности направления скорости вращения c будет переменной и по величине и по направле-

нию и будет зависеть от угла действия и соотношения составляющих ее скоростей.

Отклоняясь под влиянием эксцентрикового механизма от радиального направления на дополнительный угол поворота θ , лопасть гребного колеса в каждый данный момент действия будет продвигаться в потоке с углом атаки φ , величина которого будет переменной, в зависимости от угла действия и соотношения элементов поворотного механизма. Таким образом, движение лопасти в потоке будет совершаться с переменной скоростью и с переменным углом атаки.

При перемещении пластинки или профиля под углом к направлению движения со стороны потока возникает сила давления R , величина которой, вообще говоря, определяется выражением следующего общего вида:

$$R = \frac{1}{2} \rho \cdot F \cdot \omega^2 \cdot f(\varphi \text{ и } \Pi), \quad (1)$$

где:

F — площадь пластинки;

ρ — плотность жидкой среды, окружающей пластинку;

φ — угол атаки;

Π — гидродинамическая характеристика формы пластинки или профиля;

ω — скорость относительного движения пластинки в жидкой среде.

Как видно из выражения (1), сила давления среды на лопасть будет переменной по величине и по направлению; однако компоненты этой силы R_x и R_y (фиг. 27) будут переменными только по величине, оставаясь постоянными по направлению за все время действия лопасти в потоке от угла погружения — α_0 до самого нижнего положения $\alpha = 0^\circ$.

При изучении воздействия потока на лопасть гребного колеса вследствие переменности сил целесообразно исходить из закона импульсов, в соответствии с которым конечные импульсы в горизонтальном и вертикальном направлениях будут определяться выражениями:

$$I_x = \int_{t_1}^{t_2} R_x \cdot dt$$

и

$$I_y = \int_{t_1}^{t_2} R_y \cdot dt,$$

где:

t_1 — момент входа лопасти в воду;

t_2 — момент выхода лопасти из воды;

R_x и R_y — горизонтальная и вертикальная составляющие силы давления R .

Согласно построению на фиг. 27:

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}. \quad (2)$$

Применительно к лопасти гребного колеса сила давления R , являющаяся функцией времени t , будет тем самым функцией угла действия α , так как при равномерном вращении гребного колеса всякому бесконечно-малому приращению времени dt будет соответствовать бесконечно-малое приращение угла поворота колеса $d\alpha$ согласно выражению:

$$dt = \frac{d\alpha}{\omega} = \frac{d\alpha}{2\pi n_c}, \quad (3)$$

где:

ω — угловая скорость вращения гребного колеса;

n_c — число об/сек.;

α — центральный угол поворота колеса в радианах.

Помимо времени, определяемого углом действия, сила давления R будет являться функцией соотношения скоростей v и c , так как от этого соотношения зависит скорость ω . Соотношением этих скоростей определяется величина скольжения гребного колеса:

$$s = 1 - \frac{v}{c} = 1 - \frac{v}{\pi n_c D} \quad (4)$$

или поступь гребного колеса:

$$\lambda = 1 - s = \frac{v}{c}. \quad (5)$$

Другими словами сила давления является функцией скольжения или поступи.

Кроме того, в соответствии с выражением (4), сила давления R будет зависеть от угла атаки φ , величина которого кроме направления скорости ω зависит от положения лопасти, т. е. от угла ее дополнительного поворота θ .

Так как угол дополнительного поворота лопасти θ при каждом данном угле действия α будет зависеть от соотношения элементов поворотного механизма, то при заданной их абсолютной величине сила давления R будет являться функцией от величины эксцентрисического отношения ξ , причем в соответствии с фиг. 27:

$$\xi = \frac{e}{k}; \quad (6)$$

где:

e — эксцентриситет гребного колеса;

k — длина костыля.

Наконец, величина силы давления воды на лопасть будет зависеть от формы профиля пилы Π , так как для различных в гидродинамическом отношении профилей коэффициент силы давления будет иметь, при одинаковых условиях, различные значения.

Таким образом, сила давления воды на лопасть при данном

гидродинамическом режиме действия в основном является функцией четырех величин:

$$R = f(\alpha, \lambda, \xi \text{ и } \Pi), \quad (7)$$

т. е. угла действия α , поступи колеса λ , эксцентрикового отношения ξ и профиля плыцы Π ; последним символом характеризуется не только геометрическая закономерность образования профиля плыцы, но и соотношение ее основных размерений. Режим действия лопасти будет определяться величиной числа Рейнольдса, оказывающего влияние на выбор абсолютных размеров пластинки.

Таким образом, получается относительно сложная функциональная зависимость R , а потому, прежде чем перейти к непосредственному составлению и решению интегралов для горизонтального и вертикального импульсов силы давления и к использованию для этого формулы (4), необходимо вывести выражения для основных характеристик движения лопасти.

В соответствии с изложенным движение лопасти в динамическом отношении может быть охарактеризовано тремя факторами:

- углом атаки лопасти φ ;
- относительной скоростью продвижения w и
- углом дополнительного поворота θ .

Для всех этих факторов необходимо составить выражения в зависимости от переменного угла действия лопасти α и постоянных для данного режима действия величин λ и ξ .

Что касается установления функциональной зависимости силы давления R от Π , необходимой для выражений (1) или (7), то она может быть получена на базе использования экспериментального материала с плоскими и изогнутыми пластинками.

10. Угол атаки изогнутой лопасти φ

Как уже было отмечено, угол атаки лопасти зависит от направления скорости продвижения плыцы w и от ее положения. Но так как направление скорости зависит от угла действия α и от поступи λ , а положение лопасти — от угла действия и от величины эксцентрикового отношения, то угол атаки является достаточно сложной функцией от угла α при заданных значениях ξ и λ .

Для установления зависимости:

$$\varphi = f(\alpha, \lambda \text{ и } \xi) \quad (8)$$

вводим следующие обозначения углов (фиг. 28):

- β — угол, составляемый лопастью AB с горизонталью WL ;
- θ — угол, составляемый той же лопастью с радиальной прямой;
- δ — угол между направлениями скоростей s и w ;
- γ — угол, составляемый направлением скорости w с вертикалью или же направлением действия подъемной силы с горизонталью;
- α — центральный угол, соответствующий данному положению лопасти в точке E , т. е. угол, составляемый радиусом с вертикалью или же с направлением скорости s с горизонталью;

φ — угол атаки, составляемый лопастью AB с направлением скорости w .

Непосредственно из фиг. 28 следует, что угол атаки:

$$\varphi = 180 - (\alpha + \beta + \delta). \quad (9)$$

Таким образом, угол атаки зависит от трех углов, из которых каждый характеризует функциональную зависимость φ от одного из трех факторов в соответствии с выражением (8), причем угол действия α при установившемся режиме действия колеса является независимой переменной.

Угол β , определяющий направление лопасти, для радиальных колес был бы равен $90 - \alpha$ при наличии эксцентрика

$$\beta = (90 - \alpha) + \theta. \quad (10)$$

Следовательно, этот угол, являющийся функцией от центрального угла действия лопасти α , учитывает в то же время влияние на движение лопасти величины эксцентрикового отношения ξ .

Подставляя выражение β в выражение (9), будем иметь:

$$\varphi = 180 - [\alpha + \beta + (90 - \alpha) + \theta],$$

или:

$$\varphi = 90 - (\delta + \theta). \quad (11)$$

Но так как угол θ при каждом данном угле действия есть функция только от ξ , то угол δ при тех же условиях должен быть только функцией от поступки λ .

Последнее положение доказать чрезвычайно просто, исходя из треугольника скоростей ECW на фиг. 28.

В самом деле:

$$\frac{v}{\sin \delta} = \frac{w}{\sin \alpha},$$

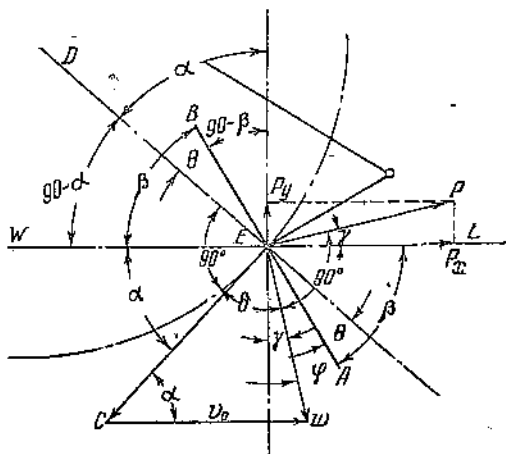
откуда

$$\sin \delta = \frac{v}{w} \cdot \sin \alpha = \sin \alpha \frac{v}{\sqrt{v^2 + c^2 - 2vc \cdot \cos \alpha}}.$$

Деля и умножая все члены под знаком радикала на квадрат окружной скорости, мы будем иметь, заменяя отношение v к c через λ , следующее выражение для угла δ :

$$\sin \delta = \sin \alpha \frac{\lambda}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}}. \quad (12)$$

Таким образом, угол δ не зависит от ξ , а зависит лишь от угла



Фиг. 28. Схема и определение угла атаки изолированной лопасти.

действия и поступи, а при данном угле действия — только от поступи.

Кроме выражения (12) для угла δ может быть написано выражение через угол γ в следующем виде:

$$\delta = \gamma + (90 - \alpha); \quad (13)$$

Из последнего выражения следует, что угол γ при данном угле действия будет являться функцией только от поступи и не будет зависеть от величины эксцентриккового отношения.

Исходя из фиг. 28, мы можем составить выражение для угла γ в зависимости от угла действия α и поступи колеса λ . Для этого напишем следующее выражение:

$$\cos \alpha = \frac{v_0 - \omega \cdot \sin \gamma}{c} = \lambda_0 - \frac{\omega \cdot \sin \gamma}{c};$$

Скорость продвижения в свою очередь может быть определена как

$$\omega = \frac{c \cdot \sin \alpha}{\cos \gamma},$$

в соответствии с чем:

$$\cos \alpha = \lambda_0 - \frac{\sin \alpha \cdot \sin \gamma}{\cos \gamma} = \lambda_0 - \sin \alpha \cdot \operatorname{tg} \gamma.$$

Отсюда получено весьма важное выражение для тангенса угла γ :

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\lambda - \cos \alpha}{\sin \alpha}. \quad (14)$$

Подставляя в выражение (14) значение угла δ по выражению (13), будем иметь:

$$\varphi = 90 - [\gamma + (90 - \alpha) + \theta],$$

что дает для угла атаки φ в окончательном виде следующую формулу:

$$\varphi = \alpha - (\theta + \gamma), \quad (15)$$

которая имеет большее прикладное значение и в весьма простой форме характеризует зависимость угла атаки от угла действия, величины эксцентриккового отношения и величины поступи колеса.

11. Скорость продвижения лопасти в жидкой среде

Скорость продвижения лопасти в жидкой среде от угла входа $-\alpha_0$ до угла выхода $+\alpha_0$, как упоминалось выше, является геометрической суммой двух скоростей: 1) скорости перемещения лопасти вместе с колесом в горизонтальном направлении v и 2) окружной скорости вращения c .

Исходя из треугольника CEW (фиг. 28), мы можем скорость ω определить как сторону косоугольного треугольника по формуле:

$$\omega = \sqrt{c^2 + v^2 - 2cv \cdot \cos \alpha}.$$

Разделив все члены, входящие под знаком радикала, на c^2 , и умножив, соответственно, все выражение на c , будем иметь:

$$\omega = c \sqrt{1 + \frac{v^2}{c^2} - \frac{2v \cdot \cos \alpha}{c}}.$$

Заменяя отношение скоростей $\frac{v}{c}$ поступью λ , для скорости ω получим окончательное выражение ω

$$\omega = c \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos \alpha}. \quad (16)$$

Таким образом, величина скорости продвижения лопасти ω зависит от угла действия α от поступи колеса λ . Однако этот вывод относится только к центру вращения лопасти, вернее, к ее элементу, расположенному у центра вращения лопасти E . Беря лопасть в целом, мы видим, что наружный ее конец A получает дополнительное вращение вправо, уменьшающее скорость относительного движения, в то время как внутренний конец получает дополнительный поворот влево, увеличивающий скорость относительного движения.

В силу этого элементы лопасти, расположенные у наружного и внутреннего ее концов, будут находиться в различных условиях в отношении скорости продвижения, которая изменяется по величине и по направлению в зависимости от расположения элемента по высоте лопасти $H = \overline{AB}$.

Поэтому при строгом подходе к определению силы давления воды на лопасть, следует общее выражение (1) рассматривать в виде интеграла для каждого данного угла действия α_i :

$$R_i = \frac{1}{2} \rho \int_{-H_n}^{+H_a} \omega_i^2 (\varphi_i \text{ и } \Pi) dF, \quad (17)$$

где:

dF — бесконечно-узкая площадка погруженной в воду части лопасти гребного колеса, равная $B \cdot dH_i$;

B — длина лопасти;

$H_i = H_n + H_a$ — высота (ширина) погруженной части лопасти, причем до входа цапфы лопасти в воду H_a имеет отрицательное значение;

ω_i — скорость продвижения данного лопастного элемента, являющаяся функцией не только от угла действия и поступи, но и от угла дополнительного поворота, т. е. $\omega_i = f(\lambda, \alpha \text{ и } \theta)$;

$\theta = \varphi - (\alpha + \gamma)$ — угол дополнительного поворота;

φ_i — угол атаки рассматриваемого лопастного элемента и

c — окружная скорость.

Для определения скорости продвижения ω_i лопастного элемента

берем (фиг. 29) на расстоянии H_i от точки E бесконечно-малую площадку шириной dH .

Рассматриваемый лопастной элемент вращается относительно центра O со скоростью:

$$c_{i0} = c \frac{R + H_i}{R} = c \left(1 + \frac{H_i}{R} \right)$$

и относительно центра E со скоростью:

$$c_i' = \omega' \cdot H_i.$$

При этом ω' является величиной переменной, зависящей как от угла действия α , так и от величины эксцентрикового отношения ξ , т. е.

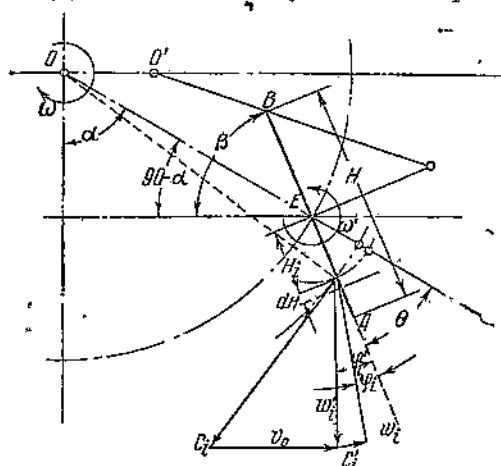
$$\omega' = f(\alpha \text{ и } \xi).$$

Для вычисления угловой скорости $\dot{\phi}$ необходимо иметь приращение угла $d\theta$ в зависимости от угла $d\alpha$, так как

$$\omega' = \frac{d\theta}{dt}, \text{ но [по выраже-}$$

$$\text{нию (3) } dt = \frac{dz}{\omega}, \text{ т. е.:}$$

$$\omega' = \frac{d\theta}{dz} \cdot \omega. \quad (18)$$



Фиг. 29. Треугольники скоростей лопастного элемента гребного колеса с поворотными плицами

цу и увеличивается к внутреннему по сравнению со скоростью радиальной плицы.

Обращаясь к отдельным типам колес, мы видим, что для радиальных колес угол $\theta = 0$ и его приращение не зависит от α . Для колес Буханана (с вертикальными плицами) при $\alpha = 90^\circ$ угол $\theta = 90^\circ$ и при $\alpha = 0^\circ$ тот же угол также равен нулю, т. е. изменение этого угла получается максимальным. Для обычных колес с эксцентриковым отношением меньше единицы мы будем иметь промежуточное изменение между первыми двумя типами.

Для рассматриваемого лопастного элемента (фиг. 29) скорость продвижения w_i будет являться геометрической суммой скоростей c_i' и w_i' , причем последняя является геометрической суммой ско-

ростей v и c_i , величина которой может быть определена с некоторой степенью приближенности по формуле:

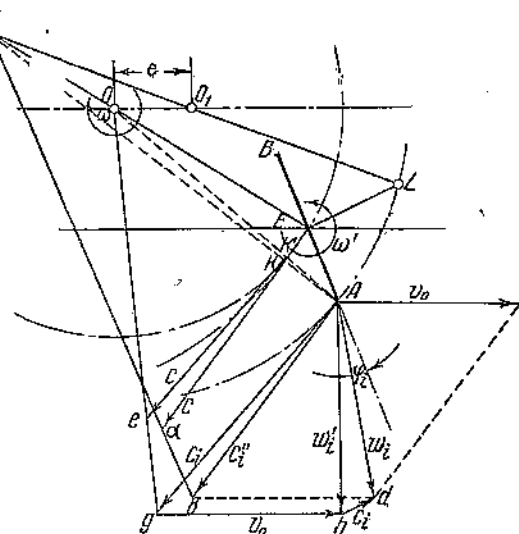
$$c_i = c \left(1 + \frac{H_i \cdot \cos \theta}{R} \right), \quad (19)$$

где R — радиус колеса, измеренный по центрам цапф лопастей.

Вследствие дополнительного поворота лопасти происходит не только изменение скорости лопастного элемента, но и уменьшение его угла атаки φ_i до величины $\dot{\varphi}_i$.

Таким образом, эксцентрикское отношение для отдельных лопастных элементов изменяет угол атаки не только за счет изменения положения лопасти, но и за счет изменения направления скорости его продвижения.

Если по тем или иным условиям возникнут затруднения с определением скорости c_i , то величину и направление скорости w_i мы можем получить и непосредственно, вводя в рассмотрение мгновенный центр вращения M , получающийся в пересечении радиальной прямой EO с направлением эксцентрикской тяги LO_1 , как это показано на фиг. 30.



Фиг. 30. Способ графического определения скорости и угла атаки лопастного элемента

Положим, что требуется определить величину и направление скорости w_i для наружного конца лопасти. Для этого из точки A проводим прямую к мгновенному центру M и из точки k , расположенной в пересечении прямой AM с окружностью радиуса ME , откладываем по перпендикуляру к MK окружную скорость c в виде отрезка ka ; через точку a проводим из мгновенного центра M прямую до встречи в точке b с прямой Ab , параллельной ka ; отложив от точки b по горизонтальной скорости v_o , получаем точку d , которая и определит величину и направление искомой скорости $w_i = Ad$. Эта скорость составляет с плоскостью пластинки угол атаки φ_i .

Таким образом, и скорость продвижения и угол атаки любого лопастного элемента могут быть получены без особого труда — простым графическим построением.

Для уяски с предыдущим на фиг. 30 приведен также способ графического построения скорости w_i , исходя из двойного вращения лопасти: относительно центра колеса с угловой скоростью ω и относительно собственной оси вращения (точки E) со скоростью ω' .

Для этого построения точку A соединим с центром колеса O и из точки K' , лежащей в пересечении окружности радиуса OE с прямой OA , откладываем окружную скорость c в виде отрезка $K'e$. Проводя затем из центра O через точку e прямую, получаем в пересечении ее с перпендикуляром к радиусу OA точку g , дающую окружную скорость точки A без учета дополнительного вращения. Отложив отрезок $gh = v_0$, получаем скорость w_i , которая при геометрическом сложении со скоростью дополнительного поворота $c_i = h\dot{\alpha}$ даст искомую скорость w_i и углом φ_i .¹

Определение усилий, действующих на лопасть гребного колеса, методом двойного интегрирования дает широкие возможности на пути разрешения проблемы действия судового колесного движителя.

Прежде всего при этом методе задача может быть разрешена для лопастей любой кривизны и для любого типа их движения во время рабочего хода, так как лопасть, разбитая по ширине на элементарные площадки, будет представляться в виде совокупности узких пластинок, имеющих каждая свое направление и свою относительную скорость движения. Кроме того при этом методе будут обеспечены все возможности для учета усилий, действующих на лопасть в периоды ее входа и выхода, когда работа будет происходить с переменной площадью плечи вследствие неполного ее погружения под водой. Наконец, лопасть, разбитая по ширине на бесконечно-узкие полоски, может трактоваться как пластинка бесконечного удлинения, что введет большие упрощения в определение коэффициента давления в общей формуле упора.

На этот путь, как мы видели при рассмотрении теоретических построений в главе I, встал в свое время Морней при решении проблемы действия гребного колеса с радиальными лопастями; этим же путем пошел и ЦНИИВТ, стремясь создать расчетные формулы для упора и к. п. д. гребного колеса с поворотными лопастями.

Однако, несмотря на заманчивость открывающейся перспективы, путь двойного интегрирования при определении упора лопасти имеет и свои крупные недостатки. Прежде всего он вносит большие трудности в аналитическое решение задачи об упоре и полезном действии лопасти гребного колеса, так как каждый отдельный элемент лопасти при разных углах поворота гребного колеса будет иметь различные скорости продвижения как по величине, так и по направлению, а также и разные углы атаки. Вследствие разницы углов атаки для отдельных элементов лопасти по ее ширине однообразие в определении коэффициента давления в зависимости от угла атаки будет сменяться различием в определении этого коэффициента для отдельных элементов лопасти, что не только не внесет упрощения, а скорее усложнит аналитическое решение задачи.

Кроме того совокупное давление на лопасть, как сумма давлений отдельных элементов, ее составляющих, не будет равно давлению лопасти в целом, так как у отдельных элементов лопасти будет иметь место взаимное влияние.

Выше мы видели, что даже для радиального колеса методом двойного интегрирования Морней получили чрезвычайно громоздкое выражение для упора, несмотря на то, что им вовсе не принималось во внимание различие в коэффициентах давления. Попытка ЦНИИВТА применить метод Морней к поворотному колесу не увенчалась успехом.

Наряду с методом разделения лопасти по ширине на отдельные элементы может быть принят метод приведения всей ширины лопасти к движению вместе с ее центром собственного вращения. Хотя этот метод и уступает в ряде моментов предыдущему, но он имеет бесспорные преимущества, открывая большие возможности для аналитического решения задачи. Поэтому при решении проблемы действия гребного колеса в первом приближении действие лопасти мы будем отождествлять с элементом, который находится вблизи оси ее вращения и для которого поворот лопасти не вызывает дополнительной скорости.

Отождествление всей лопасти с элементом не означает, что из анализа выпускается учет влияния поворота лопасти под действием эксцентрикового механизма. Это влияние будет учтено в определении угла атаки лопасти по формуле (15), где, как мы видели, учитывается как поступь, так и величина дополнительного поворота, обусловленная эксцентриковым отношением.

При отождествлении лопасти с элементом вводится лишь допущение возможности учета силы давления по средней скорости продвижения и по среднему углу атаки лопасти; при этом пренебрегается разница в углах атаки и в скоростях продвижения отдельных элементов. Принимая во внимание, что центр вращения лопасти лежит вблизи центра ее давления и что скорости наружного и внутреннего концов лопасти благодаря поворотному механизму до некоторой степени уравниваются, можно считать, что принятое допущение не внесет существенной погрешности для моментов полного погружения лопасти.

Поэтому выводы теории отождествленной лопасти будут тем точнее, чем эта лопасть будет уже и чем меньше времени будет занимать вход лопасти в жидкую среду по отношению к общему времени ее действия.

Таким образом, при дальнейшем выводе уравнений упора и полезного действия гребного колеса мы будем рассматривать скорость продвижения лопасти в соответствии с выведенным выше выражением (16):

$$w = c / \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha},$$

в котором:

- $c = \pi \cdot n_c \cdot D$ — окружная скорость центра давления лопасти;
- α — соответствующий угол действия лопасти, измеряемый между вертикалью и радиусом, соединяющим центры вращения колеса и лопасти;
- λ — поступь гребного колеса, значение которой для изолированной лопасти, действующей в невозму-

щенном потоке, и лопасти в составе всего гребного колеса будет различным;

D — диаметр колеса по центрам цапф лопастей;

n_c — число об/сек. колеса.

Ставя вопрос о решении задачи в первом приближении применительно к движению отождествленной лопасти, мы отнюдь не имеем в виду, что вторым приближением решения будет разбивка лопасти по ширине на отдельные элементы. Способ отождествленной лопасти ни в какой мере не является менее точным по сравнению с методом двойного интегрирования в примитивной трактовке. Дело в том, что при разбивке лопасти на отдельные элементы по ширине кроме отмеченных выше затруднений мы встретимся с еще большей трудностью в отношении определения индуктивной поступи для отдельных элементов, так как скорость подтекающей воды в различных точках лопасти будет различной. Таким образом, в обоих случаях при определении величины индуктивной поступи придется исходить из некоторых средних значений вызванной скорости, что ставит оба метода на один и тот же уровень точности.

Под вторым приближением в решении задачи мы будем понимать решение более сложных вопросов, как, например, влияние числа лопастей на эффективность действия колеса, влияние искривления свободного уровня жидкости, вопрос о вызванных скоростях и т. д., базируясь при этом на теории отождествленной лопасти как на исходном материале.

12. Угол дополнительного поворота лопасти θ

Угол дополнительного поворота θ , являющийся геометрической характеристикой положения плицы в каждый данный момент действия колеса, должен рассматриваться как важнейший элемент движения в теории действия гребного колеса с поворотными лопастями, так как с помощью этого угла учитывается влияние эксцентрикowego отношения на действие поворотной лопасти. Этот угол, как мы видели выше, входит составной частью в формулу (45) для угла атаки лопасти; от него будет зависеть направление лопасти при каждом данном угле действия, и с помощью этого угла при дальнейшем развитии теории колеса могут быть определены дополнительная скорость и дополнительный угол атаки отдельных лопастных элементов.

Поэтому чрезвычайно важно вывести для угла θ такое выражение, которое, не будучи слишком сложным по своему построению, обеспечивало бы достаточную практическую степень точности.

С этой целью, прежде чем перейти к аналитическому выводу выражения для угла дополнительного поворота, рассмотрим сущность влияния отдельных элементов движения на величину этого угла.

Мы уже отмечали, что для радиальных колес угол θ равен нулю при всех положениях лопасти, а для колес с вертикальными плицами он будет максимальным.

Для обычных колес с поворотными плицами угол θ , очевидно, будет тем больше, чем больше величина эксцентрикowego отношения ξ ,

причем этот угол для каждого данного значения величины ξ и абсолютного эксцентриситета e не есть величина постоянная, а является кроме того функцией от угла действия колеса α .

Зависимость $\theta = f(\alpha)$ чрезвычайно легко устанавливается для колес с вертикальными плицами, для которых $\xi = 1$.

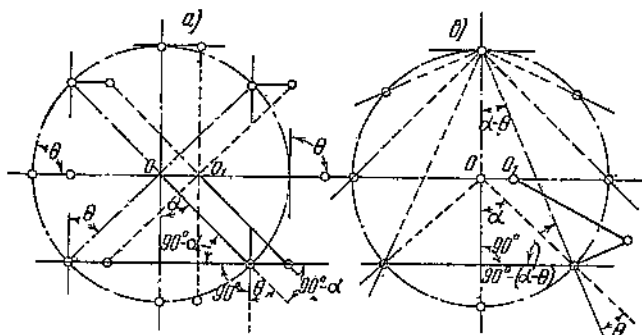
В самом деле: для всякого положения лопасти колеса системы Буханана должно существовать, в соответствии с фиг. 31-а, следующее равенство:

$$\theta + (90 - \alpha) = 90,$$

откуда:

$$\theta = \alpha.$$

Таким образом, границами для изменения угла дополнительного поворота будут являться значения $\theta = 0$ (для радиальных колес)



Фиг. 31. Схема движения плицы: а) в гребном колесе системы Буханана и б) в гребном колесе системы Ольдгама

и $\theta = \alpha$ (для колес с вертикальными плицами). Отсюда мы делаем первый практический вывод, — что у обычных колес угол θ меньше или равен углу действия α , т. е.

$$\theta \leq \alpha. \quad (20)$$

Для колеса системы Ольдгама, у которого направления всех лопастей пересекаются в верхней точке окружности, в соответствии с фиг. 31-б, также может быть написана простая зависимость для угла θ , а именно:

$$\alpha - \theta = \theta \quad \text{или} \quad \theta = \frac{1}{2} \alpha.$$

Рассматривая колесо Ольдгама как обычное гребное колесо с эксцентрикным отношением $\xi = 0,5$ (что является допустимым только при относительно малых углах действия), мы будем иметь для трех кинематических типов колес следующие зависимости:

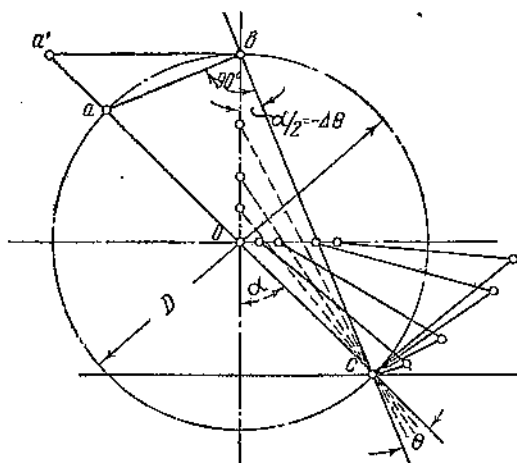
$$\begin{aligned} \text{для } \xi = 0 & \quad \theta = 0; \\ \text{для } \xi = 1 & \quad \theta = \alpha; \\ \text{для } \xi = 0,5 & \quad \theta = 0,5 \alpha. \end{aligned}$$

Обобщение этих зависимостей может быть дано в виде следующего равенства:

$$\theta = \xi \cdot \alpha.$$

Однако эта простая зависимость угла θ от угла α отражает лишь частные случаи, являясь слишком грубой не только для колес с любым эксцентриковым отношением, но даже и для колес с эксцентриковым отношением $\xi = 0,5$.

Обращаясь к графическому построению, приведенному на фиг. 32, мы ясно видим, что для одного и того же эксцентрикового отношения $\xi = 0,5$, но при разных абсолютных размерах эксцентриситета e



Фиг. 32. Влияние конечной длины костыля на угол дополнительного поворота лопасти при $\xi = 0,5$

же величина ξ к единице и чем меньше угол действия α отличается от нуля; другими словами, при относительно малых углах действия и относительно больших эксцентриковых отношениях поправочный член близок к нулю.

Из графических построений, подобных приведенному на фиг. 32, для эксцентрикового отношения $\xi_0 = 0,5$ без особого труда можно установить, что при $\alpha = 0$ конечная длина костыля дает лишь ничтожные отклонения лопасти, но при угле $\alpha = 90^\circ$ эти отклонения достигают значительных величин. Однако и при угле $\alpha = 90^\circ$, но при малых значениях k поправочный член $\Delta\theta$ также стремится к нулю. Это положение является чрезвычайно важным, так как оно дало возможность трактовать гребное колесо Ольдгама как обычное гребное колесо с эксцентриковым отношением $\xi = 0,5$ при $k \rightarrow 0$.

Из этого же положения возникает мысль об обобщении частного случая, справедливого для колес с эксцентриковым отношением, равным половине, также для гребных колес с любым эксцентриковым отношением. Конкретно эта мысль сводится к тому, что не будет ли существовать такая точка M , в которой, как это показано на фиг. 33,

направление лопасти получается различным, приближаясь к направлению cb лишь при малых значениях эксцентриситета.

Таким образом, принимая во внимание выражение (20), можно написать

$$\theta = \xi \alpha - \Delta\theta, \quad (21)$$

где:

$$\Delta\theta = f(\alpha, \xi \text{ и } k). \quad (22)$$

Под величиной k здесь понимается отношение абсолютной длины костыля k к диаметру колеса D , т. е.:

$$k = \frac{k}{D}. \quad (23)$$

Поправка $\Delta\theta$, очевидно, будет тем меньшей, чем бли-

пересекутся линии продолжения всех лопастей при $\alpha = 0$ и при каком-то заданном эксцентриковом отношении $\xi > 0,50$.

Из треугольника OMN найдем выражение для соотношения сторон:

$$\frac{\overline{OM}}{\sin \theta_0} = \frac{0,5 D}{\sin (\alpha - \theta_0)},$$

откуда получаем выражение для отстояния точки M от центра вращения колеса:

$$\overline{OM} = \frac{0,5 D \cdot \sin \theta_0}{\sin (\alpha - \theta_0)}.$$

В этом выражении θ_0 есть значение угла θ , при котором поправочный член становится равным нулю, т. е. когда, в соответствии с выражением (21), $\theta_0 = \xi \alpha$.

Принимая во внимание это значение θ и обозначая через m величину отношения расстояния $\overline{OM}$ к диаметру колеса D , получим для относительного отстояния полюса M следующее выражение:

$$m = 0,50 \cdot \frac{\sin \xi \alpha}{\sin (1 - \xi) \alpha}. \quad (24)$$

Из выражения (24) видно, что отстояние полюса m будет постоянным, независимо от угла лопасти, только в трех частных случаях:

- при $\xi = 0$, когда $m = 0$;
- при $\xi = 1$, когда $m = \infty$;
- при $\xi = 0,5$, когда $m = 0,5$.

При любом же значении величины эксцентрикового отношения полюс вращения будет существовать только при угле действия $\alpha \rightarrow 0$.

Для этого частного значения α , определяющего предел для отстояния m , выражение (24) превращается в неопределенность вида $\frac{0}{0}$.

Пользуясь для раскрытия неопределенности обычной формулой:

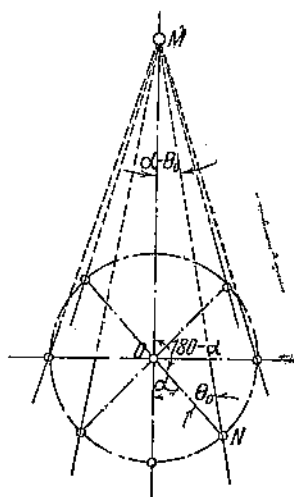
$$\lim_{\alpha \rightarrow \alpha_0} f(\alpha) = \lim_{\alpha \rightarrow \alpha_0} \frac{f'(\alpha)}{f'_0(\alpha)},$$

будем иметь при $\alpha = 0^\circ$:

$$m_0 = \frac{0,5 \xi \cdot \cos \xi \alpha}{(1 - \xi) \cdot \cos (1 - \xi) \alpha} = \frac{0,5 \xi}{1 - \xi}.$$

Таким образом, для трех частных случаев предельное значение m_0 сохраняется постоянным, тогда как для других значений ξ , отличных от нуля, единицы и половины, значение $m \neq m_0$, и полюс вращения будет функцией от угла действия α .

Попутно отмечаем влияние на угол θ длины связи, соединяющей конец костыля с центром эксцентрика. С этой целью на



Фиг. 33. Полюс вращения лопастей гребного колеса

При этом в соответствии с обозначением на фиг. 34 мы будем иметь:

эксцентриковое отношение:

$$\xi = \frac{e}{k} = \frac{OO'}{EC};$$

относительную длину костьюля:

$$\kappa = \frac{k}{D}.$$

Принимая, что длина тяги L равна радиусу R из треугольника cbo' , пишем следующее равенство:

$$R^2 = \overline{o'b}^2 + \overline{cb}^2.$$

Входящие в правую часть этого равенства члены могут быть представлены в следующем виде:

$$\overline{o'b} = \overline{oa} + \overline{ab} - e = R \cdot \sin \alpha + k \cdot \cos \psi - e;$$

$$\overline{cb} = \overline{ca} - \overline{cn} = R \cdot \cos \alpha - k \cdot \sin \psi.$$

Подставляя значение $\overline{o'b}$ и $\overline{cb}$ в основное равенство, будем иметь:

$$\begin{aligned} R^2 &= [(R \cdot \sin \alpha - e) + k \cdot \cos \psi]^2 + (R \cdot \cos \alpha - k \cdot \sin \psi)^2 = \\ &= (R \cdot \sin \alpha - e)^2 + 2(R \cdot \sin \alpha - e)k \cdot \cos \psi + k^2 \cdot \cos^2 \psi + \\ &+ R^2 \cdot \cos^2 \alpha - 2Rk \cdot \cos \alpha \cdot \sin \psi + k^2 \cdot \sin^2 \psi. \end{aligned}$$

Путем простых преобразований получаем:

$$\begin{aligned} R^2 &= R^2 \cdot \sin^2 \alpha - 2Re \cdot \sin \alpha + e^2 + 2R \cdot \sin \alpha \cdot k \cdot \cos \psi - 2ek \cdot \cos \psi + \\ &+ k^2 \cdot \cos^2 \psi + R^2 \cdot \cos^2 \alpha - 2Rk \cdot \cos \alpha \cdot \sin \psi + k^2 \cdot \sin^2 \psi = \\ &= R^2 + k^2 - 2Re \cdot \sin \alpha + e^2 + 2Rk \cdot \sin \alpha \cdot \cos \psi - 2ek \cdot \cos \psi - \\ &- 2Rk \cdot \cos \alpha \cdot \sin \psi = R^2 + k^2 + e^2 + 2R \cdot \sin \alpha (k \cdot \cos \psi - e) - \\ &- 2k(e \cdot \cos \psi + R \cdot \cos \alpha \cdot \sin \psi), \end{aligned}$$

или

$$2e(R \cdot \sin \alpha + k \cdot \cos \psi) = k^2 + e^2 + 2Rk \cdot \sin(\alpha - \psi).$$

Поскольку $\alpha - \psi = \theta$,

$$\sin(\alpha - \psi) = \sin \theta,$$

поэтому:

$$2e(R \cdot \sin \alpha + k \cdot \cos \psi) = k^2 + e^2 + 2Rk \cdot \sin \theta.$$

Значения косинуса угла ψ заменяем соответствующими функциями углов α и θ :

$$\cos \psi = \cos(\alpha - \theta) = \cos \alpha \cdot \cos \theta + \sin \alpha \cdot \sin \theta.$$

В соответствии с этим получаем:

$$2e(R \cdot \sin \alpha + k \cdot \cos \alpha \cdot \cos \theta + k \cdot \sin \alpha \cdot \sin \theta) = k^2 + e^2 + 2Rk \cdot \sin \theta.$$

После преобразований будем иметь:

$$2eR \cdot \sin \alpha + 2ek \cdot \cos \alpha \cdot \cos \theta + 2ek \cdot \sin \alpha \cdot \sin \theta = k^2 + e^2 + 2Rk \cdot \sin \theta,$$

или:

$$2ek \cdot \cos \alpha \cdot \cos \theta + 2k(e \cdot \sin \alpha - R) \cdot \sin \theta = k^2 + e^2 - 2eR \cdot \sin \alpha.$$

Разделив обе части уравнения на $2k$ и обозначив отношение $\frac{e}{k}$ буквой ξ , получим:

$$e \cdot \cos \alpha \cdot \cos \theta + (e \cdot \sin \alpha - R) \cdot \sin \theta = \frac{k}{2} + \frac{e}{2} \xi - \xi \cdot R \cdot \sin \alpha,$$

разделив же затем обе части уравнения на R и введя величину относительной длины костыля $x = \frac{k}{D}$, получим:

$$\frac{x\xi}{0,5} \cdot \cos \alpha \cdot \cos \theta + \left(\frac{x\xi}{0,5} \cdot \sin \alpha - 1 \right) \cdot \sin \theta = x + \xi^2 x - \xi \cdot \sin \alpha,$$

или:

$$2x\xi \cdot \cos(\alpha - \theta) - \sin \theta = x(1 + \xi^2) - \xi \cdot \sin \alpha.$$

Решая полученное уравнение относительно синуса угла θ , будем иметь для него следующее выражение:

$$\sin \theta = \xi \cdot \sin \alpha - x(1 + \xi^2) + 2x\xi \cdot \cos(\alpha - \theta), \quad (26)$$

которое сокращенно может быть представлено в следующем виде:

$$\sin \theta = \xi \cdot \sin \alpha - \Delta\theta, \quad (27)$$

где поправочный член $\Delta\theta$ равен:

$$\Delta\theta = x[(1 + \xi^2) - 2\xi \cdot \cos(\alpha - \theta)]. \quad (28)$$

Допуская в силу изложенных выше тенденций в отношении изменения угла дополнительного поворота в функции от угла вращения справедливость для поправочного члена приближенного равенства:

$$\theta = \xi\alpha,$$

можно преобразовать поправочный член $\Delta\theta$ в следующий вид:

$$\Delta\theta = x[1 + \xi^2 - 2\xi \cdot \cos(1 - \xi)\alpha].$$

В соответствии с этим выражение (27) может быть написано в следующем виде:

$$\sin \theta = \xi \cdot \sin \alpha - x\{1 + \xi[\xi - 2 \cos(1 - \xi)\alpha]\}.$$

В сокращенном виде это выражение можно представить в виде следующей формулы для определения угла дополнительного поворота:

$$\sin \theta = \xi \cdot \sin \alpha - x(1 - \xi\Delta), \quad (29)$$

где:

$$\Delta = 2 \cdot \cos(1 - \xi)\alpha - \xi. \quad (30)$$

Выражение (29), отображающее функциональную зависимость угла θ от основных факторов α , ξ и x , по своей структуре представляет большой интерес, так как оно при бесконечно-малой

длине костьля дает исключительно простую зависимость для определения угла дополнительного поворота, а именно:

$$\sin \theta = \xi \cdot \sin \alpha. \quad (29')$$

Эта простая зависимость значительно отличается от выражения подобного же вида $\theta = \xi \alpha$ и дает более точное отражение влияния величины эксцентрикового отношения на поворот лопасти относительно своей оси при различных углах действия лопасти.

Так как в силу принятого допущения в преобразовании поправочного члена выведенная формула является приближенной, то для установления степени ее практической точности сделана графическая проверка для двух значений угла α и эксцентрикового отношения $\xi = 0,50$ при различных относительных длинах костьля.

Результаты этой проверки приведены в таблице 12, в которой расчетные значения синуса угла θ получены по формуле:

$$\sin \theta = 0,5 \sin \alpha - \lambda (1 - 0,5 \Delta),$$

где:

$$\Delta = 2 \cos \frac{\alpha}{2} - 0,5.$$

В соответствии с этим для $\alpha = 90^\circ$

$$\sin \theta = 0,50 - 0,543\lambda$$

и для $\alpha = 60^\circ$

$$\sin \theta = 0,433 - 0,387\lambda.$$

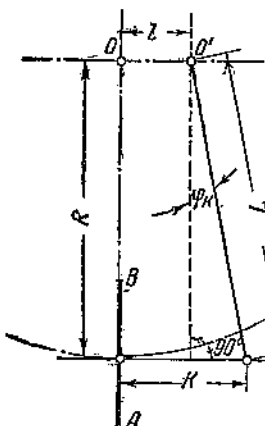
Как и следовало ожидать, точность формулы будет тем выше, чем будут меньше абсолютный размер костьля и угол действия α .

Таблица 12

α	Относительная длина костьля λ	0,0667	0,133	0,200	0,267	0,333
90°	$\sin \theta$	0,4637	0,4280	0,3900	0,3550	0,3200
	Угол θ по расчету	27°30'	25°20'	23°00'	20°50'	18°40'
	Угол θ графический	27°30'	23°30'	19°20'	14°00'	8°30'
60°	$\sin \theta$	0,407	0,400	0,381	0,364	0,347
	Угол θ по расчету	24°	23°	22°	21°	20°
	Угол θ графический	24°	22°	20°	18°	16°

Расхождение между расчетными и действительными значениями при практическом максимуме угла действия в 60° и нормальной относительной длине костьля около 0,15 получается незначительным. Однако это расхождение может быть и еще меньшим, если ввести в рассмотрение длину тяги, получающуюся из условия вертикального положения плечи в нижней точке окружности вращения.

В соответствии с фиг. 35, длина тяги L , при которой плеча AB будет вертикальной, определится из условия:



Но:

$$L = \frac{R}{\cos \varphi_k}.$$

$$\operatorname{tg} \varphi_k = \frac{k-e}{R} = \frac{1-\frac{e}{k}}{\frac{D}{2k}} = 2\kappa(1-\xi).$$

Поэтому:

$$\cos \varphi_k = \frac{1}{\sqrt{1 + [2\kappa(1-\xi)]^2}}.$$

Подставляя в выражение L значение $\cos \varphi_k$, будем иметь для определения длины тяги следующую формулу:

$$L = R \sqrt{1 + \kappa_0^2 (1-\xi)^2}, \quad (31)$$

Фиг. 35. Схема к определению длины акцентрированной тяги

в которой:

R — радиус гребного колеса по центрам цапф лопастей;

ξ — акцентриковое отношение;

$\kappa_0 = 2\kappa$ — отношение длины костьля k к радиусу R .

Пропиав вывод уравнения для тяги L по выражению (31), возьмем из предыдущего вывода (стр. 117) готовое выражение с заменой в нем левой части R^2 на L^2 :

$$L^2 = R^2 + k^2 + e^2 + 2Rk(\sin \alpha \cdot \cos \psi - \cos \alpha \cdot \sin \psi) - 2Re \cdot \sin \alpha - 2ek \cdot \cos \psi.$$

Преобразовав член в скобках:

$$\sin \alpha \cdot \cos \psi - \cos \alpha \cdot \sin \psi = \sin(\alpha - \psi) = \sin \theta$$

и вынося длину тяги в правую часть, будем иметь:

$$2e(R \cdot \sin \alpha + k \cdot \cos \psi) = R^2 - L^2 + k^2 + e^2 + 2Rk \cdot \sin \theta.$$

Длина тяги (фиг. 35) может быть выражена через сумму квадратов двух других сторон прямоугольного треугольника:

$$L^2 = R^2 + (k-e)^2 = R^2 + k^2 - 2ke + e^2.$$

В соответствии с этим рассматриваемое равенство получит следующий вид:

$$e(R \cdot \sin \alpha + k \cdot \cos \psi) = Rk \cdot \sin \theta + ke.$$

Заменяя угол ϕ разностью углов α и θ , будем иметь:

$$\cos \phi = \cos (\alpha - \theta) = \cos \alpha \cdot \cos \theta + \sin \alpha \cdot \sin \theta.$$

Тогда:

$$eR \cdot \sin \alpha + ke \cdot \cos \alpha \cdot \cos \theta + ke \cdot \sin \alpha \cdot \sin \theta = Rk \cdot \sin \theta + ke,$$

или:

$$ke \cdot \cos \alpha \cdot \cos \theta + ke \cdot \sin \alpha \cdot \sin \theta - Rk \cdot \sin \theta = ke - eR \cdot \sin \alpha.$$

Разделив все члены равенства на kR и заменив отношение $\frac{e}{k}$ через ξ и отношение $\frac{k}{R}$ через x_0 , получим уравнение:

$$x_0 \xi \cdot \cos \alpha \cdot \cos \theta + x_0 \xi \sin \alpha \cdot \sin \theta - \sin \theta = x_0 \xi - \xi \cdot \sin \alpha,$$

из которого для определения угла θ будем иметь выражение:

$$\sin \theta = \xi \cdot \sin \alpha - x_0 \xi + x_0 \xi (\cos \alpha \cdot \cos \theta + \sin \alpha \cdot \sin \theta)$$

или:

$$\sin \theta = \xi \cdot \sin \alpha - x_0 \xi + x_0 \xi \cdot \cos (\alpha - \theta).$$

Полагая по предыдущему:

$$\cos (\alpha - \theta) = \cos (1 - \xi) \alpha,$$

получим следующую приближенную формулу для определения угла дополнительного поворота лопасти:

$$\sin \theta = \xi \cdot \sin \alpha - x_0 \xi [1 - \cos (1 - \xi) \alpha]. \quad (32)$$

Эта формула по своей структуре полностью соответствует формуле, выведенной выше при $L = R$. При $x_0 = 0$ эта формула также приводит к простой зависимости:

$$\sin \theta = \xi \cdot \sin \alpha.$$

Точность этой формулы значительно выше, в чем можно убедиться путем проверки при $\xi = 0,50$ и $\alpha = 90^\circ$. При этих значениях основных величин по формуле (32) получим:

$$\sin \theta = 0,50 - 0,146 x_0 = 0,50 - 0,292 x.$$

По предыдущей формуле при тех же условиях мы имели

$$\sin \theta = 0,50 - 0,543 x.$$

Сравнение при различных величинах x_0 расчетного значения угла θ с действительным его значением, полученным графическим путем, приведено в таблице 13.

Таблица 13

κ_0	0,134	0,266	0,40	0,535	0,666
0,446 κ_0	0,0196	0,0388	0,0585	0,0781	0,097
$\sin \theta$	0,4804	0,4612	0,4415	0,4219	0,403
θ по расчету	28°40'	27°30'	26°10'	25°	23°30'
θ графически	28°40'	26°30'	23°20'	19°30'	16°30'
L по формуле (31) при $R = 30$ см	30,1	30,3	30,6	31,1	31,7

Из этой таблицы видно, что разница между расчетными и действительными значениями угла θ получается меньше, чем по таблице 12, причем величины действительных углов поворота также несколько изменяются в сторону увеличения за счет удлинения самой тяги.

Разница в $1\frac{1}{2}^\circ$ между действительными и расчетными углами при угле $\alpha = 90^\circ$ (который является заведомо больше любого встречающегося в практике угла погружения) и при нормальных значениях величины κ_0 является весьма малой, и допущенное приближение в поправочном члене не сможет оказать существенного влияния на практическую точность подсчета угла θ по выведенной формуле.

Если мы примем не простую пропорциональность между углами ψ и α , как это было сделано выше, а возьмем ее в виде

$$\cos \psi = \cos (1 - \xi^{1/3}) \alpha,$$

то для определения угла θ получим вместо выражения (32) следующую формулу:

$$\sin \theta = \xi \cdot \sin \alpha - \kappa_0 \Delta, \quad (33)$$

где:

$$\Delta = \xi [1 - \cos (1 - \xi^{1/3}) \alpha]. \quad (34)$$

Эта формула в практических пределах приложимости обеспечивает степень точности не ниже получающейся из графического построения.

Приведенные выше примеры практической проверки точности выведенных формул относились к случаям, при которых получаются заведомо неблагоприятные результаты в смысле точности. Об этом мы можем судить по разобранным выше тенденциям в отношении влияния отдельных величин на угол θ .

Если мы будем увеличивать эксцентрикное отношение ξ и уменьшать угол α , который при работе лопасти имеет значения от $\pm \alpha_0$ до 0° , то будем иметь резкое снижение как величины расхождения, так и величины самого поправочного члена.

Для подтверждения этого положения в таблицах 14 и 15 приведен подсчет числовых величин основного и поправочного членов в формуле (33), а равным образом и отношения поправочного члена к основному при частном значении относительной длины костыля $\kappa = 0,20$, являющемся средней практической величиной этого отношения.

Таблица 14

Подсчет величин основного и поправочного членов по формулам (33) и (34) при $\gamma = 0,20$

ξ α°	Относительный эксцентриситет	0,50	0,60	0,70	0,80
30°	Δ	0,026	0,018	0,014	0,008
	$\Delta\gamma$	0,0050	0,0036	0,0028	0,0016
	$\xi \cdot \sin \alpha$	0,25	0,30	0,35	0,40
45°	Δ	0,055	0,045	0,028	0,016
	$\Delta\gamma$	0,0110	0,0090	0,0056	0,0032
	$\xi \cdot \sin \alpha$	0,353	0,424	0,494	0,565
60°	Δ	0,095	0,078	0,049	0,032
	$\Delta\gamma$	0,0190	0,0156	0,0098	0,0064
	$\xi \cdot \sin \alpha$	0,432	0,519	0,606	0,692
90°	Δ	0,207	0,173	0,119	0,064
	$\Delta\gamma$	0,0414	0,0346	0,0238	0,0128
	$\xi \cdot \sin \alpha$	0,50	0,60	0,70	0,80

На основании подсчета мы видим, что величина поправочного члена для обычно встречающихся углов погружения гребных колес до 50—60° и для эксцентрикковых отношений, не превосходящих 80% и не спускающихся ниже 70%, лежит в пределах одного

процента. Поэтому в пределах практической точности можно считать вполне справедливой и пригодной для определения угла θ , в зависимости от угла действия α и эксцентриккового отношения ξ следующую формулу:

$$\sin \theta = \xi \cdot \sin \alpha. \quad (35)$$

Хотя эта формула и является приближенной, однако, принимая во внимание, что угол α во время каждого рабочего хода лопасти

Таблица 15
Отношение поправочного члена в формуле (33) $\Delta\gamma$ к основному члену $\xi \cdot \sin \alpha$ при $\gamma_0 = 0,20$

ξ α°	0,50	0,60	0,70	0,80
30°	0,020	0,012	0,008	0,0040
45°	0,031	0,021	0,011	0,0057
60°	0,044	0,030	0,016	0,0093
90°	0,083	0,058	0,034	0,0160

будет лишь в течение одного мгновения равняться углу погружения, а затем будет быстро изменяться в сторону уменьшения до нуля, можно с полным основанием воспользоваться этой формулой при аналитическом разрешении уравнений упора и полезного действия гребного колеса. В тех же случаях, когда угол α_0 будет увеличен до 90° и абсолютные размеры эксцентриситета и длины костьля будут приняты значительными, учет угла θ можно будет вести по формуле (33) с определением поправочного члена по формуле (34).

13. План скоростей и давлений лопастного элемента

Гребное колесо в каждый данный момент времени представляет собой цилиндрическое тело. Форма общего профиля гребного колеса при вращении его меняется, но цилиндричность остается неизменной. Таким образом, в целом гребное колесо в геометрическом отношении является цилиндром с меняющимся профилем, причем изменение последнего происходит непрерывно, но с периодическим повторением одних и тех же фаз за каждый оборот гребного вала или оси гребного колеса.

В силу этого гребное колесо, как движитель, может быть разбито по длине оси на бесконечно-малые элементы, действие которых в свободной воде, за исключением концевых элементов, будет абсолютно одинаковым. Поэтому, прежде чем перейти к изучению целого гребного колеса, целесообразно ознакомиться с действием отдельного бесконечно-малого элемента, представляющего собой профиль лопасти гребного колеса. Это в приложении к гребному колесу является тем более необходимым, что действие лопасти происходит лишь в определенном секторе погружения, с изменяющимся углом атаки и с переменной скоростью продвижения.

Все это вместе взятое говорит о необходимости составления в первую очередь плана скоростей и давлений именно такого лопастного элемента. Говорить же вообще о необходимости плана скоростей и давлений не приходится, так как только с помощью плана можно уяснить механику действия колеса и тем самым получить основу для разрешения проблемы работы данного механизма.

Возьмем лопасть гребного колеса AB в какой-то данный момент ее полного погружения под уровнем воды W_0L_0 , как это представлено на фиг. 36. Из лопасти выделяем в направлении, перпендикулярном к плоскости чертежа, элемент длиной dB , площадь которого $dF = dB \cdot H$. Этот элемент лопасти прежде всего движется вместе с осью гребного колеса со скоростью v , а также вместе с центром цапфы со скоростью s . Равнодействующая этих скоростей w образует с направлением лопасти угол φ .

Кроме того, как было выяснено выше, лопасть под действием поворотного механизма вращается в обратном направлении с какой-то скоростью ω' . Обусловленная этим вращением линейная скорость будет для различных точек лопасти по ширине последней различной, так как эта скорость:

$$c_i = H_i \cdot \omega',$$

где H_i — расстояние рассматриваемой точки от оси вращения лопасти относительно своей цапфы.

В связи с этим встает вопрос о необходимости разбиения лопасти также по ее высоте на бесконечно-малые элементы dH , площадь которых:

$$df = dB \cdot dH.$$

Бесконечно-малый элемент dH , выделенный непосредственно у цапфы, совпадающей с центром давления лопасти, будет иметь дополнительную скорость от вращения лопасти относительно цапфы:

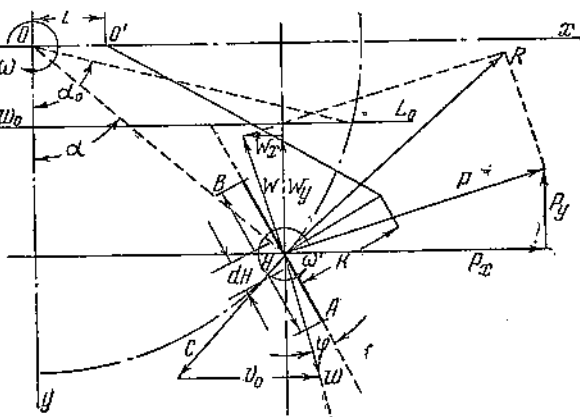
$$c'_0 = 0,$$

и для него треугольник скоростей будет состоять только из скоростей v и c .

Этот элемент, расположенный в центре давления лопасти, будет отождествлять действие всей лопасти при полном ее погружении, так как повороты наружного и внутреннего концов плечи происходят в противоположные стороны, вследствие чего и получается взаимная компенсация скоростей.

Однако для момента входа и выхода это отождествление является неверным, так как в эти моменты внутренние концы плечи вовсе не работают, в то время как наружные дают определенный эффект. Поэтому при выводе уравнений упора отождествленного гребного колеса следует иметь в виду, что в расчеты должна быть внесена соответствующая поправка на моменты входа и выхода плечи из воды.

Несмотря на некоторое упрощение картины действия лопасти за счет времени рабочего хода колеса, теория элемента лопасти dH , расположенного в центре вращения, имеет большое значение в выявлении отдельных факторов, влияющих на действие гребного колеса. Возьмем хотя бы влияние эксцентрикостного отношения на упор и т. п. д. Это влияние может быть учтено весьма эффективно, если определять работу условного колеса, отождествленного с центром давления лопасти. Так, определив упор для центра давления и умножив его на ширину лопасти H , мы получим величину, близкую к действительному упору, для определенного сектора действия, на котором нет ни входа, ни выхода лопасти; благодаря этому будет учтено влияние на элементы работы колеса только величины эксцентрикостного отношения.



Фиг. 36. Схема скоростей и давлений лопастного элемента при данном угле действия

Изучая план скоростей и давлений, возьмем такой элемент, который расположен у оси вращения плпцы, и в каждый данный момент времени будем рассматривать этот элемент как пластинку, движущуюся в изолированном потоке по какому-то определенному направлению, т. е. будем рассматривать явление как бы застывшим во времени; наконец, этот элемент будем предварительно рассматривать изолированно от других элементов так, как если бы у гребного колеса была всего одна лопасть, действующая к тому же только в течение одного рабочего хода.

Таким образом, нам будет рассматриваться план скоростей и давлений изолированной лопасти, действующей в невозмущенном потоке отождествленно с центром своего вращения.

В силу всех этих допущений необходимо при переходе от отождествленной лопасти в составе гребного колеса к действительной учесть следующие основные моменты:

а) вследствие частичного погружения лопастей будут иметь место моменты входа и выхода, в которые действие всей лопасти не может быть отождествлено с действием ее центра давления;

б) вследствие наличия других лопастей будет иметь место явление интерференции лопастей; это явление поведет к изменению поступи лопасти, к искривлению свободного уровня и к выгребанию воды (поверхностная кавитация);

в) вследствие вращения колеса возникнут центробежные силы, которые также могут изменить картину скоростей и форму поверхности свободного уровня при высоких отношениях $H:D$;

г) вследствие конечной длины лопастей у концов будет иметь место явление перетекания, которое будет вводить некоторые изменения в величины упора и полезного действия;

д) вследствие работы колеса вблизи корпуса судна будет иметь место влияние на действие колеса попутного потока, обтекающего течения и волн.

Все эти моменты могут быть учтены при решении проблемы действия гребного колеса во втором приближении, а также с помощью сравнения результатов подсчета отождествленного гребного колеса с натурными испытаниями.

Приведя эти замечания, переходим к рассмотрению элемента у центра вращения, план скоростей для которого представляется в виде простого треугольника скоростей. Скорость продвижения этого элемента будет u и угол атаки φ , как это показано на фиг. 36.

Устранив, таким образом, скорость собственного вращения лопасти за счет отождествления ее с элементом у центра вращения, мы можем рассматривать ширину этого отождествленного элемента, равной полной высоте лопасти H и соответственно площадь этого элемента равной:

$$dF = dB \cdot H,$$

где dB — бесконечно-малая длина лопасти вдоль оси гребного колеса.

Выбрав лопастью элемент и установив скорость его движения в потоке, переходим к выявлению действующих на него усилий. При перемещении какого-либо тела с некоторой скоростью в неподвижной

жидкости возникает сила R , направление действия которой образует тупой угол с направлением движения.

Для поддержания движения тела с постоянной скоростью к нему должна быть приложена в направлении движения сила, по абсолютной величине равная составляющей силы R , на линию продвижения центра лопасти со скоростью w . Эта составляющая W называется силой сопротивления. Составляющая силы R на направление, перпендикулярное направлению продвижения лопасти P , носит название подъемной силы (сила поддержания). Треугольник сил будет состоять из подъемной силы P и силы сопротивления W , равнодействующая которых и есть сила R .

Для определения компонентов силы R можно воспользоваться данными испытания плоских и изогнутых пластинок в аэродинамической трубе и в гидродинамических лотках. Обычно эти силы выражаются в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{1}{2} \rho c_p \cdot F \cdot w^2, \\ W &= \frac{1}{2} \rho c_w \cdot F \cdot w^2. \end{aligned} \right\} \quad (36)$$

Входящие в эти выражения коэффициенты c_p и c_w , а также их отношения μ и ε обрабатываются в виде диаграмм и таблиц и имеют следующие значения:

$$\left. \begin{aligned} c_p &= \frac{2 \cdot P}{\rho F w^2} & \mu &= \frac{P}{W} = \frac{c_p}{c_w}, \\ c_w &= \frac{2W}{F w^2} & \varepsilon &= \frac{W}{P} = \frac{c_w}{c_p}. \end{aligned} \right\} \quad (37)$$

В формулах (36) и (37) приняты следующие обозначения:

- c_p — коэффициент подъемной силы;
- c_w — коэффициент сопротивления;
- μ — коэффициент качества профиля;
- F — площадь профиля;
- ρ — плотность жидкой среды;
- w — скорость относительного движения.

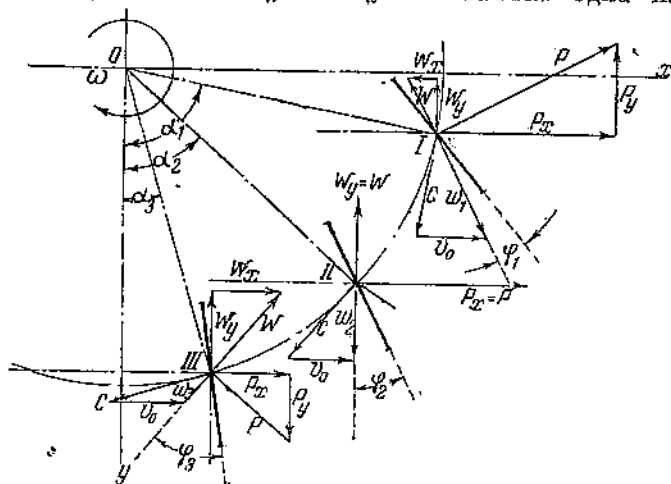
Раскладывая силы P и W по направлению движения оси колеса и перпендикулярно этому направлению, получаем горизонтальные силы P_x и W_x в направлении перемещения колеса и вертикальные силы P_y и W_y . Первые из этих сил будут создавать движущую силу упора гребного колеса, а вторые будут вызывать вертикальные колебания гребного колеса и будут компенсироваться силами упругости и веса всего устройства.

Упор лопастного элемента в данный момент времени будет получаться в виде суммы двух сил:

$$T = P_x \pm W_x.$$

Таким образом, упор лопасти гребного колеса будет зависеть как от подъемной силы, так и от силы сопротивления. Двойной знак у второго члена показывает, что сила сопротивления при разных углах действия будет оказывать различное влияние на упор.

Если взять, как показано на фиг. 37, три различных положения лопасти, характеризуемые тремя различными углами α_1 , α_2 и α_3 , то увидим, что составляющие сил P и W имеют различные значения по величине и по направлению. Так, в первом положении силы P и W направлены в разные стороны относительно вертикальной оси, тогда как в третьем положении эти силы направлены в разные стороны относительно горизонтальной оси. Составляющие этих сил на оси x и y имеют взаимно обратные значения в отношении знаков, а именно: в первом положении силы P_y и W_y складываются, а силы P_x и W_x вычитаются одна из другой,



Фиг. 37. Направление действия основных сил при различных положениях лопасти гребного колеса

в третьем же положении, наоборот, силы P_x и W_x складываются, а силы P_y и W_y вычитаются.

Кроме того угол атаки φ с уменьшением угла α сильно возрастает, вследствие чего соотношение между силами сопротивления W и подъема P меняется: в то время как при малых значениях угла φ подъемная сила в десятки раз больше силы сопротивления, при больших значениях угла атаки сила сопротивления становится больше подъемной силы и превосходит последнюю во много раз в самом нижнем положении лопасти.

Во втором положении лопасти (фиг. 37) направление скорости w совпадает с вертикалью, и силы P и W — с основными осями, т. е. сила $P_x = P$ и $W_y = W$.

Получающаяся разница в знаках у составляющих подъемной силы P и силы сопротивления W при различных углах действия α может быть учтена путем введения в выражения для силы упора T и для вертикальной силы Q значения соответствующей функции угла γ .

В самом деле: у нас имеются две основные силы, — сила упора T , действующая в направлении скорости v , и вертикальная сила Q . Обе эти силы получаются как следствие геометрического

суммирования составляющих сил P и W ; при этом P_x имеет при всех углах действия одно и то же направление (фиг. 37) — вправо; P_y , в зависимости от угла действия, изменяет свой знак; W_y направлена все время вверх, и W_x , в зависимости от угла действия, меняет свой знак.

Таким образом, выражения основных сил должны иметь следующий вид:

$$\left. \begin{aligned} T &= P_x \pm W_x, \\ Q &= P_y \mp W_y. \end{aligned} \right\} \quad (38)$$

В соответствии с обозначениями на фиг. 38 мы можем представить выражения (38) в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} T &= P \cdot \cos \gamma - W \cdot \sin \gamma, \\ Q &= P \cdot \sin \gamma + W \cdot \cos \gamma. \end{aligned} \right\} \quad (39)$$

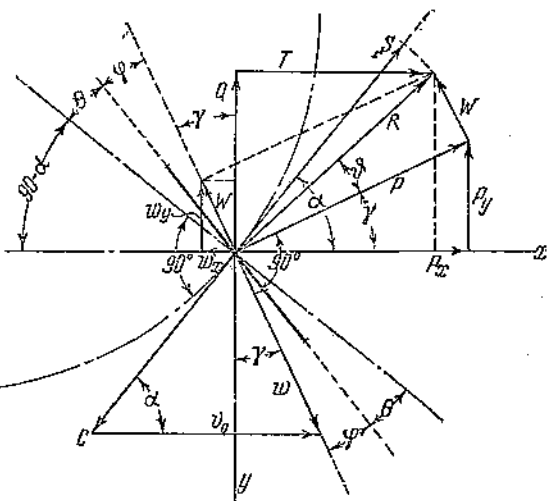
В этих выражениях не требуется двойного знака: его роль выполняется синусом угла γ , так как перемена знака у компонентов сил происходит там, где меняется знак у этого угла; а так как для углов $\pm \gamma$ знак у косинуса сохраняется и меняется он только у синуса, то формулы (39) полностью будут отражать геометрическое суммирование сил при всех углах действия лопасти α .

То же самое видно из аналитического выражения угла γ в соответствии с формулой (14):

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\lambda - \cos \alpha}{\sin \alpha}.$$

При изменении угла α от 0 до 90° угол γ будет равен нулю при $\lambda = \cos \alpha$, т. е. когда w будет направлена по вертикали вниз; при $\lambda < \cos \alpha$ угол γ будет получать отрицательные значения, что соответствует направлению скорости w влево от вертикали, а при $\lambda > \cos \alpha$ угол γ будет получать положительные значения, что будет соответствовать направлению скорости w вправо от вертикали. Таким образом, формулы (39) и аналитически и геометрически правильно отображают действующие на лопасть силы.

Обращаясь к плану скоростей и давлений, приведенному на фиг. 38, мы видим, что равнодействующая сил P и W сила R будет иметь с подъемной силой P угол ϑ , который, вообще говоря, имеет несколько большее значение по сравнению с углом атаки φ . При равенстве этих углов, что имеет место для пластинок при относительно больших



Фиг. 38. План скоростей и давлений эквивалентной лопасти гребного колеса

углах атаки, сила давления R будет направлена по перпендикуляру к плоскости пластинки, при малых же углах атаки эта сила будет направлена под тупым углом к той же плоскости.

Спроектировав силы T и Q или же их равнодействующую R на направление вращения, т. е. на направление скорости c , мы будем иметь тангенциальную силу S , оказывающую сопротивление вращению гребного колеса валом и поглощающую мощность, передаваемую судовой машиной гребному валу в виде вращающего момента:

$$M = 0,5D \cdot S.$$

Выражение для тангенциальной силы получается в следующем виде:

$$S = T \cdot \cos \alpha + Q \cdot \sin \alpha, \quad (40)$$

где α —угол действия лопасти, получающийся в пересечении радиуса с вертикалью.

Имея план скоростей и давлений лопастного элемента, отождествляющего действие всей лопасти, мы можем перейти к составлению уравнений для полезного действия и упора гребного колеса и к анализу их. При этом вначале необходимо будет составить выражения для данного угла действия, а затем проинтегрировать их для всего сектора действия лопасти, определяемого углом погружения α_0 .

Если мы обратимся к числовым величинам сил P и W , то увидим, что соотношения этих сил при различных углах атаки резко меняются: в то время как при малых углах атаки подъемная сила больше, чем в десять раз, превосходит силу сопротивления, при больших углах атаки, наоборот, сила сопротивления значительно превосходит величину подъемной силы. Номтак как лопасть колеса от момента погружения до среднего нижнего положения движется с углами атаки от 0 до 90°, то действие лопасти происходит по сложному принципу, а именно: в начале входа—по принципу подъемной силы, а в среднем нижнем положении—по принципу сопротивления.

Таким образом, не может быть речи о пренебрежении влиянием той или иной силы и о сведении всего явления к одному из двух принципов. Для решения задачи об эффективном действии гребного колеса необходимо составить выражения для подъемной силы P и силы сопротивления W , которые были бы справедливыми при всех углах атаки—от значения $\varphi_1 = 0^\circ$ до значения $\varphi_2 = 90^\circ$; некоторые отступления от имеющихся выражений могут быть сделаны только для малых углов атаки.

При получении подобных выражений, пользуясь формулами (39) и (40), мы сможем определить как упор, так и полезное действие гребного колеса при любом секторе действия и при любом эксцентриковом отношении.

ГЛАВА III

ПОЛЕЗНОЕ ДЕЙСТВИЕ ИЗОЛИРОВАННОЙ ЛОПАСТИ ГРЕБНОГО КОЛЕСА В НЕВОЗМУЩЕННОМ ПОТОКЕ

Выше было установлено, что лопасть гребного колеса во время рабочего хода действует с различными углами атаки, вследствие чего изменяется не только количественное соотношение сил, но и принцип действия лопасти. Поэтому особенно важным является анализ эффективности действия лопасти при каждом данном угле действия, способствующий установлению основных тенденций в учете влияния отдельных факторов на работу гребного колеса с поворотными лопастями.

14. Коэффициент полезного действия лопастного элемента

В соответствии с выведенным в предыдущем параграфе планом скоростей и давлений лопастной элемент, расположенный у центра вращения лопасти, находится под действием двух сил: а) подъемной силы P , действующей перпендикулярно к скорости перемещения w , и б) силы сопротивления среды W , действующей в прямо противоположном направлении скорости перемещения w .

Раскладывая эти две основные силы по направлению перемещения гребного колеса и по нормали к нему, будем иметь также две силы, обуславливающие действие лопасти гребного колеса как движителя. Эти силы по выражению (39) следующие:

сила упора:

$$T = P \cdot \cos \gamma - W \cdot \sin \gamma$$

и вертикальная сила:

$$Q = P \cdot \sin \gamma + W \cdot \cos \gamma,$$

где γ — угол между направлением подъемной силы и упором колеса или между направлением скорости w и вертикалью, причем отклонение вправо от вертикали дает знак плюс, а отклонение влево — знак минус.

Величина угла γ зависит от скольжения гребного колеса и от центрального угла поворота α . Величина этого угла определяется по выведенной выше формуле (14):

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\lambda - \cos \alpha}{\sin \alpha},$$

где λ — поступь гребного колеса, являющаяся дополнением до единицы величины скольжения.

Если сила упора T будет определять полезную работу лопастного элемента в данный момент времени, то затрачиваемая работа будет характеризоваться величиной тангенциальной силы S , для которой выше было приведено следующее выражение (40):

$$S = T \cdot \cos \alpha + Q \cdot \sin \alpha.$$

К. п. д. лопастного элемента в данный момент времени определится как отношение полезной работы силы упора к затрачиваемой работе тангенциальной силы:

$$\eta = \frac{T \cdot V}{S \cdot c} = \lambda \cdot \frac{T}{S}. \quad (41)$$

Подставляя в это выражение значение S согласно выражению (40), будем иметь:

$$\eta = \frac{\lambda \cdot T}{T \cdot \cos \alpha + Q \cdot \sin \alpha} = \frac{\lambda}{\cos \alpha + \frac{Q}{T} \cdot \sin \alpha}.$$

Входящее в знаменатель отношение $\frac{Q}{T}$ определяем, походя из выражений (39):

$$\frac{Q}{T} = \frac{P \cdot \sin \gamma + W \cdot \cos \gamma}{P \cdot \cos \gamma - W \cdot \sin \gamma} = \frac{P \cdot \operatorname{tg} \gamma + W}{P - W \cdot \operatorname{tg} \gamma}.$$

Обозначая отношение силы сопротивления W к подъемной силе P через ε , получим:

$$\frac{Q}{T} = \frac{\operatorname{tg} \gamma + \varepsilon}{1 - \varepsilon \cdot \operatorname{tg} \gamma}, \quad (42)$$

где $\varepsilon = \frac{W}{P} = \frac{c_w}{c_p}$ — величина, обратная коэффициенту качества профиля, зависящая от формы профиля и от угла атаки φ .

Подставляя в выражение (42) значение $\operatorname{tg} \gamma$ по формуле (14), будем иметь:

$$\frac{Q}{T} = \frac{\frac{\lambda - \cos \alpha}{\sin \alpha} + \varepsilon}{1 - \varepsilon \cdot \frac{\lambda - \cos \alpha}{\sin \alpha}} = \frac{\lambda - \cos \alpha + \varepsilon \cdot \sin \alpha}{\sin \alpha - \varepsilon (\lambda - \cos \alpha)} = \frac{\varepsilon \cdot \sin \alpha - \cos \alpha + \lambda}{\varepsilon \cdot \cos \alpha + \sin \alpha - \varepsilon \lambda}.$$

В соответствии с этим выражение для к. п. д. переписывается в следующем виде:

$$\eta = \frac{\lambda}{\cos \alpha + \sin \alpha \cdot \frac{\varepsilon \cdot \sin \alpha - \cos \alpha + \lambda}{\varepsilon \cdot \cos \alpha + \sin \alpha - \varepsilon \lambda}}.$$

Преобразуя это выражение, будем иметь:

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{\lambda (\varepsilon \cdot \cos \alpha + \sin \alpha - \varepsilon \lambda)}{\varepsilon \cdot \cos^2 \alpha + \sin \alpha \cdot \cos \alpha - \varepsilon \cdot \lambda \cdot \cos \alpha + \varepsilon \cdot \sin^2 \alpha - \cos \alpha \cdot \sin \alpha + \lambda \cdot \sin \alpha} = \\ &= \frac{\lambda (\varepsilon \cdot \cos \alpha + \sin \alpha - \varepsilon \lambda)}{\varepsilon - \varepsilon \cdot \lambda \cdot \cos \alpha + \lambda \cdot \sin \alpha} = \lambda \cdot \frac{\cos \alpha + \frac{1}{\varepsilon} \cdot \sin \alpha - \lambda}{1 - \lambda \cdot \cos \alpha + \frac{1}{\varepsilon} \cdot \lambda \cdot \sin \alpha}. \end{aligned}$$

Но так как:

$$\frac{1}{s} = \frac{c_p}{c_w} = \mu,$$

то для к. п. д. получаем выражение:

$$\eta = \lambda \cdot \frac{\cos \alpha + \mu \cdot \sin \alpha - \lambda}{1 - \lambda \cdot \cos \alpha + \mu \cdot \lambda \cdot \sin \alpha},$$

или:

$$\eta = \lambda \cdot \frac{\mu \cdot \sin \alpha + \cos \alpha - \lambda}{\mu \cdot \lambda \cdot \sin \alpha - \lambda \cdot \cos \alpha + 1}, \quad (43)$$

которое показывает, что к. п. д. изолированной лопасти:

$$\eta = (1 - s) f(\mu, \alpha, \lambda). \quad (44)$$

Выведенная формула для к. п. д. лопастного элемента гребного колеса, несмотря на свою относительную простоту, совсем по-новому трактует этот вопрос.

Прежде всего в эту формулу в явной форме входит угол действия лопасти. Вследствие этого в ней намечается отход от примитивной трактовки гребного колеса, как реактивного движителя, действующего в направлении перемещения судна. Это отступление для колесного движителя, лопасти которого имеют движение по резко изогнутым траекториям, по существу, совершенно необходимо. Кроме того в формулу входит коэффициент качества лопасти μ . Это обстоятельство не было отражено ни в одном из существовавших до сих пор теоретических построений в области гребных колес, между тем его никак нельзя обойти, учитывая сложный принцип действия лопастей в составе гребного колеса. Вместе с тем учет коэффициента качества приближает формулу для к. п. д. лопасти гребного колеса к современным теоретическим построениям в области других движителей.

Наконец, формула (43) определенно указывает на тот факт, что роль скольжения отнюдь не исчерпывается простым дополнением до единицы величины к. п. д., как это следовало из теории идеального движителя, а входит в качестве независимого аргумента в множитель выражения, являющийся функцией трех величин.

Таким образом, выведенная автором в свое время практическая формула (глава I, § 6, п. 3) для поправочного множителя в выражении к. п. д. колеса, как дополнения до единицы величины скольжения, на основе общих соображений и практических данных, получает теперь полное теоретическое подтверждение.

Что касается поступи, входящей в выражение (43), то разрешение этого вопроса применительно к действию изолированной лопасти в невозмущенном потоке не встречает никаких затруднений, так как для элемента лопасти, действующего вне сферы влияния других лопастей в невозмущенном потоке с постоянным углом действия, кажущаяся поступь не будет отличаться от действительной или индуктивной. Таким образом, для указанных условий действия поступи в двух множителях формулы (44) будет одинаковой.

Совсем по-другому встанет вопрос о поступи для лопасти в составе гребного колеса, работающей в потоке перпендикулярно в совокупности с другими лопастями, когда она будет различной в двух указанных множителях; об этом будет сказано в главе о к. п. д. гребного колеса.

15. Максимальный к. п. д. и оптимальная поступь при заданном угле действия

Анализ выведенной формулы для к. п. д. лопасти. В соответствии с формулами (43) и (44) к. п. д. лопастного элемента прежде всего зависит от скольжения. Кроме того на к. п. д. оказывают влияние угол действия лопастного элемента α , коэффициент качества профиля μ и поступь λ .

Рассмотрим выражение (43) для нескольких частных случаев.

Первый случай взят при $s=0$, т. е. при $\lambda=1,0$. При этом к. п. д. будет меньше единицы. В самом деле: выражение (43) будет иметь следующий вид:

$$\eta = \frac{\mu \cdot \sin \alpha + \cos \alpha - 1}{\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha + 1}.$$

Так как величина $1 - \cos \alpha$, входящая в числитель в качестве вычитаемого, входит в знаменатель в качестве слагаемого, а именно:

$$\eta = \frac{\mu \cdot \sin \alpha - (1 - \cos \alpha)}{\mu \cdot \sin \alpha + (1 - \cos \alpha)},$$

то $\eta < 1$.

Это понижение к. п. д. получается, во-первых, за счет влияния угла действия колеса, во-вторых, в зависимости от величины эксцентрикового отношения μ , в-третьих, в зависимости от формы профиля лопасти. Особенно ярко влияние профиля скажется для угла действия $\alpha = 90^\circ$, когда при $s=0$ к. п. д. будет равен:

$$\eta = \frac{\mu - 1}{\mu + 1}.$$

Из этого выражения ясно видно, что, чем больше μ по сравнению с единицей, тем больше к. п. д.; при $\mu=1$ $\eta=0$.

Второй случай рассмотрен при $s=1$, т. е. при $\lambda=0$. При этих условиях к. п. д. равен нулю независимо от профиля, эксцентрикового отношения и угла действия элемента.

Таким образом, кривая $\eta=f(s)$ для лопастного элемента будет иметь максимум, величина которого обусловлена эксцентриситетом и профилем лопасти.

Третий случай взят при $\alpha=0^\circ$.

При этих условиях

$$\eta = \lambda \frac{1 - \lambda}{1 - \lambda} = \lambda,$$

или:

$$\eta = 1 - s. \quad (45)$$

Для к. п. д. получена широко известная зависимость от скольжения, которая является частным случаем общего выражения (43).

Четвертый случай рассмотрен при $\alpha = 90^\circ$; при этом к. п. д. равен:

$$\eta = \lambda \cdot \frac{\mu - \lambda}{\mu\lambda + 1} = \frac{\mu\lambda - \lambda^2}{\mu\lambda + 1}.$$

Если принять $\mu = \lambda$, то к. п. д. $\eta = 0$. Следовательно, чтобы получить значение η больше нуля, коэффициент качества μ должен быть больше λ ; при $\mu \rightarrow \infty$ к. п. д. $\eta \rightarrow 1$ и при $\mu \rightarrow 0$ к. п. д. $\eta < 0 \rightarrow -\lambda^2$.

Величина μ при $\alpha = 90^\circ$ будет зависеть главным образом от эксцентрикowego отношения, причем, чем меньше ξ , тем меньше будет значение μ , а следовательно, и η .

Пятый случай при $\mu = 0$, т. е. когда лопасть будет работать по чистому принципу сопротивления, дает нам новое понятие об отрицательном к. п. д. лопастного элемента. Это понятие в приложении к гребным колесам имеет чрезвычайно важное значение, так как оно будет отражать явление торможения лопасти при положительном направлении вращения гребного колеса.

При неправильном проектировании гребного колеса частичное явление торможения на участках с углами действия, близкими к 90° , может сильно понизить эффективность действия колеса, хотя в целом и будет обеспечиваться положительный упор за счет работы лопасти на участках с малыми углами действия.

Выяснив таким образом общий характер изменения к. п. д., переходим к более детальному анализу выражения для к. п. д., а также к выявлению наиболее благоприятных условий действия лопасти гребного колеса.

Для определения характера влияния на к. п. д. основных факторов λ , μ и α произведен числовой подсчет величины η по формуле (43) для следующих значений α ; μ и s (или λ):

$$\alpha = 0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ, 60^\circ \text{ и } 90^\circ;$$

$$\mu = 0, 1, 2, 10 \text{ и } 100;$$

$$s = 0, 0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,6, 0,8, 0,9.$$

Результаты подсчета приведены в таблицах 16 и 17.

На основе данных таблицы 16 построен график $\eta = f(s)$ для коэффициента качества $\mu = 1,0$ (фиг. 39). Из фиг. (39) видно, что кривые $\eta = f(s)$ по мере уменьшения центрального угла действия лопастного элемента повышают значение своего максимума, который для $\alpha = 90^\circ$ имеет значение $\eta_{90(max)} = 0,17$ и для $\alpha = 0^\circ$, соответственно, $\eta_0(max) = 1,00$.

Помимо повышения максимума к. п. д. при уменьшении α мы наблюдаем также смещение максимума кривых в сторону меньших значений скольжения. Если провести через максимумы кривых плавную линию, то она (пунктирная кривая на фиг. 39) будет иметь вид параболы.

Кривая к. п. д. при $\alpha = 0^\circ$ имеет вид прямой, так как при этих условиях $\eta = 1 - s$, т. е. к. п. д. является дополнением до единицы величины скольжения. Однако это значение к. п. д. отнюдь не является пределом, к которому стремятся к. п. д. при других

Таблица 16

Коэффициент полезного действия лопастей по формуле (43) для различных углов действия, коэффициентов качества и скольжения

α	$\mu \backslash s$	0,00	0,10	0,20	0,30	0,40	0,60	0,80	0,90
90°	1	0,000	0,047	0,089	0,123	0,150	0,171	0,184	0,082
	2	0,333	0,353	0,368	0,379	0,381	0,355	0,257	0,158
	10	0,818	0,818	0,816	0,814	0,807	0,768	0,667	0,495
	100	0,980	0,980	0,980	0,980	0,979	0,972	0,952	0,910
60°	1	0,268	0,316	0,350	0,372	0,377	0,337	0,217	0,122
	2	0,555	0,568	0,576	0,574	0,565	0,492	0,328	0,191
	10	0,890	0,892	0,890	0,882	0,871	0,823	0,682	0,500
	100	0,990	0,990	0,989	0,988	0,984	0,977	0,956	0,906
45°	1	0,404	0,461	0,494	0,500	0,490	0,405	0,243	0,131
	2	0,656	0,669	0,673	0,665	0,641	0,536	0,335	0,188
	10	0,915	0,918	0,914	0,908	0,895	0,834	0,666	0,468
	100	0,992	0,991	0,991	0,990	0,988	0,980	0,950	0,890
30°	1	0,576	0,626	0,641	0,615	0,589	0,452	0,250	0,131
	2	0,762	0,776	0,770	0,745	0,700	0,557	0,325	0,174
	10	0,948	0,95	0,939	0,930	0,908	0,825	0,620	0,407
	100	0,995	0,995	0,993	0,990	0,985	0,978	0,925	0,860
15°	1	0,743	0,795	0,778	0,721	0,646	0,458	0,233	0,115
	2	0,865	0,868	0,854	0,790	0,722	0,526	0,281	0,144
	10	0,971	0,970	0,957	0,934	0,895	0,765	0,505	0,293
	100	0,997	0,997	0,994	0,991	0,987	0,962	0,890	0,766
0°	—	1,00	0,90	0,80	0,70	0,60	0,40	0,20	0,10

Таблица 17

Коэффициент полезного действия по формуле (43) для коэффициента качества $\mu = 0$ при различных скольжениях и углах действия

N_2 по пор.	$\alpha^\circ \backslash s$	0,00	0,10	0,20	0,30	0,40	0,60	0,80	0,90
1	0°	+1	+0,900	+0,800	+0,700	+0,600	+0,400	+0,200	+0,100
2	15°	-1	+0,430	+0,590	+0,565	+0,513	+0,366	+0,189	+0,096
3	30°	-1	-0,138	+0,177	+0,301	+0,333	+0,285	+0,183	+0,077
4	45°	-1	-0,475	-0,195	+0,010	+0,095	+0,172	+0,118	+0,065
5	60°	-1	-0,655	-0,400	-0,215	-0,086	+0,050	+0,067	+0,042
6	90°	-1	-0,810	-0,640	-0,490	-0,360	-0,160	-0,040	-0,010

углах действия элемента. Увеличивая угол действия, мы с повышением скольжения будем иметь выход кривых $\eta = f(s)$ за прямую линию, полученную при нулевом угле действия; при этом, по мере увеличения угла действия, точка пересечения кривых с прямой будет отодвигаться вправо, в сторону больших скольжений.

На фиг. 40 приведены аналогичные построения значений $\eta = f(s)$ при $\mu = 2, 10$ и 100 . Здесь мы видим полное повторение тех же закономерностей; при этом выход кривых за прямую получается тем большим, чем выше значение коэффициента μ . Семейство кривых к. п. д. при $\mu = 100$ ясно показывает, что при $\mu = \infty$ кривые к. п. д. стремятся к единице независимо от величины скольжения.

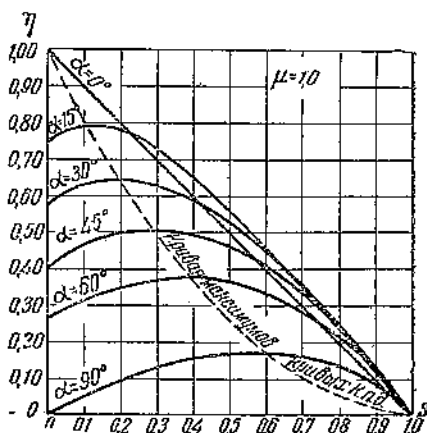
Проводя на графике (фиг. 40) кривую максимумов полезного действия для различных углов α , мы видим, что она получается одинаковой для всех значений μ , хотя с повышением значения μ максимумы отдельных кривых для постоянных углов действия α смещаются влево, т. е. в сторону меньших скольжений, причем для $\mu \rightarrow \infty$ максимум получается при $s = 0$.

Весьма характерным также является и то, что с повышением величины μ размах кривых к. п. д. при различных углах действия становится меньше, превращаясь в одну линию при $\mu = \infty$.

При уменьшении значения коэффициента качества μ до нуля характер кривых $\eta = f(s)$ при $\alpha = \text{const}$ остается тем же, но числовые значения к. п. д. при малых величинах скольжения становятся отрицательными (фиг. 41).

Отрицательное значение к. п. д. показывает на то, что лопастью элемента, получая положительный крутящий момент от гребного вала, будет работать в обратную сторону движения. Это обстоятельство является чрезвычайно характерным для гребного колеса, лопасти которого имеют кругообразное движение. Явление торможения в какой-то части сектора действия как раз и будет характеризоваться отрицательным значением коэффициента полезного действия.

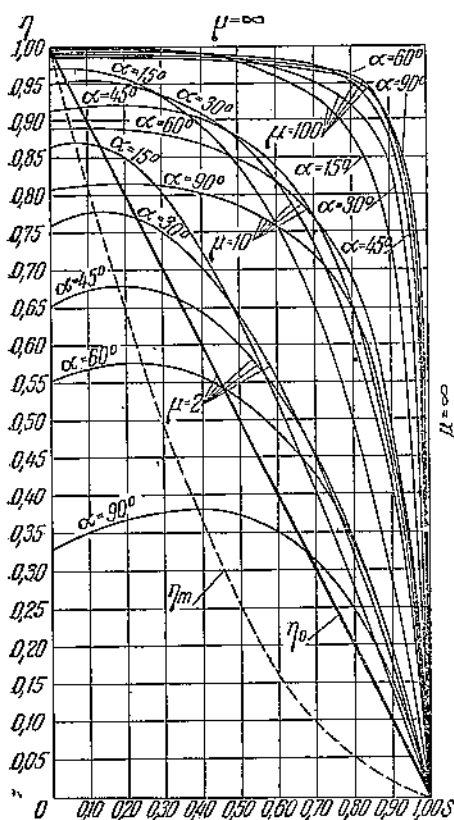
Размах кривых при $\mu = 0$ получается максимальным — полная противоположность тому, что имеет место при $\mu = \infty$. Кроме того получается интересная картина в распределении максимумов кривых. Несмотря на то, что большая часть кривых расположена в области отрицательных значений к. п. д., кривая максимумов лежит в области положительных значений и является полной аналогией кривых максимумов при других значениях μ .



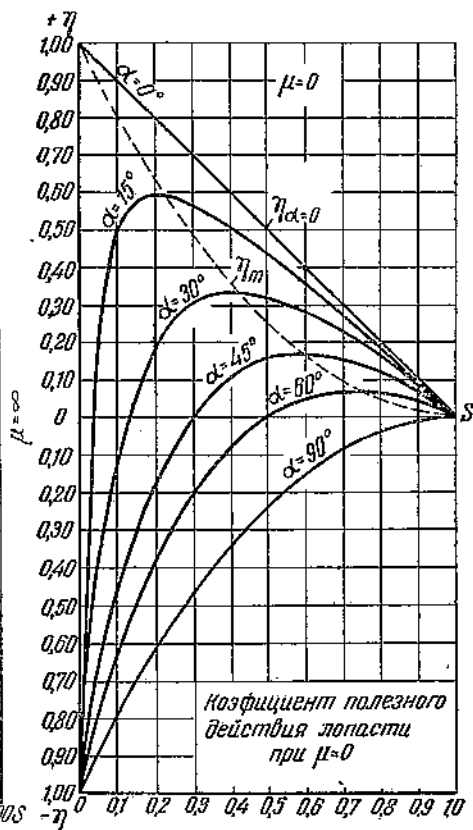
Фиг. 39. Коэффициент полезного действия лопасти гребного колеса при коэффициенте качества $\mu = 1$

Оптимальная поступь лопасти при данном угле действия. Находим значение поступи λ_m , при которой к. п. д. при постоянных значениях μ и α будет иметь максимум. Для этого берем производную по λ от выражения (43), которое для этого перепишем в следующей форме:

$$\eta = \frac{(\mu \cdot \sin \alpha + \cos \alpha) \lambda - \lambda^2}{(\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha) \lambda + 1}.$$



Фиг. 40. Коэффициент полезного действия лопасти гребного колеса при трех различных значениях коэффициента качества



Фиг. 41. Коэффициент полезного действия лопасти гребного колеса при коэффициенте качества $\mu=0$

Приравнявая эту производную нулю, определяем значение λ_m , соответствующее η_{max} , при этом вводим следующие обозначения:

$$a = \mu \cdot \sin \alpha + \cos \alpha;$$

$$b = \mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha.$$

Тогда выражение для к. п. д. примет следующий вид:

$$\eta = \frac{a\lambda - \lambda^2}{b\lambda + 1}.$$

От этого выражения берем производную по λ :

$$\frac{\partial \eta}{\partial \lambda} = \frac{(b\lambda + 1)(a - 2\lambda) - (a\lambda - \lambda^2)b}{(b\lambda + 1)^2}.$$

Приравняв эту производную нулю, получаем уравнение для деления λ :

$$(b\lambda + 1)(a - 2\lambda) = (a\lambda - \lambda^2)b,$$

или:

$$b\lambda^2 + 2\lambda - a = 0.$$

откуда:

$$\lambda_m = \frac{-2 \pm \sqrt{4 + 4ab}}{2b} = \frac{-1 \pm \sqrt{1 + ab}}{b}.$$

Положительный корень уравнения получается при знаке плюс радикала.

Подставляя значения a и b , будем иметь:

$$\lambda_m = \frac{-1 + \sqrt{1 + (\mu \cdot \sin \alpha + \cos \alpha)(\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha)}}{\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha};$$

и

$$\lambda_m = \frac{\sin \alpha \sqrt{1 + \mu^2} - 1}{\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha}. \quad (46)$$

Как и следовало ожидать, поступь λ_m , при которой к. п. д. элемента лопасти достигает своего максимума для каждой определенной пары значений α и μ , получалась функцией только этих величин, т. е.:

$$\lambda_m = f(\alpha, \mu).$$

Рассмотрим прежде всего, какие частные значения будет принимать λ_m по выражению (46) в частных случаях.

При $\alpha = 0^\circ$ оптимальная поступь $\lambda_m = 1$;

$$\text{при } \alpha = 90^\circ \lambda_m = \frac{\sqrt{1 + \mu^2} - 1}{\mu},$$

что дает при $\mu = 0$ значение поступи $\lambda_m = 0$ и при $\mu = \infty$ соответственно $\lambda_m = 1,00$.

$$\text{При } \mu = 0 \text{ оптимальная поступь } \lambda_m = \frac{\sin \alpha - 1}{-\cos \alpha} = \frac{1 - \sin \alpha}{\cos \alpha},$$

что при $\alpha = 0^\circ$ дает значение $\lambda_m = 1$ и при $\alpha = 90^\circ$ соответственно $\lambda_m = 0$.

$$\text{При } \mu = 1 \text{ оптимальная поступь } \lambda_m = \frac{1,415 \cdot \sin \alpha - 1}{\sin \alpha - \cos \alpha},$$

что дает:

при $\alpha = 0^\circ$	$\lambda_{m1} = 1$
при $\alpha = 90^\circ$	$\lambda_{m1} = 0,415$
при $\alpha = 60^\circ$	$\lambda_{m1} = 0,615$
при $\alpha = 30^\circ$	$\lambda_{m1} = 0,80$

Все эти частные значения λ_m соответствуют в полной мере значениям по графикам, приведенным на фиг. 39, 40 и 41.

Максимальный к. п. д. при заданном положении лопасти. Определив оптимальное значение поступи λ_m , найдем выражение для

к. п. д., соответствующего максимуму при каждой заданной паре значений α и μ .

Для этого в выражение (43):

$$\eta = \lambda \cdot \frac{(\mu \cdot \sin \alpha + \cos \alpha) - \lambda}{\lambda (\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha) + 1}$$

подставляем значение поступи по выражению (46):

$$\begin{aligned} \eta_m &= \frac{(\sin \alpha \sqrt{1+\mu^2} - 1) \left[(\mu \cdot \sin \alpha + \cos \alpha) - \frac{\sin \alpha \sqrt{1+\mu^2} - 1}{\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha} \right]}{(\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha) \cdot \left[\frac{\sin \alpha \sqrt{1+\mu^2} - 1}{\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha} (\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha) + 1 \right]} = \\ &= \frac{(\mu \cdot \sin \alpha + \cos \alpha) (\sin \alpha \sqrt{1+\mu^2} - 1) - \frac{(\sin \alpha \sqrt{1+\mu^2} - 1)^2}{\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha}}{(\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha) \cdot \sin \alpha \sqrt{1+\mu^2}}. \end{aligned}$$

Умножая числитель и знаменатель на величину $\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha$ и произведя преобразование, получаем:

$$\begin{aligned} \eta_m &= \frac{(\mu \cdot \sin \alpha + \cos \alpha) (\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha) (\sin \alpha \sqrt{1+\mu^2} - 1)}{(\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha)^2 \sin \alpha \sqrt{1+\mu^2}} - \\ &\quad - \frac{(\sin \alpha \sqrt{1+\mu^2} - 1)^2}{(\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha)^2 \sin \alpha \sqrt{1+\mu^2}} = \\ &= \frac{\mu^2 \cdot \sin^3 \alpha \sqrt{1+\mu^2} \cdot \sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha \sqrt{1+\mu^2} - \mu^2 \cdot \sin^3 \alpha}{(\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha)^2 \cdot \sin \alpha \sqrt{1+\mu^2}} + \\ &\quad + \frac{\cos^3 \alpha - \sin^2 \alpha - \mu \cdot \sin^2 \alpha + 2 \sin \alpha \sqrt{1+\mu^2} - 1}{(\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha)^2 \cdot \sin \alpha \sqrt{1+\mu^2}} = \\ &= \frac{\mu^2 \cdot \sin^3 \alpha \sqrt{1+\mu^2} - 2\mu^2 \cdot \sin^3 \alpha}{(\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha)^2 \cdot \sin \alpha \sqrt{1+\mu^2}} + \\ &\quad + \frac{\cos^3 \alpha - \sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha \sqrt{1+\mu^2} - \sin^2 \alpha + 2 \sin \alpha \sqrt{1+\mu^2} - 1}{(\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha)^2 \cdot \sin \alpha \sqrt{1+\mu^2}}. \end{aligned}$$

Заменяя в числителе $\cos^3 \alpha - 1$ через $-\sin^3 \alpha$ и произведя сокращение всей дроби на $\sin \alpha$, будем иметь:

$$\begin{aligned} \eta_m &= \frac{\mu^2 \cdot \sin^3 \alpha \sqrt{1+\mu^2} - 2\mu^2 \cdot \sin \alpha - \cos^3 \alpha \sqrt{1+\mu^2} - 2 \sin \alpha + 2 \sqrt{1+\mu^2}}{(\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha)^2 \cdot \sqrt{1+\mu^2}} = \\ &= \frac{\mu^2 \cdot \sin^3 \alpha \sqrt{1+\mu^2} - 2 \sin \alpha (1 + \mu^2) - \cos^3 \alpha \sqrt{1+\mu^2} + 2 \sqrt{1+\mu^2}}{(\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha)^2 \sqrt{1+\mu^2}} = \\ &= \frac{\mu^2 \cdot \sin^3 \alpha - 2 \sin \alpha \sqrt{1+\mu^2} - \cos^3 \alpha + 2}{(\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha)^2}. \end{aligned}$$

Числитель полученной дроби представляет собой выражение квадрата разности двух величин. В самом деле:

$$\begin{aligned} & \mu^2 \cdot \sin^2 \alpha - 2 \sin \alpha \sqrt{1 + \mu^2} - \cos^2 \alpha + 2 = \\ & = \mu^2 \cdot \sin^2 \alpha - 2 \sin \alpha \sqrt{1 + \mu^2} + \sin^2 \alpha + 1 = \\ & = \sin^2 \alpha (1 + \mu^2) - 2 \sin \alpha \sqrt{1 + \mu^2} + 1 = (\sin \alpha \sqrt{1 + \mu^2} - 1)^2. \end{aligned}$$

Таким образом, для максимального к. п. д. лопасти будем иметь следующее выражение:

$$\eta_m = \left(\frac{\sin \alpha \sqrt{1 + \mu^2} - 1}{\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha} \right)^2. \quad (47)$$

Имея в виду выражение (46), мы получим следующее выражение для максимума к. п. д. лопастного элемента при двух любых заданных значениях α и μ :

$$\eta_m = \lambda_m^2, \quad (48)$$

где величина соответствующей поступи определяется по формуле (46):

$$\lambda_m = \frac{\sin \alpha \sqrt{1 + \mu^2} - 1}{\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha}.$$

Так как λ_m с изменением угла α от 0 до 90° и коэффициента μ от 0 до ∞ приобретает все значения от 0 до 1, то кривая η_m , построенная в координатах s и η , будет представлять непрерывную плавную кривую, имеющую максимум при $s=0$ и минимум при $s=1$. Кроме того эта кривая, построенная в указанных координатах, в силу равенства (48) будет иметь один и тот же характер для всех значений μ , что было отмечено при разборе диаграмм, приведенных на фиг. 39—41.

Для выяснения практической приложимости в анализе действия лопастного элемента гребного колеса выведенного выражения для η_m рассмотрим частный случай, когда $\mu=0$. Этот случай чрезвычайно интересен в том отношении, что при $\mu=0$ подъемная сила будет равна также нулю, и лопасть колеса будет работать по принципу чистого сопротивления, т. е. не будет комбинированной работы лопасти как пластинки и как крыла.

16. Нанвыгоднейший угол действия изолированной лопасти

С изменением угла α изменяется и величина к. п. д.; при этом для каждого значения поступи максимуму к. п. д. будет соответствовать какое-то значение угла α .

Для нахождения угла α_m берем выражение к. п. д.:

$$\eta = \frac{(\mu \cdot \sin \alpha + \cos \alpha) \lambda - \lambda^2}{(\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha) \lambda + 1}$$

и приравниваем нулю производную от него по α :

$$\frac{\partial \eta}{\partial \alpha} = \frac{[(\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha) \lambda + 1] (\lambda \mu \cdot \cos \alpha - \lambda \sin \alpha)}{[(\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha) \lambda + 1]^2} - \frac{[(\mu \cdot \sin \alpha + \cos \alpha) \lambda - \lambda^2]}{[(\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha) \lambda + 1]^2} \cdot (\lambda \mu \cdot \cos \alpha + \lambda \cdot \sin \alpha) = 0.$$

Таким образом, для определения угла α , соответствующего максимуму η при каждой паре заданных значений λ и μ , мы имеем уравнение:

$$\begin{aligned} & [(\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha) \lambda + 1] (\lambda \mu \cdot \cos \alpha - \lambda \cdot \sin \alpha) = \\ & = [(\mu \cdot \sin \alpha + \cos \alpha) \lambda - \lambda^2] (\lambda \mu \cdot \cos \alpha + \lambda \cdot \sin \alpha). \end{aligned}$$

Преобразуя его получим:

$$\begin{aligned} & \lambda^2 \mu^2 \cdot \sin \alpha \cos \alpha - \lambda^2 \mu \cdot \cos^2 \alpha + \lambda \mu \cdot \cos \alpha - \lambda^2 \mu \cdot \sin^2 \alpha + \\ & + \lambda^2 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha - \lambda \cdot \sin \alpha = \\ & = \lambda^2 \mu^2 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha + \lambda^2 \mu \cdot \cos^2 \alpha - \lambda^2 \mu \cdot \cos \alpha + \lambda^2 \mu \cdot \sin^2 \alpha + \\ & + \lambda^2 \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha - \lambda^3 \cdot \sin \alpha; \\ & \lambda \mu \cdot \cos \alpha - \lambda^2 \mu - \lambda \cdot \sin \alpha = \lambda^2 \mu - \lambda^2 \mu \cdot \cos \alpha - \lambda^3 \cdot \sin \alpha (\lambda - \lambda^3) \cdot \sin \alpha = \\ & = (\lambda^2 \mu + \lambda \mu) \cos \alpha - 2 \lambda \mu. \end{aligned}$$

Полученное уравнение решаем относительно $\sin \alpha$; при этом входящая в выражение тригонометрическая функция угла α будет относиться не к произвольным углам, а к углам, отвечающим максимуму полезного действия:

$$\sin \alpha_m = \frac{\mu}{1 - \lambda^2} [(1 + \lambda^2) \cos \alpha_m - 2\lambda]. \quad (49)$$

Уравнение (49) при каждом частном значении величин μ и λ сводится к простому неопределенному уравнению с двумя неизвестными:

$$\sin \alpha_m = A \cdot \cos \alpha_m - B, \quad (50)$$

где A и B — числовые коэффициенты, определяемые согласно следующим выражениям:

$$\left. \begin{aligned} A &= \frac{1 + \lambda^2}{1 - \lambda^2} \cdot \mu \\ B &= \frac{2\lambda}{1 - \lambda^2} \cdot \mu \end{aligned} \right\} \quad (51)$$

Полученное значение угла α будет соответствовать максимуму к. п. д.

Для частного случая при $\mu = 0$

$$\sin \alpha_m = 0 \quad \text{и} \quad \alpha_m = 0^\circ,$$

т. е. максимальный к. п. д. получается при нулевом угле для всех значений поступи λ . Для этого угла ($\alpha = 0^\circ$) при $\mu = 0$ к. п. д.

$$\eta_0 = \frac{\lambda - \lambda^2}{1 - \lambda} = \lambda.$$

Таким образом, отмеченное выше очень популярное выражение

$$\eta_0 = 1 - s = \lambda$$

есть не что иное, как выражение максимума к. п. д. для лопасти, работающей только по принципу сопротивления, причем этот максимум достигается при нулевом угле действия.

На фиг. 41 кривая $\eta_0 = f(\lambda)$ идет в виде прямой вниз слева направо, кривая же $\eta_m = f(\lambda)$ идет в виде кривой, имеющей значения более низкие, чем первая. Следовательно, η_m по выражению (48) дает при $\mu = 0$ понижение максимума вследствие увеличения угла действия лопастного элемента.

Для каждого угла $\alpha > 0$ максимум будет определяться формулой (48), причем этот максимум будет обеспечиваться при значении поступи, определяемой по формуле (46), которое для $\mu = 0$ имеет вид:

$$\lambda_{m\alpha} = \frac{1 - \sin \alpha}{\cos \alpha}. \quad (52)$$

Таким образом, если лопасть работает по принципу сопротивления, то всякое отклонение угла от нулевого будет сопровождаться отклонением к. п. д. от значения, равного дополнению до единицы скольжения лопасти.

Однако заключение в отношении угла действия лопастного элемента, справедливое для $\mu = 0$, будет совершенно неправильным для лопасти, работающей по принципу подъемной силы.

В самом деле: обращаясь к фиг. 39, мы видим, что с увеличением скольжения нулевой угол значения α перестает быть невыгоднейшим, и для каждого значения μ и λ будет свой невыгоднейший угол, определяемый по формуле (49).

Особенно большие отклонения к. п. д. от η_0 в сторону больших значений получаются, как это видно на фиг. 40, при высоких значениях коэффициента качества лопасти μ . Если мы возьмем, например, семейство кривых для $\mu = 10$, то увидим, что у этого семейства кривых имеются отступления от η_0 , больше чем в два раза превосходящие его значения. Возьмем хотя бы $s = 0,80$; при этом $\eta_0 = 0,20$, в то время как $\eta_{max} \cong 0,70$.

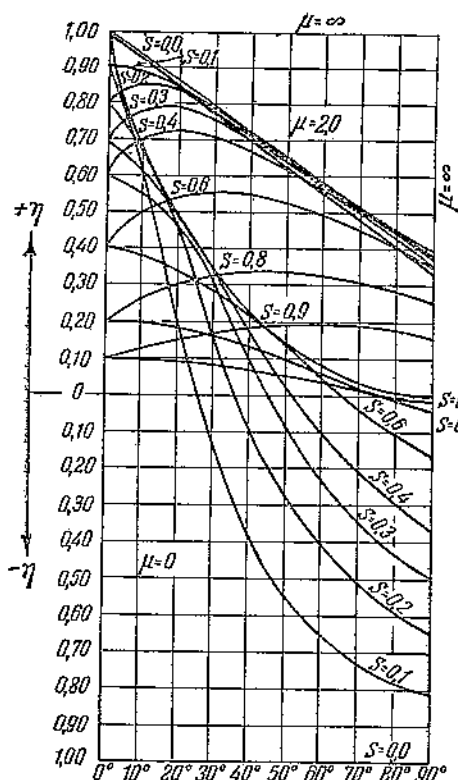
Отклонение невыгоднейшего угла от нулевого значения хорошо можно видеть на диаграммах (фиг. 42 и 43), на которых семейство кривых к. п. д. для $\mu = \text{const}$ построено в зависимости от угла α .

В то время как при $\mu = 0$ максимум η получается для всех скольжений при $\alpha = 0$, для значений $\mu > 0$ максимум к. п. д. для различных скольжений получается при различных углах действия лопастного элемента; при этом угол удаляется от нуля тем больше, чем больше величина скольжения.

Если мы имеем заданным угол действия лопасти α и коэффициент качества μ , то по формуле (46) можем определить невыгоднейшую поступь λ_m , до которой целесообразно повышать скольжение, причем значение η_m будет определяться по формуле (47).

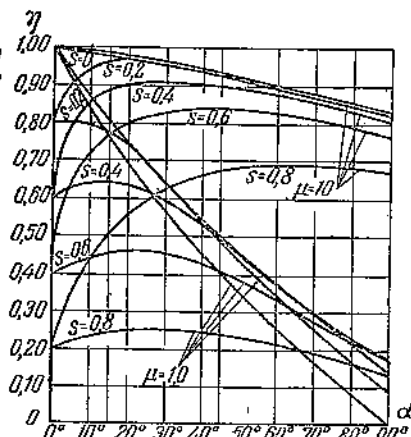
Выведенные формулы изменяют установившийся взгляд на угол действия и скольжение. Так, если приходится работать с большим

углом действия, то скольжение выгодно поднимать до значительных пределов. Возьмем, например, $\mu=1$ (фиг. 39) для угла действия $\alpha=60^\circ$; при этом наимыгоднейшее скольжение будет иметь



Фиг. 42. Кривые коэффициента полезного действия лопасти в зависимости от угла погружения при коэффициенте качества $\mu=0$ и 2

значение около 40%; в то время как для $\alpha=90^\circ$ оно будет около 60%. С другой стороны, при больших скольжениях наимыгоднейший угол будет иметь значительные отклонения от нуля. Возьмем для примера $\mu=10$ (фиг. 43). Для $s=0,8$ наимыгоднейший угол действия будет около 60° . Если лопасть будет работать с меняющимся углом действия, то поступь должна



Фиг. 43. Кривые коэффициента полезного действия лопасти в зависимости от угла погружения при коэффициенте качества $\mu=1$ и 10

быть переменной, чтобы было обеспечено максимальное полезное действие за весь период работы.

Теперь может быть поставлен вопрос о максимальном к. п. д. для данных условий действия, определяемых величинами λ и μ .

17. Максимальный к. п. д. лопасти при заданной поступи

Выше было найдено для каждого данного угла действия выражение максимального к. п. д. лопасти η_m (формула 47), соответствующее определенному значению поступи, вычисляемой по формуле (46).

Угол действия α при проектировании колеса является величиной, которую можно выбрать в зависимости от наилучших условий работы. Более независимой величиной будет величина λ , определяемая условиями требуемого упора; поэтому необходимо поста-

вить вопрос об определении максимума к. п. д. при заданных значениях поступи и коэффициента качества, который является критерием при выборе угла действия.

Для определения наилучшего угла α , соответствующего двум любым заданным значениям λ и μ , выше было получено выражение (49):

$$\sin \alpha_m = \frac{\mu}{1 - \lambda^2} [(1 + \lambda^2) \cdot \cos \alpha_m - 2\lambda].$$

Если решить это уравнение относительно косинуса, то получится следующее выражение:

$$\cos \alpha_m = \frac{1}{1 + \lambda^2} \left(\frac{1 - \lambda^2}{\mu} \cdot \sin \alpha_m + 2\lambda \right). \quad (53)$$

Для нахождения наилучшего к. п. д. следует числовые значения этих тригонометрических функций подставить в основное выражение для к. п. д. лопастного элемента [выражение (43)], в соответствии с чем получится следующая формула:

$$\eta_{\max} = \lambda \frac{\mu \cdot \sin \alpha_m + \cos \alpha_m - \lambda}{\mu \lambda \cdot \sin \alpha_m - \lambda \cdot \cos \alpha_m + 1}, \quad (54)$$

в которой α_m — не любой угол действия лопасти, а угол, при котором к. п. д. будет максимальным при произвольно выбранных значениях поступи λ и коэффициента качества μ . В этом и заключается разница между формулами (54) и (43), в последней из которых угол α имеет любое заданное значение.

Величина угла α_m по формулам (49) или (53) определяется без особого труда — методом последовательных приближений.

Проведем числовую проверку полученного метода определения $\eta_{\max}$ при заданных значениях μ и λ .

В соответствии с формулой (50) переписываем выражение (49) для угла α_m в следующем виде:

$$\sin \alpha_m = \frac{1 + \lambda^2}{1 - \lambda^2} \mu \cdot \cos \alpha_m - \frac{2\mu\lambda}{1 - \lambda^2}.$$

При $\lambda = 0$

$$\sin \alpha_m = \mu \cdot \cos \alpha_m.$$

Таким образом, при нулевой поступи, т. е. при $s = 1$, угол α приобретает все значения от 0 до 90°, в зависимости от изменения μ от нуля до бесконечности. Это положение вполне согласуется с диаграммами, приведенными на фиг. 39—41.

При $\lambda = 1$

$$\cos \alpha_m = \frac{(1 - \lambda^2) \cdot \sin \alpha_m + 2\mu\lambda}{\mu(1 + \lambda^2)} = \frac{2\mu\lambda}{\mu(1 + \lambda^2)} = \frac{2\mu}{2\mu} = 1.$$

Следовательно, при $\lambda = 1$ или при $s = 0$ наилучший угол не зависит от коэффициента качества μ и равняется нулю.

При всех промежуточных значениях поступи угол будет изменяться в пределах от 0 до 90°, в зависимости от μ ; при этом

верхняя граница будет тем больше удаляться от 90° , чем меньше значение μ .

Для числовой проверки выбрано

$$\mu = 10.$$

При этом:

$$\sin \alpha_m = \frac{1 + \lambda^2}{1 - \lambda^2} 10 \cdot \cos \alpha_m - 20 \frac{\lambda}{1 + \lambda^2}.$$

Для $\lambda = 0,10$

$$\sin \alpha_m = 10,2 \cos \alpha_m - 2,02; \alpha_m = 73^\circ.$$

$$\eta_{\max} = 0,10 \frac{10 \cdot 0,97 + 0,293 - 0,10}{0,97 - 0,10 \cdot 0,293 + 1} = 0,51$$

$$\text{Для } \lambda = 0,20 \quad \alpha_m = 62,3^\circ; \eta_{\max} = 0,635.$$

$$\text{Для } \lambda = 0,3 \quad \alpha_m = 52^\circ; \eta_{\max} = 0,77.$$

$$\text{Для } \lambda = 0,7 \quad \alpha_m = 19^\circ; \eta_{\max} = 0,94.$$

Сравнивая полученные числовые значения $\eta_{\max}$ с диаграммой, приведенной на фиг. 40, мы видим, что во всех случаях проверки получилось полное совпадение расчетных значений с графиком.

18. Общий анализ максимального коэффициента полезного действия изолированной лопасти

Для максимального к. п. д. лопастного элемента получено два выражения в зависимости от исходных величин:

$$\left. \begin{aligned} \eta_{\max} &= \left(\frac{\sin \alpha \sqrt{1 + \mu^2 - 1}}{\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha} \right)^2 \\ \eta_{\max} &= \frac{\lambda (\mu \cdot \sin \alpha_m + \cos \alpha_m) - \lambda^2}{\lambda (\mu \cdot \sin \alpha_m - \cos \alpha_m) - 1} \end{aligned} \right\} \quad (55)$$

Первое из этих выражений дает значение максимального к. п. д. при данном угле действия лопастного элемента α , второе — максимальный к. п. д. при данной поступи λ .

Если обратиться к фиг. 42 и 43, то изменение $\eta_{\max}$ в зависимости от угла действия лопастного элемента α легко получить в виде огибающей к каждому семейству кривых для разных значений μ .

Для выявления характера изменения максимального к. п. д. и в целях сопоставления результатов технических расчетов и графического построения в таблице 18 приведены значения $\eta_{\max}$, вычисленные по формуле (55).

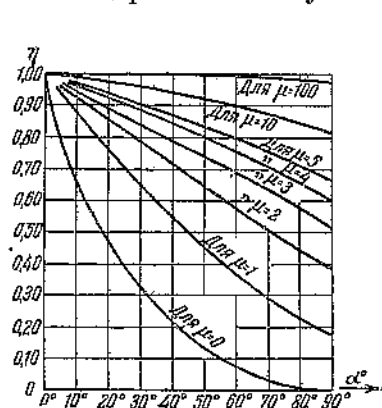
Результаты подсчетов нанесены на графики (фиг. 44 и 45) для разных значений коэффициента качества μ . Из сравнения кривых на фиг. 44 с соответствующими огибающими на фиг. 42 и 43 выявляется, как и следовало ожидать, полная их сходимость.

Максимальные значения к. п. д. при данном угле действия α лопастного элемента

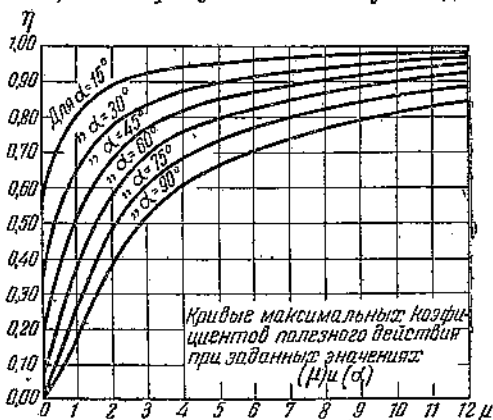
№ по пор.	μ \ α°	0	15	30	45	60	75	90
1	0	1,000	0,562	0,322	0,172	0,072	0,017	0,000
2	1,0	1,000	0,810	0,655	0,500	0,370	0,260	0,175
3	2,0	1,000	0,890	0,775	0,680	0,575	0,475	0,385
4	3,0	1,000	0,925	0,835	0,770	0,690	0,605	0,520
5	4,0	1,000	0,940	0,875	0,820	0,760	0,685	0,605
6	5,0	1,000	0,950	0,900	0,850	0,795	0,735	0,665
7	10,0	1,000	0,980	0,955	0,930	0,900	0,860	0,820
8	100	1,000	0,999	0,997	0,995	0,990	0,985	0,980
9	∞	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000

Построенные графики (фиг. 44 и 45) с достаточной полнотой вскрывают влияние, оказываемое углом действия и коэффициентом качества на максимальный к. п. д.

Прежде всего мы видим, что при $\mu=0$ к. п. д. равен нулю только при значении угла $\alpha=90^\circ$; по мере уменьшения угла дей-



Фиг. 44. Кривые максимального значения коэффициента полезного действия лопасти в зависимости от угла погружения при постоянных значениях коэффициента качества



Фиг. 45. Кривые максимальных коэффициентов полезного действия лопасти при заданных значениях угла погружения в зависимости от коэффициента качества

ствия к. п. д. повышается до единицы. При малых значениях μ разница в максимальном к. п. д., в зависимости от изменения угла α , получается значительной, тогда как при увеличении μ эта разница постепенно сглаживается, полностью уничтожаясь при $\mu=\infty$. Для относительно больших значений μ , в частности для $\mu=10$, максимальный к. п. д. при всех значениях угла α держится на весьма высоком уровне. При малых углах действия, в пределах 15—30°,

максимальный к. п. д. держится на высоком уровне при всех значениях коэффициента качества.

При анализе максимального к. п. д. необходимо помнить, что его значение относится не к произвольной поступи, а к поступи λ_m , величина которой определяется по формуле (46):

$$\lambda_m = \frac{\sin \alpha \cdot \sqrt{1 + \mu^2} - 1}{\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha} = \sqrt{\eta_{m\alpha}}.$$

Выявив таким образом характер изменения максимального к. п. д., необходимо установить, будет ли вообще $\eta_{m\alpha}$ максимальным значением для к. п. д. лопасти при данной поступи колеса.

Ответ на этот вопрос дают кривые, приведенные на фиг. 39—41, где $\eta_{m\alpha}$ охватывает лишь вершины кривых $\alpha = \text{const}$, тогда как при каждом λ имеются другие значения углов, при которых η будет иметь более высокие значения, до максимальных $\eta_{m\alpha}$ включительно.

Графически $\eta_{m\lambda}$ будет отбоящей к кривым $\mu = \text{const}$ на фиг. 39—41, при этом для $\mu = 0$ эта отбоящая превращается в прямую:

$$\eta_0 = \lambda = 1 - s_0.$$

Для других значений μ максимальный к. п. д. определяется по формуле (55):

$$\eta_{m\lambda} = \frac{\lambda (\mu \cdot \sin \alpha_m + \cos \alpha_m) - \lambda^2}{\lambda (\mu \cdot \sin \alpha_m - \cos \alpha_m) + 1}.$$

При этом угол α будет определяться из уравнения (49):

$$\sin \alpha_m = \frac{\mu}{1 - \lambda^2} [(1 + \lambda^2) \cdot \cos \alpha_m - 2\lambda].$$

Это уравнение решается методом последовательных приближений в соответствии с формулой (50) в следующей форме:

$$\cos \alpha_m = \frac{B + \sin \alpha_m}{A},$$

где, согласно выражению (51):

$$A = \mu \frac{1 + \lambda^2}{1 - \lambda^2}; \quad B = 2\mu \frac{\lambda}{1 - \lambda^2}.$$

Если для первого приближения принять значение $\sin \alpha_m = 1$, то уже во втором приближении получается хорошее совпадение.

Выражение $\eta_{m\lambda}$ дает максимальное значение к. п. д. лопастного элемента при каждом данном значении μ и для каждого значения λ .

На вопрос о том, будут ли эти значения $\eta_{m\lambda}$, соответствующие определенному углу α , являться вообще максимальными при данном α независимо от поступи, необходимо ответить, что максимум при этом будет $\eta_{m\alpha}$.

Таким образом, выражения (55) являются чрезвычайно важными для анализа работы лопасти; они в совокупности дают возможность произвести полную оценку максимального к. п. д. Когда речь идет

об определенном расположении лопастного элемента, должно быть использовано выражение для $\eta_{та}$, и при этом для каждого угла определяется значение наимыгоднейшей поступи. Когда же, по тем или иным соображениям, будет обусловлено значение поступи, должно быть использовано выражение $\eta_{тл}$, и при этом для каждой поступи определяется наимыгоднейшее значение угла $\alpha_{т}$.

При решении задачи о максимальном к. п. д. как при заданном угле действия α , так и при заданной поступи колеса λ значение коэффициента качества μ выбиралось как величина исходная. Это было совершенно правильным при анализе действия лопасти, так как нет границ, которые определяли бы предел для возрастания коэффициента μ : чем больше его величина, тем выше значение к. п. д., независимо от тех или иных условий. Однако в действительных условиях работы лопасти в составе гребного колеса коэффициент качества μ будет величиной зависмой, причем картина несколько изменится.

Полутно отметим, что при практически достижимых значениях μ , хотя бы, для примера, $\mu=10$ (фиг. 43), к. п. д. имеет высокие значения при относительно высоких скольжениях и углах действия. Это обстоятельство выдвигает вопрос об изыскании других решений в отношении кинематики лопастей по сравнению с теми, которые существуют в современной практике.

ГЛАВА IV

ХАРАКТЕР ДЕЙСТВИЯ ИЗОЛИРОВАННОЙ ЛОПАСТИ И УСЛОВИЯ ЕЕ ПОГРУЖЕНИЯ В НЕВОЗМУЩЕННУЮ РАБОЧУЮ СРЕДУ

19. Коэффициент качества лопасти гребного колеса

Общие замечания о коэффициенте качества пластинок. В соответствии с формулами (37) коэффициент качества пластинок μ представляет собой отношение подъемной силы P к силе лобового сопротивления W , т. е.:

$$\mu = \frac{1}{\varepsilon} = \frac{P}{W} = \frac{c_p}{c_w}.$$

Как было установлено выше, от коэффициента качества μ зависит величина к. п. д. лопастного элемента, самый же коэффициент μ при данном режиме движения зависит в основном от формы профиля и от угла атаки:

$$\mu = f(\varphi, \text{форма}).$$

Величина коэффициента μ определяется при помощи опытов над продувкой и протаскиванием различных профилей и плоских пластин различных соотношений основных размерений.

При решении вопроса о зависимости к. п. д. от угла α , поступи λ и величины эксцентрикированного отношения ξ можно рассматривать лопасти в виде пластинок. Для плоской пластинки, расположенной под углом к направлению движения φ , имеем в соответствии с формулами (36):

$$\left. \begin{aligned} P &= c_p \cdot F \cdot q \\ W &= c_w \cdot F \cdot q \\ R &= c_r \cdot F \cdot q \end{aligned} \right\}, \quad (56)$$

где:

c_p — коэффициент подъемной силы;
 c_w — коэффициент силы лобового сопротивления;
 c_r — коэффициент силы совокупного давления;

$q = \frac{1}{2} \rho v^2$ — скоростной напор;

$F = l \cdot H$ — площадь пластинки;

l — размах пластинки;

H — хорда пластинки.

Соотношение сторон пластинки

$$\delta = \frac{l}{H} \quad (57)$$

называется удлинением пластинки.

Сила R , как это было показано на плане скоростей и давлений (фиг. 38), составляет с подъемной силой угол ϑ , в зависимости от чего будем иметь:

$$\left. \begin{aligned} c_p &= c_r \cdot \cos \vartheta \\ c_w &= c_r \cdot \sin \vartheta \end{aligned} \right\}, \quad (58)$$

при этом:

$$c_r = \sqrt{c_p^2 + c_w^2}. \quad (59)$$

В соответствии с формулой (58) выражение коэффициента качества μ можно написать в следующем виде:

$$\mu = \frac{c_p}{c_w} = \operatorname{ctg} \vartheta, \quad (60)$$

т. е. коэффициент качества есть функция угла приложения к пластинке силы совокупного давления.

Влияние числа Рейнольдса на сопротивление пластинки. Переходя к непосредственному использованию данных испытаний с пластинками, необходимо прежде всего отметить, что плоские пластинки в отношении коэффициентов сопротивления могут рассматриваться в виде квадратов, для которых $\delta = 1$, а также в виде прямоугольников, для которых $\delta \geq 1$. В приложении к гребным колесам нас могут интересовать только пластинки, у которых $\delta \geq 1$.

Пластинки могут испытываться под углом в 90° к потоку, а также при других значениях угла φ в пределах от 0 до 90° . Испытания эти могут вестись при различных скоростях потока, иначе говоря, при различных числах Рейнольдса. Нормально поставленная в потоке пластинка ($\varphi = 90^\circ$) есть частный случай испытания под углом, причем для этого частного случая имеются специальные данные испытаний.

Для определения коэффициента c_w при круглых и квадратных пластинках, поставленных в потоке под углом $\alpha = 90^\circ$, имеются опытные данные Эйффеля (G. Eiffel), Стентона (T. Stanton), Фешля (O. Förpl), Визельсбергера (C. Wieselsberger), Флакбарта (O. Flachsbart), Смита (R. H. Smith), Рейда (G. Reid), Сименса (F. G. Simmons) и других. Все эти данные охватывают широкий круг испытаний как в отношении размеров пластинок, так и в отношении скоростей движения.

Результаты опытов Эйффеля¹ и Стентона² достаточно хорошо выражаются формулой:

$$c_w = 1,064 + 0,00924 \cdot R \cdot 10^{-5},$$

¹ G. Eiffel, La resistance de l'air et l'aviation, Paris 1911. «Résumé des principaux travaux exécutés pendant la guerre au laboratoire Aérodynamique Eiffel», 1919. Chapitre VI.

² T. Stanton, On the resistance of plane surfaces in a uniform current of air Proceedings of the Inst. of Civ Eng. CLVI, 1904. Report on recent Researches of the Forces on Plane surfaces in a current of Air, A. C. A., Rep. N 4, 1909/10.

которая дает для чисел Рейнольдса R в пределах от $10,7 \cdot 10^4$ до $227 \cdot 10^4$ значения c_w в пределах от 1,06 до 1,28, причем это относится к квадратным пластинкам.

Более поздние опыты Визельсбергера¹ и Флаксбарта² показали, что коэффициент сопротивления c_w почти не изменяет своей величины для квадратных и круглых пластинок, причем по Визельсбергеру он равен 1,10, а по Флаксбарту — 1,15.



Фиг. 46. Влияние числа Рейнольдса на сопротивление лопасти

Шмиделя³, Сименса⁴, Визельсбергера и Смита⁵, обработанные в зависимости от числа Рейнольдса.

Для малых значений аргумента даны величины коэффициента c_w , подсчитанные по теоретическим формулам Осина⁶ и Ламба⁷.

Таким образом, для значений $R > 10^3$, что имеет практическую приложимость, коэффициент сопротивления квадратной пластинки может быть принят равным:

$$c_w \cong 1,10 \div 1,15,$$

независимо от скорости и размеров пластинки, но при $\varphi = 90^\circ$ и $\delta = 1,0$.

Влияние удлинения сторон пластинки на ее сопротивление и качество. При изменении соотношения сторон пластинки коэффициент со-

¹ C. Wieselsberger, Der Widerstand von Kugeln, Ellipsoiden und Scheiben, Ergebn. der Aerodyn. Versuch. Anst. zu Gött. II, 31, 1923. Korrektur infolge des endlichen Strahldurchmessers. Ergebn. der Aerodyn. Versuch. zu Gött., I, 42, 1923.

² O. Flachsbart, Messungen an ebenen und gewölbten Platten, Ergebn. der Aerodyn. Versuch. zu Gött., IV, 96, 1932.

³ L. Schiller und Schmiedel, Widerstandsmessungen an Kugel und Scheibe bei kleinen Reynoldsschen Zahlen, Z. F. M. N 21, 1928.

⁴ F. G. Simmons and N. S. Dewey, Wind tunnel experiments with circular discs, Rep. N 1334, A. R. C. I, 1930/31.

⁵ R. H. Smith and J. H. Whipple, Air force measurements on bodies moving through still air, «Journal of the Aeronautical Sciences», 1934.

⁶ C. W. Oseen, Arch. f. Math und Phys, 24, 168, 1915.

⁷ H. Lamb, Hydrodynamic, 1930, p. 573.

противления c_w изменяется, причем с увеличением удлинения пластинки он возрастает сначала быстро, а затем медленно, приближаясь к значению $c_w=2$ при $\delta=\infty$.

Влияние удлинения пластинки на коэффициент ее сопротивления обследовано многими экспериментаторами (Фепиль¹, Стентон, Эйффель, Рынин, Вивельсбергер, Флакебарт), причем значения коэффициентов для пластинок одинаковых удлинений по опытам различных авторов расходятся между собой относительно мало. Так как данные о сопротивлении прямоугольных пластинок, поставленных под углом 90° в потоке, необходимы для построения кривых c_w при углах от 0 до 90° , то результаты соответствующих испытаний сведены в таблицу 19 и построены в виде кривой на фиг. 47.

Таблица 19

Коэффициенты сопротивления c_w плоских пластинок

1	Автор	Вивельс- бергер	Флакс- барт	Рынин	Фепиль	Стен- тон	Эйффель
	Удлинение						
2	1,000	1,100	1,160	1,136	1,110	1,072	1,056
3	0,666	—	—	—	1,121	—	1,087
4	0,500	1,155	1,171	1,170	1,154	—	—
5	0,333	—	1,195	1,203	1,199	1,093	1,13
6	0,25	0,189	—	1,238	1,243	—	—
7	0,20	—	1,206	—	1,265	1,125	—
8	0,1665	—	—	1,261	1,287	—	1,161
9	0,125	1,275	—	—	1,321	—	—
10	0,111	—	—	1,318	—	—	—
11	0,100	1,287	1,230	—	1,343	1,232	1,203
12	0,08	—	—	—	—	—	1,257
13	0,0685	—	—	—	—	—	1,320
14	0,0558	1,397	1,495	—	—	—	—
15	0,05	—	—	—	—	1,371	1,415
16	0,033	—	1,635	—	—	—	1,467
17	0,024	—	—	—	—	—	1,552
18	0,02	—	—	—	—	—	1,552
19	0	2,011	1,973	—	—	—	—

Из рассмотрения этой кривой мы видим, что коэффициент сопротивления c_w имеет своего рода критическую точку перегиба при значении $\frac{1}{\delta}=0,10$, что, вообще говоря, является практическим пределом для гребных колес.

Значения коэффициента сопротивления, в соответствии с этой кривой, приведены в таблице 20 и на графике фиг. 48, где коэффициент c_w изображен в функции δ . На основе кривой на фиг. 48 могут быть окончательно приняты приведенные в таблице 21 значения c_w для прямоугольной пластинки, поставленной в потоке под углом $\varphi=90^\circ$. Эти значения c_w в дальнейшем будут рассматриваться как исходные

¹ O. F ö p p l, Windkräfte an ebenen und gewölbten Platten, Jahrbuch der Motorluftschiff Studiengesellschaft, IV, 1910/11.

Таблица 20

Средние значения коэффициента сопротивления прямоугольных пластинок по данным различных экспериментаторов

δ	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
c_w	1,120	1,140	1,165	1,185	1,215	1,235	1,250	1,270	1,285	1,300

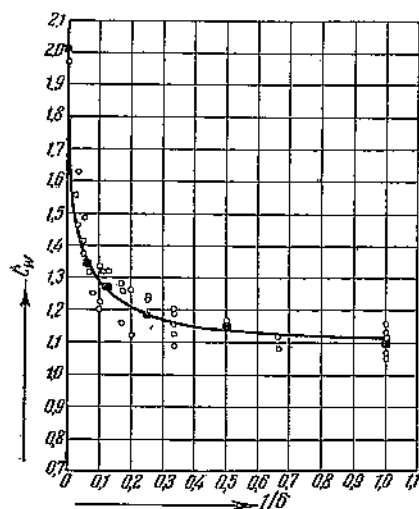
Таблица 21

Приятые значения для коэффициента сопротивления прямоугольной пластинки, поставленной в потоке под углом в 90°

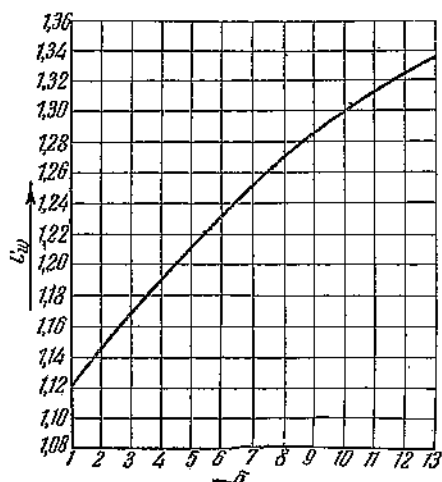
δ	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
c_w	1,120	1,144	1,168	1,191	1,212	1,233	1,251	1,270	1,285	1,300

величины коэффициента силы сопротивления для пластинок данной формы.

Если плоская пластинка поставлена в потоке под углами в 90° и 0° , то коэффициент подъемной силы c_p равняется нулю. При всех промежуточных



Фиг. 47. Коэффициент сопротивления C_w для прямоугольной пластинки, поставленной в потоке под углом в 90°

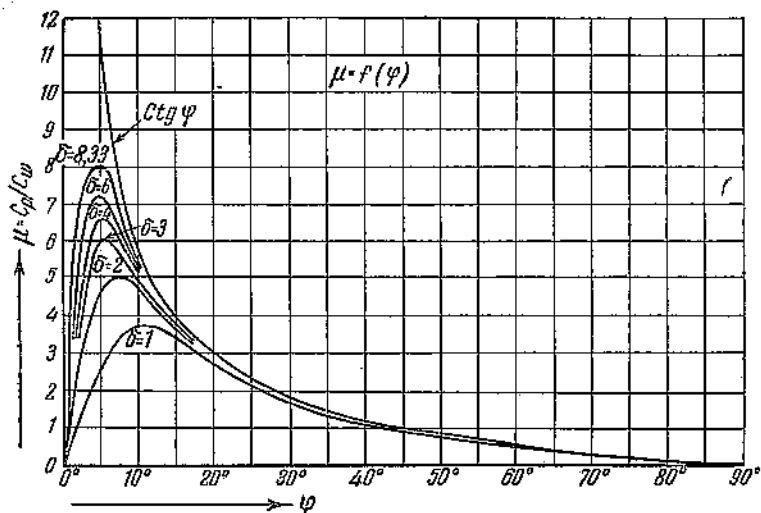


Фиг. 48. Кривая нормального сопротивления прямоугольной пластинки

жуточных значениях угла атаки коэффициент c_p имеет значения больше нуля, причем для каждого удлинения имеется свой критический угол, до которого происходит резкое увеличение c_p , а затем начинается постепенное его падение до нуля с увеличением угла атаки ϕ . При увеличении удлинения пластинки максимум c_p смещается влево, т. е. в сторону малых углов атаки, с одновременным понижением

абсолютной величины этого максимума. Однако при больших удлинениях пластинки кривая $c_p = f(\varphi)$ идет более полого, без резких пик, а с повышением угла φ сравнивается с кривыми малых удлинений и даже несколько превосходит их.

Коэффициент качества μ при углах $\varphi = 0$ и 90° превращается в нуль, имея вид плавной кривой с определенным максимумом. Этот максимум, как можно видеть из фиг. 49, получается тем боль-



Фиг. 49. Коэффициент качества плоских пластинок по вторым опытам Фепля

шим, чем больше удлинение пластинки, т. е. за счет соответствующего повышения коэффициента сопротивления c_w получается обратная картина по сравнению с c_p в отношении абсолютной величины максимума и вполне тождественная в отношении смещения максимума влево при увеличении удлинения пластинки.

Вместе с тем можно отметить весьма характерное явление, заключающееся в том, что влияние удлинения пластинки на ее качество проявляется лишь при малых углах атаки φ . При углах атаки $\varphi > 45^\circ$ кривые качества пластинок различных удлинений сливаются в одну кривую линию.

Кроме того для всех значений угла атаки коэффициент качества

$$\mu = \frac{c_p}{c_w} = \operatorname{ctg} \vartheta < \operatorname{ctg} \varphi.$$

Это говорит о том, что равнодействующая сил сопротивления R отклонена от перпендикуляра к плоскости пластинки назад. Это отклонение, т. е. разница между углами φ и ϑ , получается значительным при малых углах φ и почти равно нулю при больших значениях угла атаки.

Коэффициент качества плоских и изогнутых пластинок. Изложенное выше дает основание при последовании вопроса в первом приближении принять равенство углов ϑ и φ , что доказывается многими опытными материалами.

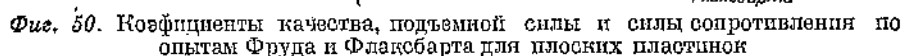
Данные о сопротивлении пластинок по опытам Фруда

φ	$\delta=2$						$\delta=1$					
	5	10	20	30	40	50	5	10	20	30	40	50
C_p	0,254	0,548	0,872	0,784	0,744	0,675	0,461	0,375	0,850	1,18	1,25	0,78
C_m	0,034	0,099	0,313	0,434	0,605	0,800	0,036	0,085	0,313	0,700	0,703	0,882
μ	7,47	5,23	2,79	1,69	1,18	0,845	4,47	4,43	2,74	1,685	1,78	0,885

Данные о сопротивлении пластинок по опытам Флаксбарта

δ	$\delta=1$						$\delta=5$					
	5	10	20	30	40	50	5	10	20	30	40	50
C_p	0,162	0,363	0,820	1,18	$\frac{1,37}{0,83}$	0,715	0,375	0,722	0,814	0,875	0,768	0,680
C_m	0,035	0,089	0,305	0,700	$\frac{1,10}{0,705}$	0,98	0,040	0,129	0,302	0,500	0,635	0,795
μ	4,63	4,08	2,69	1,685	$\frac{1,25}{1,18}$	0,852	9,37	5,60	2,695	1,75	1,21	0,856

Прежде чем перейти к окончательным выводам в отношении коэффициента качества μ , рассмотрим, что дают опыты Фруда¹ и новые

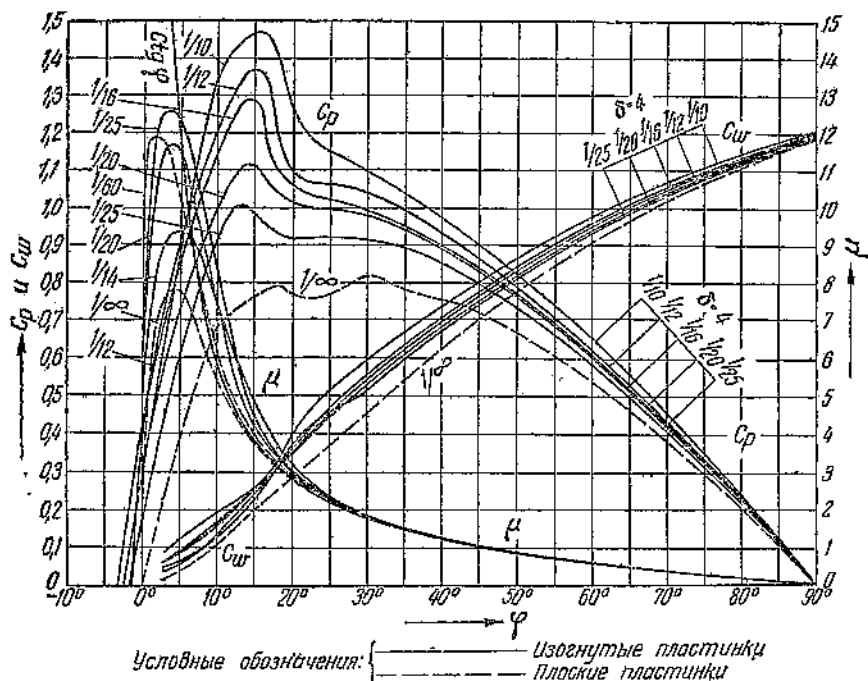


Опыты подтверждают полную возможность принятия для плоских пластинок значения коэффициента качества:

$$\mu \approx \operatorname{ctg} \varphi.$$

¹ A. M a l l o c k, Note on experiments made by R. E. Froude on the force operating on plane and curved surfaces when travelling at various speeds in water, Rep. № 16, A. C. A. 1909/10.

Сделав вывод о возможности принятия хотя бы в первом приближении коэффициента качества пластинки равным котангенсу



Фиг. 51. Коэффициенты качества подъемной силы и силы сопротивления изогнутых пластинок по опытам Фейпиля

угла атаки, рассмотрим, каким образом изменяется угол атаки φ при изменении угла α .

20. Изменение угла атаки φ в зависимости от угла действия α , поступи λ и эксцентриксового отношения ξ

Угол атаки φ зависит от углов α , θ и γ .

В соответствии с формулой (15) угол атаки:

$$\varphi = \alpha - (\theta + \gamma).$$

Таким образом, угол атаки лопастного элемента является функцией от трех независимых величин: угла действия лопастного элемента, эксцентриксового отношения и поступи.

Из выражений (14) и (29) мы имеем:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \gamma &= \frac{\lambda - \cos \alpha}{\sin \alpha} = f(\alpha, \lambda); \\ \sin \theta &= \xi \sin \alpha = f(\alpha, \xi). \end{aligned}$$

Угол действия лопасти α , вполне естественно, имеет решающее влияние на угол атаки φ , так как два других угла θ и γ , отражая влияние ξ и λ , являются также функциями угла α .

Формула для тригонометрической функции угла атаки. Выведем выражения, связывающие тригонометрические функции угла φ с независимыми переменными.

Прежде всего найдем выражение для синуса угла атаки:

$$\sin \varphi = \sin [\alpha - (\gamma + \theta)] = \sin \alpha \cdot \cos (\theta + \gamma) - \cos \alpha \cdot \sin (\theta + \gamma).$$

Имеем:

$$\cos (\theta + \gamma) = \cos \theta \cdot \cos \gamma - \sin \theta \cdot \sin \gamma.$$

Для тригонометрических функций углов γ и θ находим соответствующие выражения:

$$\cos \gamma = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\lambda - \cos \alpha}{\sin \alpha} \right)^2}} = \frac{\sin \alpha}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}};$$

$$\sin \gamma = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \gamma}} = \frac{\lambda - \cos \alpha}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}};$$

$$\sin \theta = \xi \cdot \sin \alpha;$$

$$\cos \theta = \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}.$$

Подставляя эти выражения в формулу $\cos (\theta + \gamma)$, получим:

$$\begin{aligned} \cos (\theta + \gamma) &= \frac{\sin \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \xi \cdot \sin \alpha (\lambda - \cos \alpha)}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}} = \\ &= \frac{\sin \alpha (\sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \lambda \xi + \xi \cdot \cos \alpha)}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}}. \end{aligned}$$

Таким же способом находим выражение для синуса суммы углов θ и γ :

$$\begin{aligned} \sin (\theta + \gamma) &= \sin \theta \cdot \cos \gamma + \cos \theta \cdot \sin \gamma = \\ &= \frac{\xi \cdot \sin^2 \alpha + (\lambda - \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}}. \end{aligned}$$

Подставив выражения косинуса и синуса суммы углов θ и γ , получаем для $\sin \varphi$ следующее выражение:

$$\begin{aligned} \sin \varphi &= \frac{\sin^2 \alpha (\sqrt{1 - \xi^2 \sin^2 \alpha} - \lambda \xi + \xi \cos \alpha)}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}} - \\ &- \frac{\cos \alpha [\xi \sin^2 \alpha + (\lambda - \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}]}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}} \end{aligned}$$

или:

$$\sin \varphi = \frac{(1 - \lambda \cdot \cos \alpha) \sqrt{1 + \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \lambda \xi \cdot \sin^2 \alpha}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}}. \quad (64)$$

Рассмотрим это выражение прежде всего для частных случаев. При $\alpha = 0^\circ$

$$\sin \varphi = \frac{1 - \lambda}{\sqrt{(1 - \lambda)^2}} = 1. \quad (62)$$

Таким образом, независимо от λ и ξ , при нижнем положении лопасти угол атаки равен 90° , т. е. пластинка будет расположена под углом 90° к потоку. Это обстоятельство является очень существенным при изучении действия лопасти, так как всегда придется иметь дело с большими углами действия, — до 90° включительно. При $\alpha = 90^\circ$

$$\sin \varphi = \frac{\sqrt{1 - \xi^2} - \lambda \xi}{\sqrt{1 + \lambda^2}}. \quad (63)$$

При $\xi = 1$ и $\lambda = 1$

$$\sin \varphi = -\frac{1}{\sqrt{2}},$$

т. е. $\varphi = -45^\circ$.

Таким образом, угол атаки может быть и отрицательным, что для плоских пластинок будет соответствовать случаям торможения. Для выпуклых пластинок при малых отрицательных углах атаки может быть получен и положительный упор.

Условие безударного входа лопасти. Имея выражение для тригонометрической функции угла атаки, мы можем вывести условие для безударного входа лопасти, т. е. для входа лопасти с нулевым углом атаки.

Приравнявая для этого $\sin \varphi = 0$, согласно выражению (61) получим:

$$\begin{aligned} (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} &= \lambda \cdot \xi \cdot \sin^2 \alpha; \\ (1 - \lambda \cdot \cos \alpha)^2 (1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha) &= \lambda^2 \xi^2 \cdot \sin^4 \alpha; \\ (1 - \lambda \cdot \cos \alpha)^2 - (1 - \lambda \cdot \cos \alpha)^2 \cdot \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha &= \lambda^2 \xi^2 \cdot \sin^4 \alpha; \\ (1 - \lambda \cdot \cos \alpha)^2 &= \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha (\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha + 1 - 2\lambda \cdot \cos \alpha + \lambda^2 \cdot \cos^2 \alpha); \\ (1 - \lambda \cdot \cos \alpha)^2 &= \xi \cdot \sin^2 \alpha (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha). \end{aligned}$$

Отсюда:

$$\xi^2 = \frac{(1 - \lambda \cdot \cos \alpha)^2}{\sin^2 \alpha (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha)}.$$

Таким образом, может быть написана следующая формула для определения эксцентрикового отношения, обеспечивающего безударный вход лопасти:

$$\xi_0 = \frac{1 - \lambda \cdot \cos \alpha}{\sin \alpha \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}}. \quad (64)$$

Выведенная формула дает максимальное значение ξ , которое может быть допущено при заданных значениях α и λ .

Возьмем угол $\alpha = 60^\circ$ как практический предел для гребных колес. Для этого угол будем иметь по (61):

$$\sin \varphi = \frac{(1 - 0,5\lambda) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot 0,75} - 0,75\lambda \xi}{\sqrt{1 + \lambda^2 - \lambda}}.$$

При эксцентрикном отношении $\xi=1$

$$\sin \varphi = \frac{(1-0,5\lambda) 0,5-0,75\lambda}{\sqrt{1+\lambda^2-\lambda}} = \frac{0,5-\lambda}{\sqrt{1+\lambda^2-\lambda}}.$$

Следовательно, при $\alpha=60^\circ$ и $\xi=1$ значение поступи не может быть больше 0,5, чтобы не было торможения при входе. Для увеличения поступи необходимо уменьшить ξ .

21. Влияние эксцентрикного отношения ξ на эффективность действия лопасти

Имея выведенные выражения для синуса угла атаки (64) и для эксцентрикного отношения, обеспечивающего безударный вход лопасти (64):

$$\sin \varphi = \frac{(1-\lambda \cdot \cos \alpha) \sqrt{1-\xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \lambda \xi \cdot \sin^2 \alpha}{\sqrt{1+\lambda^2-2\lambda \cdot \cos \alpha}}$$

и

$$\xi_0 = \frac{1-\lambda \cdot \cos \alpha}{\sin \alpha \sqrt{1+\lambda^2-2\lambda \cdot \cos \alpha}},$$

можно проследить действие лопастного элемента в отношении изменения угла атаки φ , начиная с любого угла входа до нулевого положения. В самом деле, каждому значению поступи в рассматриваемом секторе действия будет соответствовать вполне определенное значение эксцентрикного отношения, которое далее будет сохраняться уже постоянным для всех углов действия, меньших исходного. В результате должен получиться пучок кривых $\lambda=\text{const}$ в координатах $\alpha-\varphi$, выходящих из одной точки $\varphi=0$ при выбранном угле захода и проходящих в одну точку $\varphi=90^\circ$ при $\alpha=0$.

Подобный подсчет угла захода $\alpha_0=60^\circ$ приведен в таблице 24.

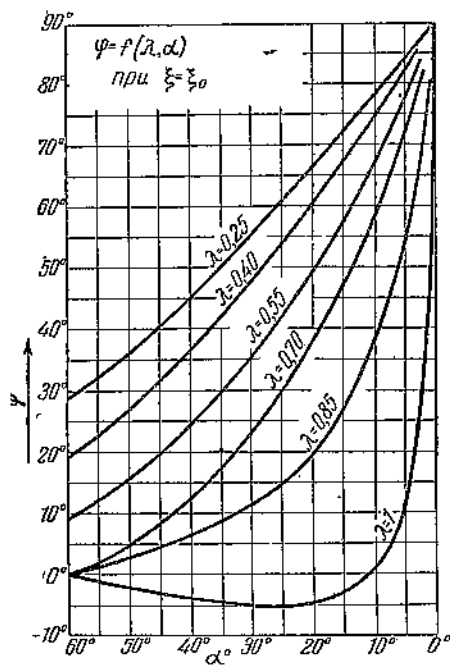
Таблица 24

Значения $\sin \varphi$ по формуле (61)

	λ	1	0,85	0,70	0,55	0,40	0,25
$\alpha_0 \backslash \xi_0$		0,58	0,71	0,85	0,96*	1,06*	1,12*
1	60°	0,000	0,000	0,000	0,165	0,328	0,482
2	45°	-0,030	0,0738	0,151	0,326	0,525	0,643
3	30°	-0,063	0,191	0,389	0,605	0,749	0,826
4	15°	-0,021	0,465	0,741	0,846	0,924	0,956
5	0°	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
6	Соответствующие значения углов φ						
7	60°	0°00'	0°00'	0°00'	9°30'	19°10'	28°50'
8	45°	-3°08'	4°55'	8°40'	19°05'	31°40'	40°00'
9	30°	-4°33'	11°00'	22°50'	37°15'	48°30'	55°40'
10	15°	-2°38'	27°50'	47°50'	57°40'	67°30'	73°09'

* Для расчета $\sin \varphi$ принята $\xi=0,85$.

Нанося данные подсчета угла φ на диаграмму (фиг. 52), мы получим кривые, которые дают картину изменения углов атаки лопастного элемента в зависимости от угла действия при каждой выбранной поступи.



Фиг. 52. Изменение угла атаки лопасти в зависимости от угла действия и поступи при эксцентриситете, соответствующем условию безударного входа

С другой стороны, мы можем несколько повысить ξ при $\alpha < 30^\circ$, удерживая тем самым угол атаки постоянным и равным оптимальному его значению.

Для поставленных условий произведем числовой подсчет, результаты которого приведены в таблице 25.

Таблица 25 -

Угол атаки для $\lambda=0,85$

Резим	α°	Угол действия	60°	45°	30°	15°	0°
$\xi=0,71$	φ		0°	$4,9^\circ$	11°	$27,8^\circ$	90°
Переменное ξ	ξ		$0,62$	$0,70$	$0,87$	$0,87$	$0,87$
	φ		$5,0^\circ$	$5,5^\circ$	$5,5^\circ$	$25,8^\circ$	90°

Взяв для оценки коэффициента качества μ данные Флансбарта (фиг. 50) и пользуясь формулой для к. н. д. лопастного элемента,

мы можем проследить, как изменяется к. п. д. в этих двух случаях.

К. п. д. лопастного элемента по выражению (43) следующий:

$$\eta = \lambda \frac{\mu \cdot \sin \alpha + \cos \alpha - \lambda}{\mu \cdot \sin \alpha - \lambda \cdot \cos \alpha + 1} = \frac{\mu \cdot \sin \alpha + \cos \alpha - \lambda}{\mu \cdot \sin \alpha - \cos \alpha + 1/\lambda}.$$

По этой формуле произведен подсчет к. п. д. (таблица 26), результаты которого даны на фиг. 53 в виде кривых изменения к. п. д. в зависимости от угла α . Этот подсчет показывает, что при переменном эксцентриситете к. п. д. лопастного элемента при больших углах действия сильно повышается.

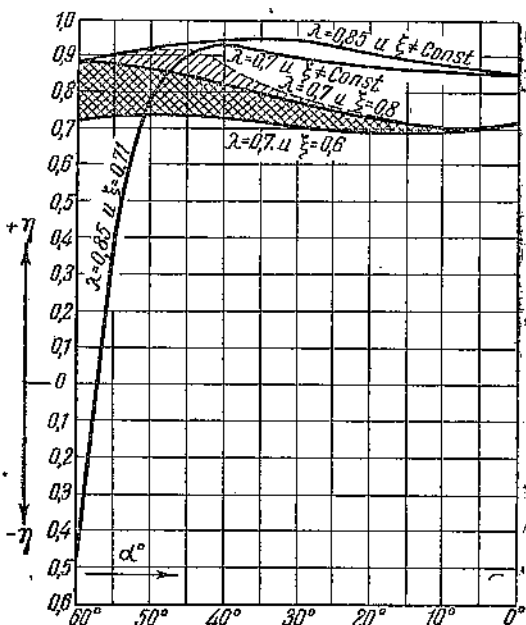
Однако этот пример не может рассматриваться как особенно характерный, так как здесь мы имеем случай работы лопастного элемента с малым скольжением. Для скольжений более высоких разница должна получиться более значительной.

Возьмем поступь в 70%, т. е. скольжение $s = 0,30$. Сектор действия сохраняем тот же, т. е. $\alpha_0 = 60^\circ$.

Задачу поставим таким образом. Берем два постоянных значения эксцентрикового отношения, например, $\xi = 0,80$ и $\xi = 0,60$, и производим для них подсчет кривых полезного действия, а затем строим кривую с переменным эксцентриситетом, которая будет определять максимум полезного действия при заданных условиях.

Принято $\lambda = 0,7$; значения углов взяты те же, что и выше, т. е. $60^\circ, 45^\circ, 30^\circ$ и 15° . Результаты подсчета приведены в таблице 27 и нанесены на тот же график (фиг. 53), из которого видно, что кривая полезного действия при $\xi = 0,80$ идет значительно выше, чем при $\xi = 0,60$, в особенности в начальные моменты действия, где разница достигает 22%.

Обращаясь к построению кривой полезного действия при переменном эксцентриситете, отмечаем, что при $\lambda = 0,70$ и $\alpha = 60^\circ$ эффективное эксцентриковое отношение будет близким к значению $\xi = 0,80$, вследствие чего начальный момент действия будет совпадать с кривой при $\xi = 0,80$; далее кривая пойдет вверх до углов действия, ограничиваемых конструктивными условиями. Так как значение $\xi \approx 0,90$ будет соответствовать углам действия, меньшим 45° , то для углов α , спуска-



Фиг. 53. Сопоставление кривых изменений коэффициента полезного действия лопасти в зависимости от угла погружения при $\xi = \text{const}$ и $\xi \neq \text{const}$

Подсчет коэффициента полезного действия при $\lambda=0,85$

1	Угол действия α	60°	45°	30°	15°	0°
2	$\cos \alpha - \lambda$	-0,35	-0,143	+0,016	+0,116	+0,15
3	$\cos \alpha - \frac{1}{\lambda}$	-0,675	-0,468	-0,309	-0,209	-0,175
4	$\sin \alpha$	0,866	0,707	0,500	0,2588	0,000
5	$\xi = \xi_0 = 0,71 \left\{ \begin{array}{l} \varphi^\circ \dots\dots\dots \\ \mu \dots\dots\dots \\ \mu \cdot \sin \alpha \dots\dots\dots \\ \eta \dots\dots\dots \end{array} \right.$	0°	4,9°	11°	27,8°	90°
6		0	9,3	5,2	1,85	0
7		0	6,53	2,60	0,478	0
8		-0,52	0,91	0,897	0,865	0,85
9	Переменный эксцентриситет $\left\{ \begin{array}{l} \xi \dots\dots\dots \\ \varphi \dots\dots\dots \\ \mu \dots\dots\dots \\ \mu \cdot \sin \alpha \dots\dots\dots \\ \eta \dots\dots\dots \end{array} \right.$	0,62	0,70	0,87	1,87	0,87
10		5,5°	5,5°	5,5°	25,8°	90°
11		9,4	9,4	9,4	2,15	0
12		8,12	6,65	4,70	0,555	0
13		0,885	0,920	0,940	0,880	0,85

Таблица 27

Подсчет угла атаки φ и коэффициент полезного действия η по формулам (61) и (43)

1	α°	60°		45°		30°		15°	
2	$\cos \alpha$	0,500		0,707		0,866		0,966	
3	$\sin^2 \alpha$	0,750		0,500		0,250		0,067	
4	$\sqrt{1,49 - 1,4 \cos \alpha}$	0,889		0,707		0,529		0,374	
5	ξ	0,8	0,6	0,8	0,6	0,8	0,6	0,8	0,6
6	$0,7 \xi \cdot \sin^2 \alpha$	0,4200	0,3150	0,2800	0,2100	0,1400	0,1050	0,0875	0,0283
7	$1 - 0,7 \cos \alpha$	0,650	0,650	0,505	0,505	0,394	0,394	0,324	0,324
8	$\sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}$	0,722	0,854	0,825	0,906	0,917	0,954	0,979	0,989
9	$\sin \varphi$	0,0551	0,270	0,1935	0,351	0,418	0,512	0,749	0,781
10	φ	4,25°	15,60°	11,20°	20,50°	24,70°	30,80°	48,50°	51,30°
11	μ	9,2	3,6	5,5	2,8	2,2	1,7	0,9	0,8
12	$\cos \alpha - \lambda$	-0,200		0,007		0,166		0,266	
13	$\cos \alpha - \frac{1}{\lambda}$	-0,93		-0,723		-0,564		-0,464	
14	$\sin \alpha$	0,866		0,707		0,500		0,259	
15	$\mu \cdot \sin \alpha$	7,970	3,420	3,890	1,980	1,100	0,850	0,233	0,207
16	η	0,873	0,720	0,845	0,733	0,765	0,710	0,715	0,705

ющихся до значений 40° , действие лопастного элемента будет проходить с максимальным эффектом. Кривая на диаграмме (фиг. 53), соответствующая значению $\xi \neq \text{const}$, проведена пунктиром.

Построенные кривые изменения полезного действия лопастного элемента дают возможность сделать ряд существенных выводов относительно влияния величины эксцентриксового отношения на эффективность лопасти. Выводы эти следующие.

А. Выбор эксцентриксового отношения должен вестись из условия эффективного, а не безударного входа, причем условие эффективности входа определяется углом φ , равным от 5 до 8° . Величина ξ_0 , определенная по выведенной выше формуле, может служить лишь первым приближением при определении ξ_e .

Б. Действие лопасти при безударном входе в большинстве случаев будет проходить при отрицательном к. п. д.; в особенности (фиг. 44) это будет относиться к случаям малых скольжений. Так, при скольжении $s < 0,45$ отрицательный к. п. д. при безударном входе, т. е. при $\mu = 0$, будет получаться уже при $\alpha = 30^\circ$.

В. Выбор эффективного эксцентриксового отношения дает значительные преимущества по сравнению с эксцентриксовым отношением, меньшим ξ_e . Это хорошо выявляет сравнение кривых $\lambda = 0,7$ и $\xi = 0,8$ и $\lambda = 0,7$ и $\xi = 0,6$. Первая кривая при всех углах действия идет значительно выше второй.

Г. Переменное эксцентриксовое отношение будет давать преимущество даже по сравнению с ξ_e , не говоря уже о ξ меньших ξ_e . Это обстоятельство прекрасно иллюстрируется пунктирной кривой на построенной диаграмме, которая после угла входа идет к максимуму.

Д. При безударном входе кривая от отрицательных углов пойдет к максимуму, причем этот максимум будет выше кривой для ξ_e , для которой максимум будет при входе; однако отрицательное полезное действие будет аннулировать преимущества этого максимума.

Е. При переменном эксцентриксовом отношении кривая полезного действия будет свободной от отрицательных значений η , начинаясь из точки ξ_e , и будет затем идти к максимуму. Таким образом, переменный эксцентриситет будет сочетать преимущества обоих случаев — безударного и эффективного входов.

Ж. Выбор эксцентриксового отношения, а также выводы о влиянии последнего на эффективность действия гребного колеса не могут вестись независимо от скольжения и от угла действия лопасти. При различных углах действия и различных скольжениях не только относительный, но и абсолютный эффекты могут получиться различными: в одних случаях нам придется иметь дело только с переходом от эффективного ξ_e к случаю $\xi \neq \text{const}$, тогда как в других случаях будем иметь дело с переходами от $\xi \leq \xi_e$ к значениям эффективных эксцентриксовых отношений.

З. С точки зрения полезного действия лопасти выявляется возможность создания многооборотных гребных колес; для этого необходимо изменить конструкцию поворотного механизма таким образом, чтобы при всех углах действия обеспечивалось эффективное эксцентриксовое отношение ξ_e . При этом могут быть обеспечены высокие значения к. п. д. (фиг. 43) даже при скольжениях $s = 80\%$ и выше. Таким

образом, при заданных значениях скорости и диаметра колеса может быть значительно поднято число оборотов, так как скольжение гребного колеса, равное:

$$s = 1 - \frac{v}{\pi n D},$$

даже при $n = \infty$ будет стремиться к единице, но не больше.

При этих условиях, безусловно, получится низкий упор, но это будет компенсироваться за счет высокого числа оборотов. Подробно о многооборотных колесах будет сказано после анализа уравнения упора.

22. Условие эффективного входа лопасти в невозмущенную жидкую среду

Прежде чем перейти к составлению и исследованию уравнения упора лопасти гребного колеса, необходимо найти выражение для эксцентрисического отношения ξ_e , определяющее условие эффективного входа лопасти.

Согласно формуле (8) мы имеем:

$$\operatorname{ctg} \varphi = f(\alpha, \lambda \text{ и } \xi).$$

Берем исходные данные по формуле (15), (14) и (29'):

$$\varphi = \alpha - (\theta + \gamma);$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\lambda - \cos \alpha}{\sin \alpha};$$

$$\sin \theta = \xi \cdot \sin \alpha.$$

В соответствии с формулой (15) будем иметь:

$$\operatorname{ctg} \varphi = \operatorname{ctg} [\alpha - (\theta + \gamma)] = \frac{\operatorname{ctg} \alpha \operatorname{ctg} (\theta + \gamma) + 1}{\operatorname{ctg} (\theta + \gamma) - \operatorname{ctg} \alpha};$$

$$\operatorname{ctg} (\theta + \gamma) = \frac{\operatorname{ctg} \theta \cdot \operatorname{ctg} \gamma + 1}{\operatorname{ctg} \gamma + \operatorname{ctg} \theta}.$$

При этом:

$$\operatorname{ctg} \gamma = \frac{1}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{\sin \alpha}{\lambda - \cos \alpha};$$

$$\operatorname{ctg} \theta = \frac{\cos \theta}{\sin \theta} = \frac{\sqrt{1 - \sin^2 \theta}}{\sin \theta} = \frac{\sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}}{\xi \cdot \sin \alpha};$$

$$\operatorname{ctg} \theta \cdot \operatorname{ctg} \gamma = \frac{\sin \alpha \cdot \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}}{(\lambda - \cos \alpha) \cdot \xi \cdot \sin \alpha};$$

$$\operatorname{ctg} \gamma + \operatorname{ctg} \theta = \frac{\sin \alpha}{\lambda - \cos \alpha} + \frac{\sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}}{\xi \cdot \sin \alpha}.$$

Подставляя отдельные величины в общее выражение $\operatorname{ctg}(\theta + \gamma)$, будем иметь:

$$\begin{aligned}\operatorname{ctg}(\theta + \gamma) &= \frac{\frac{\sin \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - 1}{(\lambda - \cos \alpha) \xi \cdot \sin \alpha}}{\frac{\sin \alpha}{\lambda - \cos \alpha} + \frac{\sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}}{\xi \cdot \sin \alpha}} = \\ &= \frac{\sin \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \xi \cdot \sin \alpha (\lambda - \cos \alpha)}{\xi \cdot \sin \alpha (\lambda - \cos \alpha)} = \\ &= \frac{\xi \cdot \sin^2 \alpha + (\lambda - \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}}{(\lambda - \cos \alpha) \cdot \xi \cdot \sin \alpha} = \\ &= \frac{\sin \alpha [\sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \xi (\lambda - \cos \alpha)]}{\xi \cdot \sin^2 \alpha + (\lambda - \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}}.\end{aligned}$$

В соответствии с этим выражение котангенса угла атаки получает следующий вид:

$$\begin{aligned}\operatorname{ctg} \varphi &= \frac{\operatorname{ctg} \alpha \frac{\sin \alpha [\sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \xi (\lambda - \cos \alpha)]}{\xi \cdot \sin^2 \alpha + (\lambda - \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}} + 1}{\frac{\sin \alpha [\sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \xi (\lambda - \cos \alpha)]}{\xi \cdot \sin^2 \alpha + (\lambda - \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}} - \operatorname{ctg} \alpha} = \\ &= \frac{\cos \alpha [\sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \xi (\lambda - \cos \alpha)] + [\xi \cdot \sin^2 \alpha + (\lambda - \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}]}{\xi \cdot \sin^2 \alpha + (\lambda - \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}} = \\ &= \frac{\sin^2 \alpha [\sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \xi (\lambda - \cos \alpha)] - \cos \alpha [\xi \cdot \sin^2 \alpha + (\lambda - \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}]}{\sin \alpha [\xi \cdot \sin^2 \alpha + (\lambda - \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}]} = \\ &= \sin \alpha \frac{\cos \alpha [\sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \xi (\lambda - \cos \alpha)] + [\xi \cdot \sin^2 \alpha + (\lambda - \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}]}{\sin^2 \alpha [\sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \xi (\lambda - \cos \alpha)] - \cos \alpha [\xi \cdot \sin^2 \alpha + (\lambda - \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}]} = \frac{x}{y}, \\ x &= \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \xi \cdot \cos \alpha (\lambda - \cos \alpha) + \xi \cdot \sin^2 \alpha + \\ &+ \lambda \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} = -\xi \cdot \cos \alpha \cdot \lambda + \\ &+ \xi \cdot \cos^2 \alpha + \xi \cdot \sin^2 \alpha + \lambda \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} = \xi - \xi \lambda \cdot \cos \alpha + \\ &+ \lambda \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} = \xi (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) + \lambda \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}; \\ y &= \sin^2 \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \xi \cdot \sin^2 \alpha (\lambda - \cos \alpha) - \xi \cdot \cos \alpha \sin^2 \alpha - \\ &- \cos \alpha \cdot (\lambda - \cos \alpha) \cdot \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} = \sin^2 \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \\ &- \xi \lambda \cdot \sin^2 \alpha + \xi \cdot \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha - \xi \cdot \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha - \\ &- \lambda \cdot \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} + \cos^2 \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} = \\ &= \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \xi \lambda \cdot \sin^2 \alpha - \lambda \cdot \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} = \\ &= (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \xi \lambda \cdot \sin^2 \alpha.\end{aligned}$$

Окончательно будем иметь следующее выражение $\operatorname{ctg} \varphi$:

$$\operatorname{ctg} \varphi = \frac{x}{y} = \frac{\sin \alpha [\xi (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) + \lambda \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}]}{\sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) - \xi \lambda \cdot \sin^2 \alpha},$$

или:

$$\operatorname{ctg} \varphi = \frac{\sin \alpha [\xi (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) + \lambda \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}]}{(1 - \lambda \cdot \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \xi \lambda \cdot \sin^2 \alpha} \quad (65)$$

Чтобы проверить правильность выведенной формулы для рассматриваемой тригонометрической функции угла атаки, находим, исходя из этой функции, условие безударного входа.

Для выполнения этого условия необходимо, чтобы: $\frac{1}{\operatorname{ctg} \varphi}$ было равно нулю, что приводит к уравнению для определения ξ_0 :

$$\xi_0 \lambda \cdot \sin^2 \alpha = (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi_0^2 \cdot \sin^2 \alpha}.$$

Решая это уравнение относительно ξ_0 , получаем:

$$\xi^2 \lambda^2 \cdot \sin^4 \alpha = (1 - \lambda \cdot \cos \alpha)^2 (1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha);$$

$$\xi^2 [\lambda^2 \cdot \sin^4 \alpha + \sin^2 \alpha (1 - \lambda \cdot \cos \alpha)^2] = (1 - \lambda \cdot \cos \alpha)^2;$$

$$\begin{aligned} \xi_0 &= \frac{1 - \lambda \cdot \cos \alpha}{\sin \alpha [\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha + (1 - \lambda \cdot \cos \alpha)^2]^{1/2}} = \\ &= \frac{1 - \lambda \cdot \cos \alpha}{\sin \alpha \sqrt{\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha + 1 - 2\lambda \cdot \cos \alpha + \lambda^2 \cdot \cos^2 \lambda}}. \end{aligned}$$

Преобразовав выражение под радикалом, будем иметь:

$$\xi_0 = \frac{1 - \lambda \cdot \cos \alpha}{\sin \alpha \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}}.$$

Таким образом, мы получили выражение (64) для ξ_0 , выведенное иным путем из формулы (61) для синуса угла атаки φ .

Переходя к выводу условия для эффективного входа, примем, что при эффективном входе коэффициент качества μ должен достигать своего максимума. Это обстоятельство приводит к выбору определенного угла атаки при входе лопасти в жидкую среду.

На основании опытных данных с пластинками для эффективного угла можно принять значение около $5^\circ 45'$, для которого котангенс угла будет равен 10.

В соответствии с этим и исходя из выражения для $\operatorname{ctg} \varphi$ (65), будем иметь уравнение:

$$\begin{aligned} \sin \alpha [\xi (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) + \lambda \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}] &= \\ = 10 (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - 10 \xi \lambda \cdot \sin^2 \alpha. \end{aligned}$$

Производим необходимые преобразования:

$$\begin{aligned} \xi \cdot \sin \alpha (1 - \lambda \cdot \cos \alpha + 10\lambda \cdot \sin \alpha) &= 10 (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \\ &- \lambda \cdot \sin \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}; \\ \xi \cdot \sin \alpha [(1 - \lambda \cdot \cos \alpha) + 10\lambda \cdot \sin \alpha] &= \\ = \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} [10 (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) - \lambda \cdot \sin \alpha]; \end{aligned}$$

возводим обе части уравнения в квадрат:

$$\begin{aligned} \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha [(1 - \lambda \cdot \cos \alpha)^2 + 20\lambda \cdot \sin \alpha (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) + \\ + 100\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha] &= (1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha) [100 (1 - \lambda \cdot \cos \alpha)^2 - \\ &- 20\lambda \cdot \sin \alpha (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) + \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha]; \end{aligned}$$

переносим ξ в левую часть уравнения:

$$\begin{aligned} \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha [(1 - \lambda \cdot \cos \alpha)^2 + 20\lambda \cdot \sin \alpha (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) + \\ + 100\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha + 100(1 - \lambda \cdot \cos \alpha)^2 - 20\lambda \cdot \sin \alpha (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) + \\ + \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha] = 100(1 - \lambda \cdot \cos \alpha)^2 - \\ - 20\lambda \cdot \sin \alpha (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) + \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha. \end{aligned}$$

Отсюда:

$$\xi = \frac{10(1 - \lambda \cdot \cos \alpha) - \lambda \cdot \sin \alpha}{\sin \alpha \sqrt{101(1 - \lambda \cdot \cos \alpha)^2 + 101\lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}}.$$

Вынося число 101 за знак радикала, будем иметь для определения эффективного эксцентриксового отношения следующую формулу:

$$\xi_e = \frac{10(1 - \lambda \cdot \cos \alpha) - \lambda \cdot \sin \alpha}{10,05 \sin \alpha \sqrt{(1 - \lambda \cdot \cos \alpha)^2 + \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha}}. \quad (66)$$

Формула (66) дает возможность без графических построений определить эффективное эксцентриксовое отношение для каждого угла действия α , в том числе и для угла погружения лопасти α_0 .

ГЛАВА V

УРАВНЕНИЕ УПОРА ГРЕБНОГО КОЛЕСА С ПОВОРОТНЫМИ ЛОПАСТЯМИ

23. Уравнение упора изолированной лопасти при данном угле действия

Чтобы определить упор изолированной лопасти гребного колеса, развиваемый ею за весь рабочий ход ее в жидкой среде, необходимо составить надежное выражение для силы упора лопасти, который она имеет при движении в жидкости с постоянным углом атаки.

В соответствии с формулой (39) сила упора определяется как разность компонентов подъемной силы и силы сопротивления в следующей форме:

$$T_i = P \cdot \cos \gamma - W \cdot \sin \gamma.$$

Разделив и умножив правую часть уравнения на силу сопротивления W и заменив в соответствии с выражением (37) отношение сил через коэффициент μ , будем иметь:

$$T_i = W (\mu \cdot \cos \gamma - \sin \gamma), \quad (67)$$

где:

μ — коэффициент качества;

P — подъемная сила;

W — сила сопротивления.

Решая уравнение упора лопасти гребного колеса, мы должны в части определения коэффициентов давления опираться на экспериментальный материал, относящийся к испытанию плоских и изогнутых пластинок. При этом могут быть намечены два пути: 1) использование для уравнения упора непосредственных данных испытаний и 2) использование этих данных с некоторой степенью приближенности.

В первом случае берем выражение для упора (39). Принимая во внимание формулы (36) и (46), а также выражения $\sin \gamma$ и $\cos \gamma$ будем иметь:

$$\begin{aligned} T_i &= P \cdot \cos \gamma - W \cdot \sin \gamma = \frac{\pi^2 \rho}{2} c_p F n_c^2 D^3 (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha) \cdot \cos \gamma - \\ &- \frac{\pi^2 \rho}{2} c_w F n_c^2 D^3 (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha) \cdot \sin \gamma = \\ &= \frac{\pi^2 \rho}{2} F n_c^2 D^3 \frac{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}} [c_p \cdot \sin \alpha - c_w (\lambda - \cos \alpha)], \end{aligned}$$

или:

$$T_i = \frac{\pi^2 \rho}{2} F n_c^2 D^3 \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha} [c_p \cdot \sin \alpha - c_w (\lambda - \cos \alpha)]. \quad (68)$$

Этот путь определения упора по формуле (68) будет самым правильным, но он приводит к громоздким выводам. Поэтому при решении проблемы действия гребного колеса мы можем наметить второй путь, исходя из формулы (67), при котором коэффициент качества μ рассматривается равным котангенсу угла атаки φ . Хотя такой метод расчета будет приближенным, но при пользовании им будут получены менее громоздкие выражения для упора гребного колеса, что создаст более благоприятные условия для анализа влияния на упор отдельных факторов.

При нахождении выражения эксцентрикового отношения ξ , было выведено выражение котангенса угла атаки φ — [формула 65]):

$$\operatorname{ctg} \varphi = \frac{\sin \alpha [\xi (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) + \lambda] \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}}{(1 - \lambda \cdot \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \lambda \xi \cdot \sin^2 \alpha}.$$

Выражение (65) можем получить также, исходя и из формулы (61).

Берем выражение для силы упора лопасти при данном угле действия по (67):

$$T_i = W (\mu \cdot \cos \gamma - \sin \gamma).$$

Согласно формуле (36) сила сопротивления пластинки в этом выражении будет равна:

$$W = c_w \cdot F \cdot q = \frac{1}{2} \rho c_w \cdot F \cdot \omega^2.$$

Коэффициент сопротивления c_w для пластинки определенной формы будет функцией угла атаки:

$$c_w = f(\varphi).$$

Как было найдено выше:

$$\begin{aligned} \cos \gamma &= \frac{\sin \alpha}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}}; \\ \sin \gamma &= \frac{\lambda - \cos \alpha}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}}. \end{aligned}$$

В соответствии с формулой (16) скорость продвижения лопасти равна:

$$\omega = c \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}.$$

Подставляя выражения ω , $\cos \gamma$ и $\sin \gamma$ в формулу (67) будем иметь:

$$T_i = \frac{1}{2} \rho \cdot c_w \cdot F \pi^2 n_c^2 D^2 (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha) \left(\frac{\mu \cdot \sin \alpha - \lambda + \cos \alpha}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}} \right),$$

или:

$$T_i = \frac{\pi^2 \rho}{2} c_w F n_c^2 D^2 \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha} \cdot (\mu \cdot \sin \alpha - \lambda + \cos \alpha). \quad (69)$$

Хотя выражение T_i получилось довольно сложным, тем не менее по формуле (69) можно вести подсчет упора, развиваемого лопастью в каждый данный момент времени, т. е. при каждом данном значении угла α .

Все величины, входящие в выражение (69), зависят от угла α : c_w — является функцией от угла атаки φ , а последний — функцией от угла действия α ;

μ — также функция φ , являющегося в свою очередь функцией α .

Преобразуем выражение в скобках формулы (69), приняв $\mu = \operatorname{ctg} \varphi$:

$$\mu \cdot \sin \alpha - (\lambda - \cos \alpha) = \operatorname{ctg} \varphi \cdot \sin \alpha - (\lambda - \cos \alpha).$$

Подставляя значение $\operatorname{ctg} \varphi$, приводим оба члена к одному знаменателю. Тогда числитель будет иметь следующий вид:

$$\begin{aligned} & \sin^2 \alpha [\xi (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) + \lambda \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}] - \\ & - (\lambda - \cos \alpha) [1 - \lambda \cdot \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \lambda \xi \cdot \sin^2 \alpha] = \\ & = \sin^2 \alpha \cdot \xi - \xi \lambda \cdot \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha + \lambda \cdot \sin^2 \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \\ & - \lambda (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} + \lambda^2 \xi \cdot \sin^2 \alpha - \lambda \xi \cdot \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha + \\ & + \cos \alpha (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} = \xi \cdot \sin^2 \alpha - 2\lambda \xi \cdot \cos \alpha \cdot \sin^2 \alpha + \\ & + \lambda \cdot \sin^2 \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \lambda \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} + \\ & + \lambda^2 \cdot \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} + \lambda^2 \xi \cdot \sin^2 \alpha + \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \\ & - \lambda \cdot \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} = \xi \cdot \sin^2 \alpha (1 + \lambda^2) - 2\lambda \xi \cdot \cos \alpha \cdot \sin^2 \alpha - \\ & - 2\lambda \cdot \cos^2 \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} + (1 + \lambda^2) \cdot \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} = \\ & = \xi \cdot \sin^2 \alpha (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha) + \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha) = \\ & = (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha) (\xi \cdot \sin^2 \alpha + \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}). \end{aligned}$$

Подставляя выражение $\mu \cdot \sin \alpha - \lambda + \cos \alpha$ в (69), получаем для упора лопасти следующую формулу:

$$T_i = \frac{\pi^2 \rho}{2} c_w F n_c^2 D^2 \times \frac{(1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha)^{3/2} (\xi \cdot \sin^2 \alpha + \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha})}{(1 - \lambda \cdot \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \lambda \xi \cdot \sin^2 \alpha}. \quad (70)$$

Входящий в эту формулу коэффициент c_w может быть получен из диаграмм испытания плоских и изогнутых пластинок. Анализируя с этой целью диаграммы, приведенные: а) на фиг. 54, где отражены опыты Фешля, б) на фиг. 54, где помещены результаты опытов Эйффеля с изогнутыми пластинками, и в) на фиг. 55, где приведены данные опытов Флакбарта с изогнутыми пластинками, мы видим, что во всех случаях для приближенной оценки коэффициента c_w может быть принята следующая закономерность:

$$c_w = \psi \cdot \sin \varphi, \quad (71)$$

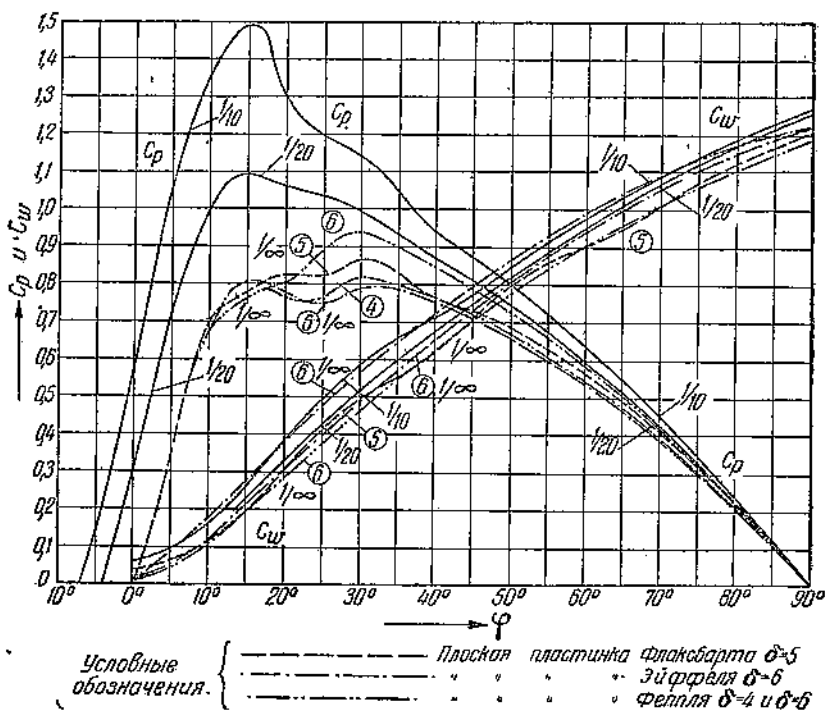
где ψ является функцией, с одной стороны, формы и размеров пластинки, а с другой — угла атаки φ .

Но прежде чем подставить в формулу (70) значение c_w по формуле (71), проверим полученное выражение для упора, исходя из

Здесь ψ есть функция формы и размеров лопасти, изменяющаяся в зависимости от угла атаки φ так же, как коэффициент нормального давления пластинки.

Таким образом, выражение (72) в полной мере соответствует выражению (70) для упора, если в нем, согласно выражению (71), считать:

$$c_w = \psi \cdot \sin \varphi.$$



Фиг. 55. Коэффициенты подъемной силы и силы сопротивления изогнутых пластинок по опытам Флакбарта с удлинением сторон $\delta = 5$

В самом деле: по ранее выведенному:

$$\sin \varphi = \frac{(1 - \lambda \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \lambda \xi \cdot \sin^2 \alpha}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}}.$$

Подставляя выражение $\sin \varphi$ в формулу (70), будем иметь для упора лопасти следующее уравнение:

$$T_i = \frac{\pi^2}{2} \rho \psi F n_c^2 D^2 (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha) \times \\ \times (\xi \cdot \sin^2 \alpha + \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}). \quad (73)$$

То же самое мы будем иметь, если подставим в выражение (72) вместо c_r величину ψ , которая при данном угле действия и поступи будет функцией от формы лопасти.

Таким образом, при сделанных допущениях:

$$\mu = \operatorname{ctg} \varphi$$

и

$$c_w = \psi \cdot \sin \alpha$$

мы будем иметь одно выражение для упора лопасти гребного колеса, а именно:

$$T_i = 0,14 \psi F n^2 D^2 (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha) (\xi \cdot \sin^2 \alpha + \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}), \quad (74)$$

где:

$F = B \cdot H$ — площадь пилцы;

B — длина пилцы;

H — высота пилцы;

n — об/мин.;

D — диаметр гребного колеса;

λ — поступь;

α — центральный угол действия;

ξ — эксцентрикное отношение;

ψ — характеристика формы пилцы, являющаяся функцией от угла атаки;

$$\frac{\pi^2 p}{2 \cdot 3600} = \frac{3,142^2 \cdot 402}{7200} = \frac{1008}{7200} = 0,14.$$

Полученное выражение для упора лопасти при данном угле действия в формуле (74) является приближенным, и мы должны, прежде чем использовать его, доказать возможность получения значений для функции ψ , которые приближали бы результаты расчета к действительности. Для такого доказательства необходимо, с одной стороны, обработать материалы по испытанию пластинок в отношении коэффициентов c_p и c_w , а с другой, — сделать просчет для различных секторов действия изменения упора лопасти по формуле (74) параллельно с просчетом по формуле (68).

Формула (68) может быть приведена к следующему виду:

$$T_i = 0,14 F n^2 D^2 \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha} \cdot [c_p \cdot \sin \alpha - c_w (\lambda - \cos \alpha)]. \quad (75)$$

Коэффициенты c_p и c_w можно брать непосредственно с графиков для каждого данного угла действия α , приняв выведенную выше зависимость для угла атаки:

$$\operatorname{ctg} \varphi = \frac{\sin \alpha [\xi (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) + \lambda \cdot \sqrt{1 + \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}]}{(1 - \lambda \cdot \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \lambda \xi \cdot \sin^2 \alpha}.$$

Так как в выражениях (74) и (75) множитель $0,14 F n^2 D^2$ является общим, то, обозначая через t отношение

$$t = \frac{T}{0,14 F n^2 D^2}, \quad (76)$$

будем иметь для сравнения два следующие выражения:

$$t = \psi (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha) (\xi \cdot \sin^2 \alpha + \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}); \quad (77)$$

$$t_0 = \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha} [c_p \cdot \sin \alpha - c_w (\lambda - \cos \alpha)]. \quad (78)$$

Вводя обозначения:

$$A = \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha} \quad \text{и} \quad B = \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}, \quad (79)$$

будем иметь:

$$t = \phi A^2 (\xi \cdot \sin^2 \alpha + B \cdot \cos \alpha); \quad (80)$$

$$t_0 = A [c_p \cdot \sin \alpha - c_w (\lambda - \cos \alpha)]; \quad (81)$$

$$\operatorname{ctg} \varphi = \frac{\sin \alpha (\xi c + B \lambda)}{c B - \lambda \xi \cdot \sin^2 \alpha}, \quad (82)$$

где

$$c = 1 - \lambda \cdot \cos \alpha. \quad (83)$$

Если обозначить через x отношение относительных упоров:

$$x = \frac{t}{t_0}, \quad (84)$$

то критерием правильности приближенного выражения для упора будет служить выражение:

$$x = \frac{\phi A (\xi \cdot \sin^2 \alpha + B \cdot \cos \alpha)}{c_p \sin \alpha - c_w \cdot (\lambda - \cos \alpha)}. \quad (85)$$

Таким образом, точность выражения (74) будет тем выше, чем значение x будет ближе к единице.

С другой стороны, если точность выражения (74) будет достаточной, т. е. величина x по выражению (85) будет близка к единице, то явится возможность для определения величины ϕ , характеризующей форму лопасти при каждом данном угле атаки.

В самом деле, при $x = 1$ из (85) будем иметь:

$$\phi = \frac{c_p \cdot \sin \alpha - c_w \cdot (\lambda - \cos \alpha)}{A (\xi \cdot \sin^2 \alpha + B \cdot \cos \alpha)}. \quad (86)$$

Подсчитав на основе опытных данных величину ϕ по формуле (86), мы будем иметь возможность не только установить значение этой характеристики для различных форм лопастей, но и внести в случае надобности корректив на величину сектора действия лопасти, т. е. величину ϕ дать в функции не только от формы лопасти и соотношения ее размеров, но и от угла погружения. Предлагаемый путь даст возможность разрешить задачу для частных случаев, а также может быть рассмотрен в качестве метода теоретического решения проблемы действия гребного колеса на основе экспериментальных исследований с пластинками.

Мы несколько упрощаем общее выражение, но зато вносим в него результаты экспериментирования с пластинками в непосредственном их виде. Если же стать на путь определения c_p и c_w , то, не говоря уже о сильном усложнении общего выражения для упора, придем к необходимости делать еще большие отступления вследствие разнообразия форм и размеров пластинок. Кроме того, независимо от точности выражения для упора, необходим будет переход от одной лопасти к многолопастному гребному колесу, работающему к тому же вблизи корпуса судна.

Таким образом, предлагаемый путь исследования дает возможность широкого изучения действия разнообразнейших форм и типов этих колес на базе экспериментальной гидродинамики и натурных испытаний гребных колес.

24. Эмпирическое выражение для коэффициента давления лопасти

Зависимость коэффициентов сопротивления и подъемной силы от погиби и удлинения пластинки. Из анализа данных испытаний пластинок можно установить, что влияние удлинения δ сказывается значительнее, чем влияние погиби. Первое распространяется на все углы в то время как влияние погиби сказывается главным образом на малых углах. Кроме того имеются все возможности для установления оптимальной погиби пластинок, которая для удлинений δ , равных от 4 до 6, лежит в интервале от $1/_{25}$ до $1/_{10}$.

В силу этого можно различать два основных типа пластинок: плоские и криволинейные. Само собой разумеется, что как те, так и другие будут различаться по соотношению основных размеров, т. е. по величине δ .

Из опытов с криволинейными пластинками особого внимания заслуживают опыты Эйффеля, Феншля и Флакесбарта. Хотя все эти опытные данные охватывают углы только до $50-60^\circ$, но дальше их можно экстраполировать, так как закономерность протекания кривых вполне определяется указанным интервалом.

На фиг. 54 приведены результаты опытов Эйффеля с изогнутыми пластинками, причем для удлинения $\delta=6$ взяты кривые для пластинок с кривизной в $\frac{1}{13,5}$ и в $\frac{1}{27,5}$, а для пластинок с кривизной в $\frac{1}{13,5}$ взяты удлинения $\delta=3$ и 9. На диаграмме приведена также кривая для плоской пластинки с удлинением $\delta=6$, обозначенной на диаграмме как пластинка с кривизной $\frac{1}{\infty}$.

Из диаграммы следует, что коэффициенты сопротивления изогнутых пластинок имеют при одинаковых удлинениях значения относительно большие, чем для плоских пластинок.

К тому же выводу можно прийти на основании рассмотрения кривых для коэффициентов сопротивления по опытам Феншля (фиг. 51) и кривых по опытам Флакесбарта (фиг. 55).

Опыты Феншля охватывают при одном и том же удлинении изогнутые пластинки различной кривизны — от $\frac{1}{10}$ до $\frac{1}{\infty}$; при этом мы видим, что при малых углах кривизна оказывает на c_D значительное влияние, при больших же углах это влияние сглаживается. Влияние искривления на коэффициент c_w вообще незначительно. Разница же между плоской пластинкой $\frac{1}{\infty}$ и пластинкой с кривизной в $\frac{1}{10} - \frac{1}{13}$ достаточно ощутима.

Опыты Флаксбарта охватывают изогнутые пластинки с удлинением $\delta=5$ и с кривизной $\frac{1}{10}$ и $\frac{1}{20}$. Кроме изогнутых пластинок на фиг. 55 приведены плоские пластинки с удлинением $\delta=5$ — по опытам Флаксбарта, $\delta=6$ — по опытам Эйффеля и $\delta=4$ и 6 — по опытам Фешля.

При небольшом изменении удлинения разница в коэффициентах сопротивления плоских пластинок получается незначительная. Между данными Эйффеля и Фешля с $\delta=6$ в части коэффициента c_p имеются довольно ощутимые расхождения при углах атаки φ от 20 до 50° . Это обстоятельство ясно показывает, что в рассматриваемых испытаниях имеются погрешности, чем и следует до некоторой степени объяснить неплавность в протекании кривых.

Все испытания с пластинками выявляют чрезвычайно важное обстоятельство, заключающееся в том, что кривые для коэффициента сопротивления c_p имеют синусоидальный характер. Это подтверждение сделанной выше предпосылки обеспечит возможность создания теоретического метода расчета гребного колеса, основанного на опытах с пластинками и с гребными колесами в натуре.

Анализ изменения коэффициента давления ψ в зависимости от положения лопасти. Располагая приведенным выше экспериментальным материалом, переходим к исследованию изменения коэффициента давления ψ при движении лопасти во время рабочего хода. Сущность исследования заключается том, что путем расчета по формулам (74)—(86) определяется значение ψ при различных положениях лопасти, начиная от момента эффективного входа лопасти, до самого его нижнего положения под водой. Получив в результате подсчета кривую, мы будем иметь величину этого коэффициента в функции от угла поворота лопасти на всем протяжении рабочего хода. Таким образом, средняя ордината этой кривой будет средней интегральной величиной в выражении упора лопасти гребного колеса, что дает возможность вывести этот коэффициент за знак интеграла.

Для анализа возьмем два случая действия лопасти — при скольжении $0,20$ и $0,40$. Таким образом, мы будем вести подсчет для двух значений поступи:

$$\lambda = 0,80 \quad \text{и} \quad \lambda = 0,60.$$

Сектор действия в обоих случаях берем одинаковый, определяемый углом:

$$\alpha_0 = 55^\circ.$$

Для этого угла начала действия лопастного элемента определяем значение эффективного эксцентрикового отношения, получаемого по формуле (66):

$$\xi_e = \frac{10(1 - \lambda \cdot \cos \alpha) - \lambda \cdot \sin \alpha}{10,05 \sin \alpha \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}}.$$

Для $\lambda = 0,80$:

$$\xi_e = \frac{10 \cdot (1 - 0,8 \cdot 0,574) - 0,8 \cdot 0,819}{10,05 \cdot 0,819 \cdot \sqrt{1,64 - 1,6 \cdot 0,574}} = \frac{4,755}{7,00} = 0,679;$$

для $\lambda = 0,6$ — соответственно $\xi_e = 0,899$.

В таблице 28 приведен подсчет углов атаки φ и входящих в формулы вспомогательных величин для трех различных углов действия и двух значений поступи. Эксцентриковое отношение принято постоянным и равным эффективному эксцентриковому отношению ξ_0 ; количество углов выбрано достаточным, так как оно в дальнейшем подсчете будет увеличено еще тремя углами: углом погружения α_0 , нулем и 90° .

Таблица 28

Подсчет угла атаки лопасти и вспомогательных величин

1	λ/ξ	0,80/0,68			0,60/0,90		
		45°	30°	15°	45°	30°	15°
2	α°						
3	$\sin \alpha$	0,707	0,500	0,259	0,707	0,500	0,259
4	$\sin^2 \alpha$	0,500	0,250	0,067	0,500	0,250	0,067
5	$\cos \alpha$	0,707	0,866	0,966	0,707	0,866	0,966
6	C	0,435	0,807	0,227	0,576	0,480	0,421
7	A	0,715	0,505	0,308	0,716	0,566	0,448
8	B	0,877	0,942	0,985	0,771	0,894	0,974
9	$\xi \cdot C$	0,296	0,209	0,154	0,518	0,432	0,378
10	$B \cdot \lambda$	0,702	0,753	0,787	0,463	0,536	0,585
11	$\lambda \xi \cdot \sin^2 \alpha$	0,272	0,136	0,0364	0,270	0,135	0,0362
12	$B \cdot C$	0,382	0,289	0,223	0,444	0,429	0,410
13	$\operatorname{ctg} \varphi$	6,410	3,145	1,155	3,99	1,645	0,668
14	φ°	$8,9^\circ$	$17,6^\circ$	$40,9^\circ$	$14,2^\circ$	$31,3^\circ$	$56,3^\circ$
15	$[\xi \cdot \sin^2 \alpha$	0,340	0,170	0,0456	0,450	0,225	0,0608
16	$B \cdot \cos \alpha$	0,620	0,816	0,951	0,545	0,775	0,941
17	$A(\xi \cdot \sin^2 \alpha + B \cdot \cos \alpha)$	0,687	0,498	0,257	0,712	0,566	0,449

В дополнение к данным, помещенным в таблице 28, определяем для угла α , равного нулю, угол атаки $\varphi = 90^\circ$:

$$A_0 = \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda} = 1 - \lambda \quad B = 1,$$

$$\lambda = 0,8 \quad A_0 = 0,20,$$

$$\lambda = 0,6 \quad A_0 = 0,40.$$

Для $\alpha = 55^\circ = \alpha_0$:

$$\lambda = 0,80 \quad \lambda = 0,60$$

$$\xi \cdot \sin^2 \alpha = 0,455 \quad \xi \cdot \sin^2 \alpha = 0,602$$

$$B \cdot \cos \alpha = 0,477 \quad B \cdot \cos \alpha = 0,388$$

$$A(\xi \sin^2 \alpha + B \cdot \cos \alpha) = 0,793 \quad A(\xi \cdot \sin^2 \alpha + B \cdot \cos \alpha) = 0,841$$

Для $\alpha = 0^\circ$

$$A(\xi \cdot \sin^2 \alpha + B \cdot \cos \alpha) = AB = A_0;$$

Подсчет коэффициента ϕ по формуле (86) и по опытным данным с пластинами

1	$\lambda=1-s$	0,80				0,60			
2	α°	55°	45°	30°	15°	0°	15°	0°	
3	$i/\psi A$	0,793	0,687	0,498	0,257	0,20	0,449	0,40	
4	A	0,850	0,715	0,505	0,308	0,20	0,448	0,40	
5	$\sin \alpha$	0,819	0,707	0,500	0,259	0,00	0,259	0,00	
6	$\lambda \cdot \cos \alpha$	0,226	0,093	-0,066	-0,116	-0,20	-0,266	-0,40	
7	φ°	5,7°	8,9°	17,6°	40,9°	90°	56,8°	90°	
$\sigma=5$ и 1/10	c_p	1,12	1,31	1,45	0,92	0,00	1,48	0,00	
	c_w	0,40	0,14	0,33	0,72	1,26	0,21	0,93	
	$c_p(5) - c_w(6)$	0,897	0,912	0,729	0,324	0,252	1,068	0,502	
	ψ	1,13	1,33	1,46	1,25	1,26	1,50	1,26	
$\sigma=5$ и 1/20	c_p	0,75	0,96	1,09	0,86	0,00	1,40	0,00	
	c_w	0,06	0,10	0,29	0,69	1,25	0,21	0,905	
	$c_p(5) - c_w(6)$	0,602	0,671	0,564	0,303	0,250	0,803	0,500	
	ψ	0,760	0,980	1,14	1,18	1,25	1,13	1,25	
$\sigma=5$ и 1/8	c_p	0,45	0,67	0,81	0,76	0	0,78	0	
	c_w	0,06	0,10	0,25	0,63	1,20	0,43	1,20	
	$c_p(5) - c_w(6)$	0,355	0,466	0,421	0,27	0,24	0,565	0,48	
	ψ	0,45	0,68	0,85	1,05	1,20	0,79	1,20	

Формы

$\beta = 6$ и 1/10	c_p	0,44	0,65	0,80	0,84	0	0,44	0,75	0,93	0,65	0
	c_w	0,10	0,15	0,33	0,74	1,22	0,10	0,26	0,53	0,94	1,22
	$c_p(5) - c_w(6)$	0,337	0,446	0,422	0,304	0,244	0,357	0,558	0,610	0,465	0,488
	ψ	0,425	0,65	0,85	1,18	1,22	0,44	0,79	1,08	1,03	1,22
$\beta = 4$ и 1/10	c_p	0,96	1,24	1,40	0,95	0	0,96	1,45	1,09	0,71	0
	c_w	0,07	0,11	0,32	0,75	1,20	0,07	0,20	0,61	0,94	1,20
	$c_p(5) - c_w(6)$	0,77	0,87	0,721	0,336	0,24	0,784	1,046	0,707	0,480	0,48
	ψ	0,97	1,26	1,45	1,30	1,20	0,97	1,46	1,25	1,07	1,20
$\beta = 4$ и 1/13,5	c_p	0,93	1,11	1,45	0,90	0	0,93	1,31	1,01	0,69	0
	c_w	0,10	0,14	0,31	0,71	1,19	0,10	0,22	0,57	0,91	1,19
	$c_p(5) - c_w(6)$	0,738	0,772	0,596	0,316	0,238	0,758	0,953	0,657	0,467	0,476
	ψ	0,935	1,12	1,20	1,23	1,19	0,935	1,34	1,16	1,05	1,19
$\beta = 9$ и 1/13,5	c_p	0,90	1,08	1,14	0,95	0	0,90	1,25	1,00	0,75	0
	c_w	0,15	0,19	0,35	0,80	1,28	0,15	0,27	0,50	1,04	1,28
	$c_p(5) - c_w(6)$	0,708	0,748	0,593	0,339	0,255	0,733	0,916	0,633	0,523	0,512
	ψ	0,89	1,09	1,19	1,32	1,28	0,905	1,28	1,12	1,17	1,28
$\beta = 5$ и 13,5	c_p	0,88	1,08	1,13	0,85	0	0,88	1,22	0,94	0,65	0
	c_w	0,09	0,14	0,35	0,74	1,25	0,09	0,26	0,59	0,93	1,25
	$c_p(5) - c_w(6)$	0,693	0,752	0,588	0,306	0,25	0,717	0,893	0,627	0,462	0,50
	ψ	0,88	1,10	1,18	1,19	1,25	0,89	1,25	1,11	1,03	1,25
$\beta = 3$ и 13,5	c_p	0,65	0,84	1,16	0,80	0	0,65	1,07	0,88	0,62	0
	c_w	0,13	0,18	0,36	0,66	1,17	0,13	0,27	0,50	0,89	1,17
	$c_p(5) - c_w(6)$	0,503	0,577	0,504	0,234	0,234	0,529	0,789	0,573	0,442	0,468
	ψ	0,64	0,84	1,21	1,11	1,17	0,65	1,11	1,01	0,99	1,17

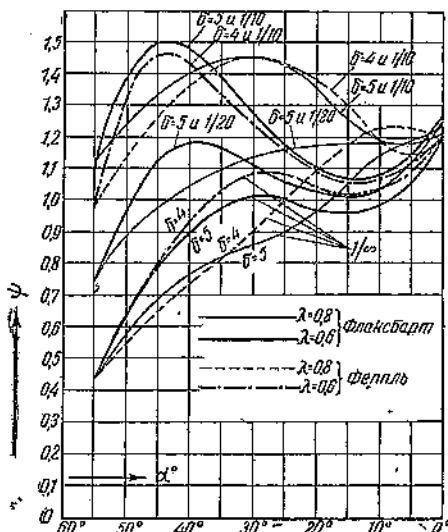
Эффекты

Таким образом, для всех углов действия получены величины, характеризующие теоретический упор, так как по формуле (80):

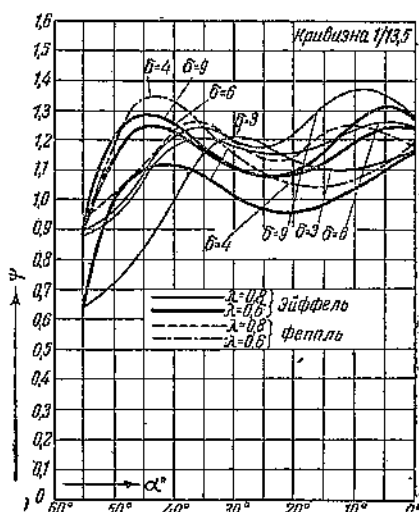
$$A (\xi \cdot \sin^2 \alpha + B \cdot \cos \alpha) = \frac{t}{\phi A}.$$

Теперь можно перейти непосредственно к определению величины ϕ по формуле (86). С этой целью в таблице 29 приведены расчеты с использованием широкого экспериментального материала.

Расчеты представлены в виде двух графиков, из которых на фиг. 56 приведены кривые $\phi = f(\alpha)$ по опытам Флаксбарта, а на



Фиг. 56. Изменение коэффициента пропорциональности ϕ в зависимости от угла погружения для плоских лопастей в соответствии с опытами Флаксбарта и Фелпль



Фиг. 57. Изменение коэффициента пропорциональности ϕ в зависимости от угла погружения для изогнутых лопастей в соответствии с опытами Эйффеля и Фелпль

фиг. 57 — кривые по опытам Эйффеля; кроме того на обоих диаграммах для сравнения помещены кривые по опытам Фелпль. Построенные кривые показывают, что величина ϕ не имеет какого-либо положительного или отрицательного отклонения от средней линии, но колеблется по обе стороны от нее. Таким образом линия $\phi_s = \text{const}$ есть некоторая средняя, к которой и стремится действительная (опытная) кривая $\phi = f(\alpha)$.

Изменение скольжения вызывает при одних и тех же углах действия лопастного элемента изменение знака отклонения.

Формула для среднееинтегрального значения коэффициента ϕ_s как функции от формы лопасти. Установив характер изменения коэффициента ϕ в зависимости от угла действия лопасти, можно перейти к определению среднееинтегральных значений этого коэффициента и к установлению зависимости их от формы лопасти.

Как видно из произведенного выше расчета, соотношение сторон пластинки δ как характеристика формы оказывает существенное влияние на величину ψ_c , т. е. на абсолютную величину средней линии.

Между данными для ψ у отдельных авторов имеются довольно существенные расхождения, но средние линии для ψ_c получаются более согласованными.

Все это говорит о возможности использования для теории гребных колес значений ψ_c , т. е. о возможности при определении упора пользоваться формулой (74), в которой величина ψ_c рассматривается как не зависящая от текущего угла действия лопасти α .

Прежде всего величина ψ зависит от формы и размеров плицы, почему она и названа характеристикой формы. Так как в действительности $\psi \neq \psi_c$, то в ее значениях могут быть внесены коррективы, среди которых существенную роль будет играть коэффициент, учитывающий кривизну движения плицы, т. е. фактор влияния абсолютной величины диаметра гребного колеса на упор и полезное действие последнего. При переходе к действительным колесам на коэффициент ψ_c окажет влияние шаг расстановки лопастей, который особенно сильно будет влиять в тех случаях, когда работа будет происходить с сильным выгребанием («поверхностная кавитация»).

Чтобы учесть все эти влияния, необходимо прежде всего установить средние значения для ψ_c . Для этого произведен подсчет ψ для двух значений λ , результаты которого приведены в таблицах 30 и 31.

Таблица 30

Подсчет ψ_c для $\lambda=0,60$

Автор Кривизна или удлине- ние	Флаксбарт $\delta=5$			Фенпль $\delta=4$		Эйфель $1/13,5$			Фенпль $1/13,6$
	$1/10$	$1/20$	$1/\infty$	$1/10$	$1/\infty$	9*	6*	3*	4*
55°	1,13	0,75	0,44	0,97	0,45	0,96	0,88	0,64	0,90
50°	1,40	0,97	0,65	1,31	0,62	1,21	1,44	1,00	1,18
45°	1,50	1,13	0,80	1,46	0,79	1,29	1,25	1,11	1,33
40°	1,48	1,18	0,90	1,43	0,92	1,26	1,23	1,12	1,33
35°	1,39	1,17	0,98	1,33	1,03	1,18	1,17	1,08	1,25
30°	1,28	1,12	1,02	1,24	1,08	1,12	1,01	1,02	1,16
25°	1,18	1,06	1,01	1,16	1,08	1,10	1,08	0,97	1,08
20°	1,11	1,03	0,98	1,09	1,05	1,11	1,09	0,96	1,06
15°	1,07	1,01	0,96	1,06	1,03	1,17	1,13	0,99	1,05
10°	1,08	1,04	0,99	1,07	1,04	1,27	1,20	1,05	1,07
5°	1,14	1,12	1,06	1,12	1,09	1,32	1,25	1,11	1,13
0°	1,26	1,24	1,21	1,19	1,19	1,28	1,25	1,17	1,19
Σ	15,02	12,82	11,00	14,43	11,37	14,27	13,68	12,22	13,73
$\frac{(1)+(12)}{2}$	1,20	1,00	0,83	1,08	0,82	1,12	1,06	0,91	1,04
Σ испр. ψ_c	13,82	11,82	10,17	13,35	10,55	13,15	12,62	11,31	12,69
	1,256	1,075	0,925	1,245	0,959	1,195	1,148	1,029	1,153

* В этих опытах дано удлинение при постоянной кривизне.

Таблица 31

Подсчет ψ_c для $\lambda=0,80$

Автор	Флаксбарт $\delta=5$			Фенпиль $\delta=4$		Эйффель $1/13,5$			Фенпиль $1/13,5$
	$1/10$	$1/20$	$1/00$	$1/10$	$1/00$	9	6	3	4
Кривизна или удлинение									
55°	1,12	0,76	0,44	0,97	0,43	0,90	0,88	0,65	0,93
50°	1,23	0,88	0,53	1,13	0,54	0,97	0,94	0,72	1,02
45°	1,33	0,97	0,68	1,26	0,64	1,09	1,07	0,84	1,13
40°	1,41	1,04	0,77	1,36	0,73	1,22	1,18	1,00	1,23
35°	1,45	1,10	0,82	1,42	0,81	1,25	1,21	1,16	1,26
30°	1,46	1,13	0,85	1,45	0,91	1,20	1,18	1,22	1,20
25°	1,43	1,16	0,90	1,43	1,00	1,19	1,16	1,18	1,14
20°	1,36	1,18	0,97	1,38	1,09	1,23	1,16	1,13	1,15
15°	1,26	1,18	1,05	1,29	1,18	1,32	1,19	1,11	1,23
10°	1,19	1,18	1,14	1,20	1,23	1,37	1,24	1,11	1,25
5°	1,19	1,19	1,19	1,15	1,23	1,36	1,27	1,13	1,23
0°	1,25	1,24	1,20	1,19	1,19	1,28	1,25	1,17	1,19
Σ	15,68	13,01	10,59	15,23	10,98	14,38	13,73	12,42	13,96
$\frac{(1)+(12)}{2}$	1,19	1,00	0,82	1,08	0,81	1,09	1,06	0,96	1,06
Σ испр.	14,49	12,01	9,77	14,15	10,17	13,29	12,67	11,46	12,90
ψ_c	1,317	1,092	0,890	1,286	0,925	1,209	1,152	1,043	1,172

Таблица 32

Характеристика формы плыцы ψ_c

Автор	Флаксбарт			Фенпиль			Эйффель		
	$1/10$	$1/20$	$1/00$	$1/10$	$1/13,5$	$1/00$	$1/13,5$	$1/13,5$	$1/13,5$
Удлинение . . .	5	5	5	4	4	4	9	6	3
При $\psi_c \lambda=0,6$. .	1,256	1,075	0,925	1,215	1,153	0,959	1,195	1,148	1,029
При $\psi_c \lambda=0,8$. .	1,317	1,092	0,890	1,286	1,172	0,925	1,209	1,152	1,043
Среднее ψ_c . . .	1,286	1,083	0,908	1,250	1,163	0,942	1,202	1,15	1,036

На основании этих подсчетов определены значения характеристики формы плыцы ψ_c (таблица 32). Как видно из этой таблицы, величина ψ_c для двух значений поступи имеет расхождение, которое однако укладывается в пределах 1—2% среднего значения. Поэтому можно сделать вывод, что при эффективном входе лопасти характеристика ее формы не будет зависеть от величины поступи.

Высказанное о поступи иллюстрируем графиками, построенными относительно величины удлинения δ и обратной величины искривления лопасти.

На фиг. 58 приведены кривые изменений ψ_c в зависимости от погибл лопастей:

$$\sigma = \frac{f}{H},$$

где:

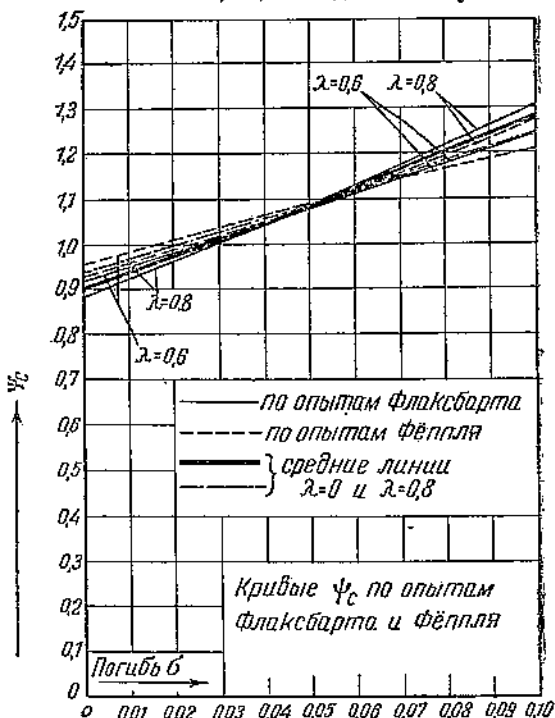
f — стрелка погибл плиты;
 H — высота (ширина) плиты.

Кривые для $\lambda=0,6$ и $\lambda=0,8$ весьма близко подходят одна к другой, пересекаясь при значении $\sigma \approx 0,04$, что дает полную возможность провести среднюю кривую и тем самым исключить влияние погущи на величину ψ_c . То же можно сделать и на основании анализа опытов Фейлла и Флаксбарта, причем сопоставление этих опытов дает основание к выводу о прямолинейной зависимости между ψ_c и δ .

Далее мы видим, что по Фейллу значения ψ получаются несколько выше, чем по Флаксбарту; это объясняется тем, что кривые Фейлла относятся к $\delta=4$, а кривые Флаксбарта — соответственно к $\delta=5$. Влияние удлинения δ на значение фактора формы плиты ψ_c прекрасно вскрывается опытами Эйффеля, приведенными на фиг. 59. Эти кривые построены для постоянной погибл $1/13,5 = 0,074$ в зависимости от удлинения δ . В данном случае влияние λ на ψ_c получается также ничтожное.

Взяв на фиг. 58 для относительной погибл $\delta=0,074$ значения ψ_c по опытам Флаксбарта для $\delta=5$ и по опытам Фейлла для $\delta=4$ и сохраняя закономерность $\psi_c = f(\delta)$ Эйффеля, мы будем иметь на диаграмме кривые: по опытам Фейлла — самую верхнюю, по опытам Флаксбарта — среднюю и по опытам Эйффеля — самую нижнюю.

Таким образом, использование упомянутых опытов дало возможность установить зависимость ψ_c как от δ , так и от σ , причем закономерность $\psi_c = f(\sigma)$ дают кривые Флаксбарта и Фейлла, взятые



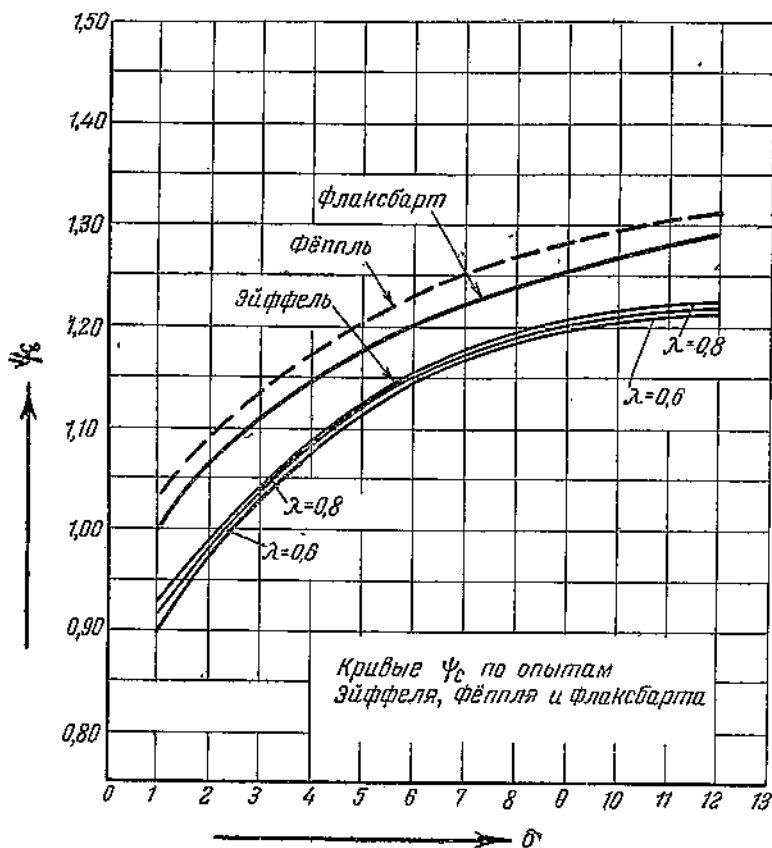
Фиг. 58. Средние интегральные значения коэффициента формы плиты в зависимости от погибл пластинки

вместе, закономерность $\psi_c = f(\delta)$ дают опыты Эйффеля и абсолютное значение ψ_c — опыты Флаксбарта, как самые новые и самые надежные.

На основании фиг. 58 для $\delta = 5$ зависимость $\psi_c = f(\sigma)$ может быть определена следующим выражением:

$$\psi_c = 0,904 + 3,6\sigma, \quad (87)$$

где σ — погиб лопасти гребного колеса.



Фиг. 59. Средние интегральные значения коэффициента формы пласти в зависимости от удлинения сторон пластины

С другой стороны, на основании фиг. 59 закономерность изменения $\psi_c = f(\delta)$ при $\sigma = 0,074$ в пределах значений δ от 2 до 10 может быть выражена следующей зависимостью:

$$\psi_c = 0,776 + 0,23 \sqrt[3]{\delta}, \quad (88)$$

где δ — удлинение лопасти гребного колеса.

Представляя зависимость для $\psi_c = f(\sigma \text{ и } \delta)$ в виде

$$\psi_c = a + 3,6\sigma + 0,23 \sqrt[3]{\delta}, \quad (89)$$

пцем, исходя из двух частных значений для ψ_c , величину a .

При $\sigma = 0,074$ в соответствии с формулой (88):

$$a + 3,6 \cdot \sigma = 0,776;$$

следовательно:

$$a = 0,776 - 0,266 = 0,51.$$

При $\delta = 5$ в соответствии с формулой (87) имеем:

$$a + 0,23\sqrt[3]{\delta} = 0,904,$$

или:

$$a = 0,904 - 0,23 \cdot \sqrt[3]{5} = 0,51.$$

Таким образом, в обоих случаях a равно одной и той же величине, а потому выбранное выражение для ψ_c является достаточно точным. Итак, коэффициент формы ψ_c может быть определен по приближенной формуле:

$$\psi_c = 0,51 + 3,6\sigma + 0,23\sqrt[3]{\delta}, \quad (90)$$

где:

σ — погибь пилы от 0 до 0,10 и

δ — удлинение пилы от 2 до 10.

Выведенная формула (90) для коэффициента формы лопасти ψ_c дает для практических целей достаточно хорошее отражение влияния формы пилы на развиваемый гребным колесом упор.

В связи с изложенным выше может встать вопрос, что представляет собой коэффициент ψ_c и не является ли он коэффициентом давления пластинки.

Как было указано выше, коэффициент ψ_c есть среднеинтегральное значение коэффициента ψ для всего протяжения действия лопасти в воде. Этот коэффициент кроме учета формы лопасти учитывает и влияние угла атаки на изменение коэффициента давления при определенной схеме движения пилы. Следовательно, ψ_c не является средним значением коэффициента давления c_r , а представляет собой более сложный фактор, отображающий влияние формы и угла атаки лопасти на развиваемый ею упор. Поэтому в дальнейшем мы не должны считать, что в формулу упора входит постоянный коэффициент давления, и что его величина зависит исключительно от погиби и от соотношения размеров пилы гребного колеса. Такой подход к коэффициенту ψ_c будет неверным. Величина этого коэффициента может определяться по формуле (90) до тех пор, пока лопасть будет иметь вход в воду, близкий к эффективному, и пока поверхность свободного уровня значительно не искажена влиянием поверхностной кавитации.

Если лопасть работает в воде с торможением на какой-то части своего полезного движения или входит в воду со значительным ударом, то значение коэффициента ψ_c изменится в сторону уменьшения в первом случае и в сторону увеличения во втором. Изменение этого коэффициента произойдет также в том случае, когда колесо будет работать с кавитацией, или когда мы перейдем на какую-либо новую кинематику движения лопастей гребного колеса.

25. Уравнение упора изолированной лопасти гребного колеса на всем протяжении ее действия

Распространение уравнения мгновенного упора изолированной лопасти на полный сектор ее действия. В соответствии с выводами § 23, упор изолированной лопасти гребного колеса при каждом данном угле действия α определяется формулой (74) в следующем виде:

$$T_i = 0,14 \phi F n^2 D^2 (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha) (\xi \cdot \sin^2 \alpha + \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}),$$

где:

F — площадь пилы в м^2 ;

n — об/мин.;

D — диаметр по центрам цапф лопастей в м ;

ϕ — коэффициент давления, являющийся функцией от формы лопасти и от угла атаки;

ξ и λ — эксцентриковое отношение и поступь.

За время рабочего движения лопасть гребного колеса занимает целый ряд положений, характеризуемых углом действия α_i . Этот угол при данном погружении гребного колеса будет изменяться в пределах от $-\alpha_0$ до $+\alpha_0$, причем угол α_0 , в отличие от угла α_i , может быть назван углом погружения лопасти гребного колеса.

Рассматривая действие лопасти за бесконечно-малый промежуток времени dt , мы можем, зная приложенную к телу силу, определить элементарный импульс силы в направлении ее действия; при этом вследствие бесконечно-малого промежутка времени угол действия лопасти будет сохраняться неизменным.

Элементарный импульс силы упора равен:

$$dI_i = T_i \cdot dt. \quad (91)$$

Но так как конечный импульс силы за некоторый конечный промежуток времени от момента t_1 до момента t_2 есть предел, к которому стремится геометрическая сумма элементарных импульсов силы за этот промежуток, то конечный импульс за время рабочего хода лопасти будет определяться выражением:

$$I_i = \int_{t_1}^{t_2} T_i \cdot dt. \quad (92)$$

Упор гребного колеса мы рассматриваем при равномерном движении и равномерном вращении гребного колеса, а потому промежуток времени, соответствующий рабочему ходу, может быть выражен через сектор действия, так как приращение угла действия пропорционально приращению времени.

В самом деле:

$$d\alpha = \omega \cdot dt,$$

где ω — угловая скорость вращения гребного колеса.

За каждый оборот гребного колеса пилца затрачивает на рабочий ход лишь часть времени оборота, остальное же время идет на обрат-

ный ход, совершаемый пилцей в воздухе. Таким образом, для получения силы упора гребного колеса, имеющего z лопастей, необходимо написать следующее равенство:

$$z \cdot \int_{t_1}^{t_2} T_i \cdot dt = T \cdot t, \quad (93)$$

где:

$t_2 - t_1 = \Delta t$ — время, затрачиваемое на рабочее движение лопасти;
 t — полное время действия лопасти;

$T_i = f(\alpha)$ — сила упора при данном угле действия лопастного элемента.

Так как при равномерном вращении гребного колеса периодичность действия повторяется с каждым оборотом, то, отнся время t к одному обороту, будем иметь:

$$t = \frac{\alpha}{\omega} = \frac{2\pi}{\omega} = \frac{1}{n}.$$

Приняв за начало отсчета времени вертикаль, идущую от центра колеса вниз, и вращение колеса по часовой стрелке, будем иметь:

$$z \int_{-\alpha_0}^{+\alpha_0} T_i \frac{d\alpha}{\omega} = \frac{1}{n} \cdot T,$$

откуда упор гребного колеса, имеющего z лопастей, будет равен:

$$T = \frac{z}{2\pi} \int_{-\alpha_0}^{+\alpha_0} T_i \cdot d\alpha,$$

или согласно (70):

$$T = \frac{z}{2\pi} \int_{-\alpha_0}^{+\alpha_0} 0,14\psi F n^2 D^2 (1 - \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha) (\xi \cdot \sin^2 \alpha + \\ + \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}) d\alpha.$$

Вынося за знак интеграла величины, не зависящие от угла α , а также величину ψ_c как среднинегратальную, получаем для упора выражение:

$$T = \frac{0,14}{2\pi} \psi_c F n^2 D^2 z \int_{-\alpha_0}^{+\alpha_0} (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha) (\xi \cdot \sin^2 \alpha + \\ + \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}) d\alpha,$$

или:

$$T = 80 \cdot \psi_c F n^2 D^2 z \int_{-\alpha}^{+\alpha} (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha) (\xi \cdot \sin^2 \alpha + \\ + \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}) d\alpha. \quad (94)$$

где:

n_c — число оборотов в секунду;

ψ_c — коэффициент фрмы лопасти, определяемый по формуле (90).

Интегрирование уравнения упора лопасти гребного колеса. Интеграл, входящий в выражение (94), может быть представлен в виде суммы четырех отдельных членов:

$$\begin{aligned} & \int_{-\alpha}^{+\alpha} (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha) (\xi \cdot \sin^2 \alpha + \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}) d\alpha = \\ & = \xi(1 + \lambda^2) \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sin^2 \alpha d\alpha + (1 + \lambda^2) \int_{-\alpha}^{+\alpha} \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} d\alpha - \\ & - 2\lambda \xi \int_{-\alpha}^{+\alpha} \cos \alpha \cdot \sin^2 \alpha d\alpha - 2\lambda \int_{-\alpha}^{+\alpha} \cos^2 \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} d\alpha. \end{aligned}$$

Преобразуем каждый из отдельных членов, решая входящие в состав их интегралы.

Первый член:

$$\begin{aligned} \xi(1 + \lambda^2) \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sin^2 \alpha d\alpha &= \xi(1 + \lambda^2) \left[\frac{1}{2} \left(\alpha - \frac{\sin 2\alpha}{2} \right) \right]_{-\alpha}^{+\alpha} = \\ &= \xi(1 + \lambda^2) \cdot \frac{1}{2} (2\alpha_0 - \sin 2\alpha_0) = \xi(1 - \lambda^2) (\alpha_0 - \sin \alpha_0 \cos \alpha_0). \end{aligned}$$

Второй член:

$$(1 + \lambda^2) \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} \cdot \cos \alpha d\alpha.$$

Для решения интеграла примем:

$$\xi \cdot \sin \alpha = z; \quad \xi \cdot \cos \alpha d\alpha = dz;$$

$$\begin{aligned} \int \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} \cdot \cos \alpha d\alpha &= \int \sqrt{1 - z^2} \frac{dz}{\xi} = \frac{1}{\xi} \int \sqrt{1 - z^2} dz = \\ &= \frac{1}{\xi} \left(\frac{z}{2} \sqrt{1 - z^2} + \frac{1}{2} \arcsin z \right). \end{aligned}$$

Тогда:

$$\begin{aligned} (1 + \lambda^2) \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} \cdot \cos \alpha d\alpha &= \frac{1 + \lambda^2}{2\xi} \left[\xi \cdot \sin \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} + \right. \\ &+ \arcsin (\xi \cdot \sin \alpha) \Big]_{-\alpha}^{+\alpha} = (1 + \lambda^2) \left[\sin \alpha_0 \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha_0} + \right. \\ &+ \left. \frac{1}{\xi} \arcsin (\xi \cdot \sin \alpha) \right]. \end{aligned}$$

Третий член:

$$2\lambda\xi \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sin^3 \alpha \cdot \cos \alpha \, d\alpha;$$

$$z = \sin \alpha; \quad dz = \cos \alpha \, d\alpha; \quad \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha \, d\alpha = z^2 dz;$$

$$2\lambda\xi \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sin^3 \alpha \cdot \cos \alpha \, d\alpha = 2\lambda\xi \int_{-\alpha}^{+\alpha} \frac{1}{3} \sin^3 \alpha_0 = \frac{4}{3} \lambda\xi \cdot \sin^3 \alpha_0.$$

Четвертый член:

$$2\lambda \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} \cdot \cos^2 \alpha \, d\alpha.$$

При решении этого интеграла применяем метод приближенного интегрирования, раскладывая $\sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}$ в ряд в соответствии с формулой Ньютона:

$$(1+x)^m = 1 + mx + \frac{m(m-1)}{1 \cdot 2} x^2 + \frac{m(m-1)(m-2)}{1 \cdot 2 \cdot 3} x^3 + \dots + \\ + \frac{m(m-1) \dots (m-n+1)}{1 \cdot 2 \cdot 3 \dots n} x^n + \dots$$

Для нашего случая будем иметь:

$$(1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha)^{1/2} = 1 - \frac{1}{2} \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha + \frac{1}{8} \xi^4 \cdot \sin^4 \alpha - \frac{1}{16} \xi^6 \cdot \sin^6 \alpha + \dots$$

В соответствии с этим четвертый член может быть приведен к следующему виду:

$$2\lambda \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} \cdot \cos^2 \alpha \, d\alpha = 2\lambda \int_{-\alpha}^{+\alpha} \cos^2 \alpha \, d\alpha - \\ - \lambda\xi^2 \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \alpha \, d\alpha + \frac{1}{4} \lambda\xi^4 \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sin^4 \alpha \cdot \cos^2 \alpha \, d\alpha - \dots$$

Решаем эти интегралы каждый отдельно.
Первый интеграл:

$$2\lambda \int_{-\alpha}^{+\alpha} \cos^2 \alpha \, d\alpha = 2\lambda \int_{-\alpha}^{+\alpha} \left(\frac{1}{4} \sin 2\alpha + \frac{1}{2} \right) d\alpha = 2\lambda \left(\frac{1}{2} \sin 2\alpha_0 + \alpha_0 \right) = \\ = 2\lambda (\alpha_0 + \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0).$$

Второй интеграл:

$$\begin{aligned}\lambda \xi^2 \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \alpha d\alpha &= \lambda \xi^2 \left[\frac{\sin^3 \alpha \cdot \cos \alpha}{4} + \frac{1}{4} \int \sin^2 \alpha d\alpha \right] = \\ &= \frac{\lambda \xi^2}{4} \left[\sin^3 \alpha \cdot \cos \alpha + \frac{1}{2} \alpha - \frac{1}{4} \sin 2\alpha \right] = \frac{1}{4} \lambda \xi^2 (2 \sin^3 \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0 + \\ &\quad + \alpha_0 - \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0).\end{aligned}$$

Третий интеграл:

$$\begin{aligned}\frac{1}{4} \lambda \xi \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sin^4 \alpha \cdot \cos^2 \alpha d\alpha &= \frac{1}{4} \lambda \xi^4 \left[\frac{1}{6} \sin^5 \alpha \cdot \cos \alpha + \frac{1}{6} \int \sin^4 \alpha d\alpha \right] = \\ &= \frac{1}{24} \lambda \xi^4 \left[\sin^5 \alpha \cdot \cos \alpha - \frac{1}{4} \cos \alpha \cdot \sin^3 \alpha + \frac{3}{4} \int \sin^2 \alpha d\alpha \right] = \\ &= \frac{1}{24} \lambda \xi^4 \left[\sin^5 \alpha \cdot \cos \alpha - \frac{1}{4} \cos \alpha \cdot \sin^3 \alpha + \frac{3}{4} \left(\frac{1}{2} \alpha - \frac{1}{4} \sin 2\alpha \right) \right] = \\ &= \frac{1}{24} \lambda \xi^4 \left(2 \sin^5 \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0 - \frac{1}{2} \sin^3 \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0 + \frac{3}{4} \alpha_0 - \frac{3}{4} \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0 \right).\end{aligned}$$

Третий интеграл является величиной относительно малой по сравнению с первым.

В самом деле: при $\alpha_0 = 45^\circ$

первый интеграл равен:

$$2\lambda (\alpha_0 + \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0) = 2,58 \cdot \lambda;$$

второй интеграл равен:

$$\frac{1}{4} \lambda \xi^2 (2 \sin^3 \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0 + \alpha_0 - \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0) = 0,198 \xi^2 \lambda;$$

третий интеграл равен:

$$\begin{aligned}\frac{1}{24} \lambda \xi^4 \left(2 \sin^5 \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0 - \frac{1}{2} \sin^3 \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0 + \right. \\ \left. + \frac{3}{4} \alpha_0 - \frac{3}{4} \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0 \right) = 0,0141 \xi^4 \lambda.\end{aligned}$$

Следовательно, даже при $\xi = 1$ третий интеграл будет составлять всего 0,5% первого; когда же величина $\xi < 1$, положим $\xi = 0,8$,

$$0,0141 \xi^4 \cdot \lambda = 0,0058 \lambda,$$

что составит величину порядка 0,2% первого члена.

Таким образом, четвертый член интеграла, входящего в формулу упора, будет равен:

$$2\lambda \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} \cdot \cos^2 \alpha \, d\alpha = 2\lambda (\alpha_0 + \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0) - \\ - \frac{1}{4} \lambda \xi^2 (2 \sin^2 \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0 + \alpha_0 - \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0).$$

Это приближенное решение четвертого члена будет значительно более удобным, чем решение второго в конечном виде. Дадим и для второго члена аналогичное приближенное решение:

$$(1 + \lambda^2) \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} \cdot \cos \alpha \, d\alpha = (1 + \lambda^2) \int_{-\alpha}^{+\alpha} \cos \alpha \, d\alpha - \\ - \frac{1}{2} (1 + \lambda^2) \xi^2 \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha \, d\alpha + \frac{1}{8} (1 + \lambda^2) \xi^4 \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sin^4 \alpha \cdot \cos \alpha \, d\alpha - \dots$$

Решаем отдельные интегралы.

Первый интеграл:

$$(1 + \lambda^2) \int_{-\alpha}^{+\alpha} \cos \alpha \, d\alpha = 2(1 + \lambda^2) \cdot \sin \alpha_0;$$

второй интеграл:

$$\frac{1}{2} (1 + \lambda^2) \xi^2 \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha \, d\alpha = \\ = \frac{1}{2} (1 + \lambda^2) \xi^2 \int_{-\alpha}^{+\alpha} \frac{1}{3} \sin^3 \alpha = \frac{1}{3} (1 + \lambda^2) \xi^2 \cdot \sin^3 \alpha_0;$$

третий интеграл:

$$\frac{1}{8} (1 + \lambda^2) \xi^4 \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sin^4 \alpha \cdot \cos \alpha \, d\alpha = \\ = \frac{1}{8} (1 + \lambda^2) \xi^4 \int_{-\alpha}^{+\alpha} \frac{1}{5} \sin^5 \alpha = \frac{1}{20} (1 + \lambda^2) \xi^4 \cdot \sin^5 \alpha_0.$$

Третьим членом можно пренебречь, так как даже при угле $\alpha = 60^\circ$ (максимальный из практически применяемых углов входа лопастей гребного колеса) он будет составлять всего $\frac{0,485 \cdot \xi^4}{1,732 \cdot 20} = 0,014 \xi^4$ первого члена, что при $\xi = 0,75$ составит всего 0,44% первого члена.

Таким образом, второй член интеграла, входящего в формулу упора, будет иметь вид:

$$(1 + \lambda^2) \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} \cdot \cos \alpha \, d\alpha = \\ = 2(1 + \lambda^2) \left(\sin \alpha_0 - \frac{1}{6} \xi^2 \cdot \sin^3 \alpha_0 \right).$$

Это выражение для второго члена будет проще выведенного выше в конечном виде.

Подставляя полученные выражения отдельных членов, составляющих интеграл формулы (94), получим:

$$\int_{-\alpha}^{+\alpha} (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha) (\xi \cdot \sin^2 \alpha + \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}) \, d\alpha = \\ = \xi(1 + \lambda^2) (\alpha_0 - \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0) + 2(1 + \lambda^2) \left(\sin \alpha_0 - \frac{1}{6} \xi^2 \cdot \sin^3 \alpha_0 \right) - \\ - \frac{4}{3} \lambda \xi \cdot \sin^3 \alpha_0 - \left[2\lambda (\alpha_0 + \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0) - \frac{1}{4} \lambda \xi^2 (\alpha_0 + \right. \\ \left. + 2 \sin^3 \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0 - \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0) \right] = \xi(1 + \lambda^2) \alpha_0 - \\ - \xi(1 + \lambda^2) \cdot \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0 + 2(1 + \lambda^2) \cdot \sin \alpha_0 - \\ - \frac{1}{3} (1 + \lambda^2) \xi^2 \cdot \sin^3 \alpha_0 - \frac{4}{3} \lambda \xi \cdot \sin^3 \alpha_0 - 2\lambda \alpha_0 - \\ - 2\lambda \cdot \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0 + \frac{1}{4} \lambda \xi^2 \alpha_0 + \frac{1}{2} \lambda \xi^2 \cdot \sin^3 \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0 - \\ - \frac{1}{4} \lambda \xi^2 \cdot \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0 = (1 + \lambda^2) \left[\xi (\alpha_0 - \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0) + \right. \\ \left. + 2 \left(\sin \alpha_0 - \frac{1}{6} \xi^2 \cdot \sin^3 \alpha_0 \right) \right] - \lambda \left[\frac{4}{3} \xi \cdot \sin^3 \alpha_0 + 2 (\alpha_0 + \right. \\ \left. + \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0) - \frac{1}{4} \xi^2 (\alpha_0 + 2 \sin^3 \alpha_0 - \cos \alpha_0 \cdot \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0) \right].$$

Принимая в выражении интеграла:

$$2 \sin \alpha_0 + \xi (\alpha_0 - \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0) - \frac{1}{3} \xi^2 \cdot \sin^3 \alpha_0 = \Delta$$

и

$$2 (\alpha_0 + \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0) + \frac{4}{3} \xi \cdot \sin^3 \alpha_0 - \\ - \frac{1}{4} \xi^2 (\alpha_0 + 2 \sin^3 \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0 - \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0) = \Gamma,$$

получим:

$$\int_{-\alpha}^{+\alpha} (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha) (\xi \cdot \sin^2 \alpha + \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}) d\alpha = \Delta (1 + \lambda^2) - \Gamma \lambda.$$

В соответствии с этим значением интеграла формула упора гребного колеса (94) примет следующий вид:

$$T = 80 \cdot \psi_c z F n_c^2 D^3 [\Delta (1 + \lambda^2) - \Gamma \lambda]. \quad (95)$$

В этой формуле:

ψ_c — коэффициент формы лопасти, определяемый по формуле (90);
 z — число плиц;

$F = B \cdot H$ — площадь плицы в м²;

B — длина плицы на оба борта в м;

H — высота плицы в м;

n_c — об/сек. колеса;

D — диаметр колеса по центрам цапф лопастей в м;

λ — поступь гребного колеса с учетом интерференции лопастей;

Δ и Γ — функция угла α_0 и величины эксцентриксового отношения ξ .

Величины Δ и Γ могут быть определены в соответствии с написанными для них выражениями по следующим формулам:

$$\left. \begin{aligned} \Delta &= \delta_0 + \delta_1 \xi - \delta_2 \xi^2 \\ \Gamma &= 2\gamma_0 + \gamma_1 \xi - \gamma_2 \xi^2 \end{aligned} \right\}, \quad (96)$$

где:

$$\left. \begin{aligned} \delta_0 &= 2 \sin \alpha_0, \\ \delta_1 &= \alpha_0 - \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0, \\ \delta_2 &= \frac{1}{3} \sin^3 \alpha_0. \end{aligned} \right\} \left. \begin{aligned} \gamma_0 &= \alpha_0 + \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0, \\ \gamma_1 &= \frac{4}{3} \sin^3 \alpha_0 = 4 \cdot \delta_2, \\ \gamma_2 &= \frac{1}{4} (\delta_1 + 2 \sin^3 \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0). \end{aligned} \right\} \quad (97)$$

Величины $\delta_0, \delta_1, \delta_2, \gamma_0, \gamma_1$ и γ_2 являются функциями от угла погружения α_0 и могут быть подсчитаны заранее, а также построены в виде графиков, которые дадут возможность быстро проводить расчеты упора гребного колеса.

Влияние на упор величины эксцентриксового отношения ξ . Эксцентриксовое отношение является основной характеристикой кинематики гребного колеса с поворотными лопастями; поэтому необходимо установить, как оно влияет на упор колеса.

С этой целью для некоторых частных случаев производятся числовые подсчеты той части упора, которая зависит от ξ .

Возьмем для первого примера:

$$\alpha = 54^\circ; \quad \lambda = 0,70; \quad \xi = 0,75.$$

При этом мы будем иметь:

$$\begin{aligned}\delta_0 &= 2 \cdot 0,809 = 1,618; \\ \delta_1 &= 0,94 - 0,809 \cdot 0,588 = 0,463; \\ \delta_2 &= 0,176; \\ \Delta &= 1,618 + 0,463 \cdot 0,75 - 0,176 \cdot 0,562 = 1,866; \\ \Delta(1+\lambda)^2 &= 2,78; \\ \gamma_0 &= 2(0,94 + 0,476) = 2,832; \\ \gamma_1 &= 0,703; \\ \gamma_2 &= \frac{1}{4}(0,94 + 2 \cdot 0,53 \cdot 0,588 - 0,476) = 0,280; \\ \Gamma &= 2,832 + 0,703 \cdot 0,75 - 0,280 \cdot 0,562 = 3,202; \\ \Gamma \cdot \lambda &= 2,24; \\ \Delta(1+\lambda^2) - \Gamma\lambda &= 0,54.\end{aligned}$$

Посмотрим, что будет при том же упоре и при той же поступи, но при $\xi = 0,50$ и $\xi = 1,00$.

$$\begin{aligned}\Delta_{0,5} &= 1,8055; & \Delta(1+\lambda^2) &= 2,685; \\ \Gamma_{0,5} &= 3,1135; & \Gamma\lambda &= 2,180; \\ \Delta(1+\lambda^2) - \Gamma\lambda &= 0,505; \\ \Delta_{1,0} &= 1,905; & \Gamma_{1,0} &= 3,255; \\ \Delta(1+\lambda^2) - \Gamma\lambda &= 0,562.\end{aligned}$$

Проверяем на условии эффективного входа по формуле (66), так как эксцентрикное отношение должно быть меньше ξ_0 :

$$\xi_0 = \frac{10(1 - \lambda \cdot \cos \alpha) - \lambda \cdot \sin \alpha}{10,05 \sin \alpha \sqrt{1 + \lambda^2} - 2\lambda \cdot \cos \alpha} = \frac{5,314}{6,63} = 0,80.$$

Таким образом, при $\alpha = 54^\circ$ и $\lambda = 0,70$ эксцентрикное отношение может быть выбираемо для проверки формулы только до 0,80.

При $\xi = 0,80$ значения угла φ начнут приближаться к нулю, а затем будут переходить в отрицательные величины, вследствие чего величина ψ_0 начнет понижаться, а с нею вместе и величина упора будет уменьшаться по сравнению с формулой (95).

Для учета этого обстоятельства следовало бы ψ_0 внести под знак интеграла, что однако не является необходимым, так как при проектировании мы должны поставить условие — не превышать значения эффективного эксцентрикного отношения.

Примем далее:

$$\begin{aligned}\alpha_0 &= 45^\circ; & \lambda &= 0,60; & \xi &= 0,75 \text{ и } 0,50; \\ \delta_1 &= 1,414, & \gamma_0 &= 2,57, \\ \delta_2 &= 0,285, & \gamma_1 &= 0,474, \\ \delta_3 &= 0,118, & \gamma_2 &= 0,196.\end{aligned}$$

Для $\xi = 0,75$

$$\Delta = 1,414 + 0,285 \cdot 0,75 - 0,118 \cdot 0,562 = 1,562;$$

$$\Gamma = 2,570 + 0,471 \cdot 0,75 - 0,196 \cdot 0,562 = 2,814;$$

$$\Delta(1 + \lambda^2) - \Gamma\lambda = 0,43.$$

Для $\xi = 0,50$

$$\Delta = 1,414 + 0,285 \cdot 0,5 - 0,118 \cdot 0,25 = 1,527;$$

$$\Gamma = 2,570 + 0,471 \cdot 0,5 - 0,196 \cdot 0,25 = 2,756;$$

$$\Delta(1 + \lambda^2) - \Gamma\lambda = 0,42.$$

Таким образом, получается новое освещение влияния эксцентрик-кового отношения на действие гребного колеса, а именно: при больших углах эксцентрик-ковое отношение выгодно увеличивать до эффективного включительно; при малых углах уменьшение эксцен-трик-кового отношения не будет вызывать отрицательных явлений с точки зрения упора колеса.

Проверим последнее положение при угле погружения $\alpha_0 = 35^\circ$ и $\lambda = 0,60$.

$$\delta_0 = 2 \cdot 0,574 = 1,148;$$

$$\gamma_0 = 2,16;$$

$$\delta_1 = 0,61 - 0,47 = 0,14;$$

$$\gamma_1 = 0,252;$$

$$\delta_2 = 0,063;$$

$$\gamma_2 = 0,112.$$

Для $\xi = 0,75$

$$\Delta = 1,148 + 0,105 - 0,035 = 1,218;$$

$$\Gamma = 2,16 + 0,189 - 0,063 = 2,286;$$

$$\Delta(1 + \lambda^2) - \Gamma\lambda = 0,285.$$

Для $\xi = 0,50$

$$\Delta = 1,148 + 0,07 - 0,016 = 1,202;$$

$$\Gamma = 2,160 + 0,126 - 0,028 = 2,258;$$

$$\Delta(1 + \lambda^2) - \Gamma\lambda = 0,285.$$

При малых углах эксцентрик-ковое отношение имеет на упор слабое влияние, при больших же углах повышение эксцентрик-кового отно-шения до эффективного включительно безусловно целесообразно и необходимо.

26. Уравнение упора гребного колеса с поворотными лопастями

Выше была выведена формула (95) для упора гребного колеса как совокупности изолированных лопастей, действующих в невозмущен-ном потоке жидкости, без изменения ее свободного уравнения. Эта формула:

$$T = 80 \cdot \psi_c \cdot z \cdot F \cdot n_c^2 \cdot D^2 \cdot [\Delta(1 + \lambda^2) - \Gamma\lambda]$$

может быть применена и для действительного гребного колеса, лопа-сти которого взаимодействуют, производя ускорение и возмущение потока, причем уровень жидкости в районе действия колеса получает

соответствующее искривление как за счет самой сущности реактивного воздействия вблизи свободного уровня, так и за счет входа и выхода лопастей из воды.

Так как работа изолированной лопасти в невозмущенном потоке значительно отличается от работы действительной лопасти в составе гребного колеса, то сущность отдельных величин в уравнении упора должна соответствующим образом измениться, хотя общий вид формулы в обоих случаях и сохраняется постоянным.

Понятие об изменении сущности отдельных элементов уравнения упора прежде всего распространяется на величину поступи λ , определяемой из выражения:

$$\lambda = 1 - s = \frac{v}{\pi n_c D}, \quad (98)$$

в котором:

v — скорость относительного движения в направлении перемещения судна;

$\pi n_c D$ — линейная скорость вращения колеса;

s — скольжение движителя.

Понятие о поступи, являющейся дополнением до единицы величины скольжения, далеко не определено как вследствие сущности понятия об относительной скорости перемещения v , так и вследствие выбора величины скорости покидающих струй.

Начнем с последнего. Подобно винтам, для которых, в зависимости от скорости выхода, различают понятия для скольжения и поступи в зависимости от геометрического или динамического шага, в гребных колесах поступь также будет различной в зависимости от того, будем ли мы принимать скорость выхода равной окружной скорости или отличной от последней. Роль шага у гребных винтов для колесных движителей будет падать на диаметр, поскольку основным фактором действия движителя является число оборотов.

Если обозначить неизвестную скорость выхода потока из движителя через w , то величина динамического диаметра гребного колеса будет определяться следующим выражением:

$$D_0 = \frac{w}{\pi n_c}. \quad (99)$$

По аналогии с винтовыми движителями, скорость выхода w может быть определена как скорость свободного перемещения гребного колеса; отсюда для динамического диаметра намечаются два различных понятия: 1) диаметр свободного перемещения, или нулевого упора, и 2) диаметр свободного вращения, или нулевого момента на валу гребного колеса.

Таким образом, в зависимости от скорости выхода, могут быть введены три категории понятия для поступи: а) поступь относительно геометрического диаметра, или просто поступь, б) поступь относительно диаметра нулевого упора и в) поступь относительно диаметра нулевого момента.

Подходя к определению понятия о скорости относительного перемещения, мы должны для гребного колеса в целом различать две поступи:

кажущуюся

$$\lambda_0 = \frac{v_0}{\pi n_c D}$$

и действительную

$$\lambda = \frac{v_a}{\pi n_c D},$$

где:

v_0 — скорость перемещения судна относительно воды, не обеспокоенной влиянием обводов;]

v_a — скорость перемещения колеса в направлении движения судна относительно подходящей к движителю воды;

D — диаметр колеса, которому может быть присвоено каждое из приведенных выше понятий как о геометрическом размере, так и о динамическом, с подразделением на диаметр нулевого упора и нулевого момента.

Для отдельной лопасти гребного колеса скорость подтекания воды, вообще говоря, может быть отличной от скорости перемещения колеса относительно потока. Обозначая эту скорость через v_i , мы будем иметь аналогичное с формулой (98) выражение для индуктивной поступи:

$$\lambda_i = \frac{v_i}{\pi n_c D}$$

с возможностью разделения ее на три отмеченные выше категории, в зависимости от диаметра колеса. Разница между скоростью v_i и v_a падает прежде всего на счет неравномерности скоростей потока в различных частях сектора действия лопасти.

В самом деле: скорость потока, вызванная действием лопастей, будет зависеть, с одной стороны, от динамических характеристик движения профиля, а с другой, — от степени погруженности лопасти, так как этим будет определяться скорость гидравлического напора.

Так как вследствие изменения угла атаки на протяжении рабочего хода лопасти динамическая характеристика вызванной скорости, а также погруженность лопасти под уровнем воды будут различными, то эта скорость, а с нею вместе и скорость подтекания воды к лопасти v_i , будут различными на всем протяжении рабочего движения лопасти в жидкой среде.

Таким образом, при строгом подходе индуктивная поступь лопасти гребного колеса будет величиной переменной на протяжении ее рабочего движения в жидкости от момента входа до момента выхода, причем если вводится понятие об индуктивной поступи колеса, то оно должно отображать некоторое среднее значение данного рода поступи лопасти, равноценное в динамическом отношении действительной поступи гребного колеса. В соответствии с этим можно дать определение индуктивной поступи λ_i как поступи, при которой упор совокупности изолированных лопастей равен упору всего колеса.

Индуктивная поступь всегда больше номинальной поступи изолированного колесного движителя, так как вызванная скорость

лопастей всегда будет положительной; разница между ними будет тем больше, чем меньше шаг лопастей и чем больше ширина последних; кроме того эта разница будет обуславливаться явлениями, связанными с работой движителя вблизи свободного уровня.

Индуктивная поступь, как правило, будет больше кажущейся поступи для гребных колес, установленных у бортов судна, так как явление попутного потока будет влиять на работу лопастей значительно слабее, чем вызванная скорость. У гребных колес, установленных за кормой судна, индуктивная поступь может быть как больше, так и меньше кажущейся, в зависимости от соотношения влияющих основных факторов.

Уточнив понятие об индуктивной поступи, мы можем, исходя из выражения (95), написать следующее уравнение:

$$\Delta(1 + \lambda_i^2) - \Gamma \lambda_i - \frac{T}{80 \cdot \psi_c \cdot z \cdot F \cdot n_c^2 D^2} = 0.$$

Решая это уравнение относительно λ_i , получим:

$$\lambda_i = \frac{\Gamma}{2\Delta} \pm \sqrt{\left(\frac{\Gamma}{2\Delta}\right)^2 - \left(1 - \frac{\tau}{\Delta}\right)}, \quad (100)$$

где τ — постоянная упора или коэффициент нагрузки, определяемый выражением:

$$\tau = \frac{T}{80 \cdot \psi_c \cdot z \cdot F \cdot n_c^2 D^2}. \quad (101)$$

Так как с увеличением нагрузки движителя его поступь уменьшается, то действительным корнем λ_i по формуле (100) будет корень, получаемый при знаке минус у радикала. В соответствии с этим индуктивная поступь, за которой мы для удобства сохраняем знак λ , будет определяться выражением:

$$\lambda = \frac{\Gamma}{2\Delta} - \sqrt{\left(\frac{\Gamma}{2\Delta}\right)^2 - \left(1 - \frac{\tau}{\Delta}\right)}, \quad (102)$$

где Γ и Δ определяются по формулам (96) и (97). Формула (102) дает возможность определить величину индуктивной поступи в зависимости от величины коэффициента нагрузки τ .

Таким образом, формула (95) при соответствующем выборе величины поступи будет отображать упор всего гребного колеса в действительных условиях его работы. Согласно этой формуле упор пропорционален числу лопастей колеса. Последнее положение часто подвергается сомнению, так как при отнесении характеристик действия колесного движителя к кажущейся или номинальной поступи не получается прямой пропорциональности между упором и числом лопастей. Данный вопрос является принципиальным.

Ясно, что, поскольку каждая лопасть колеса действует в потоке периодически, постольку единицей действия движителя будет лопасть, и общее действие движителя будет получаться как сумма действия всех лопастей, или же как произведение из действия одной лопасти на общее их число. Таким образом, число лопастей должно входить в уравнение упора в качестве множителя.

То обстоятельство, что упор не получается пропорциональным числу лопастей при кажущейся поступи, указывает на то, что число лопастей z является одним из основных факторов, влияющих на соотношение между индуктивной (действительной) и кажущейся поступью.

Вторым принципиальным моментом является вопрос об учете явлений, происходящих вблизи поверхности свободного уровня и объединяемых понятием о числе Фруда.

Если взять выражение (101) для коэффициента упора и подставить его в уравнение упора (95), то получится:

$$\tau = \Delta (1 + \lambda^2) - \Gamma \lambda. \quad (103)$$

Как видим, коэффициент упора τ будет выражаться для данного колеса с определенной установкой центра эксцентрика и определенным погружением в виде одной кривой линии.

В действительности при отнесении результатов испытания модели к номинальной поступи колеса получается ряд кривых в зависимости от величины числа Фруда, что, однако, ни в какой мере не может свидетельствовать о несовершенстве формулы: последняя выведена для изолированной лопасти, действующей в невозмущенном потоке, и вид ее вполне отображает происходящие при этом явления. Влияние числа Фруда скажется на величине соотношения между поступями, в результате чего при отнесении характеристики упора к номинальной поступи по формуле (95) получится ряд кривых, соответствующих различным количественным соотношениям между поступями номинальной и индуктивной.

Таким образом, полученная формула для упора гребного колеса принципиально вполне правильна. В количественном отношении, как увидим ниже, формула упора дает результаты, всецело согласующиеся с данными натурных испытаний колесных судов.

ГЛАВА VI

КОЭФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ГРЕБНОГО КОЛЕСА С ПОВОРОТНЫМИ ЛОПАСТЯМИ

27. Индуктивный коэффициент полезного действия гребного колеса

Общий вид формулы для к. п. д. гребного колеса. К. п. д. гребного колеса, как всякого механизма, преобразующего мощность вращения на валу в мощность полезного упора, сообщаемого перемещению телу вместе с валом, может быть представлен в следующем общем виде:

$$\eta_p = \frac{T \cdot v_0}{\omega \cdot M}, \quad (104)$$

где:

T — упор гребного колеса в кг;

v_0 — скорость перемещения судна относительно спокойной воды в м/сек.;

$\omega = 2\pi n_c$ — угловая скорость вращения;

M — момент на валу в кгм.

Рассматривая величину крутящего момента, как затрачиваемую работу, мы должны отразить в ней: а) затрату работы на сообщение массе воды скорости, равной скорости вращения колеса; б) затрату работы на создание волн, вихрей и прочих возмущений в окружающей среде и в) механические потери в поворотном механизме движителя.

Крутящий момент, представляющий собой произведение из тангенциальных сил изолированных лопастей, работающих в потоке невозмущенной жидкости, на радиус колеса:

$$M_i = 0,5DS$$

может быть назван индуктивным моментом гребного колеса.

В соответствии с этим полный момент на валу без учета механических потерь в валопроводе будет равен:

$$M = \frac{M_i}{\eta_v \eta_w},$$

где η_v — механический к. п. д. гребного колеса и η_w — волновой к. п. д. гребного колеса.

Подставляя в формулу (104) выражение для момента на валу гребного колеса, будем иметь:

$$\eta_p = \frac{T \cdot v_0 \eta_v \eta_w}{\omega \cdot M_i} = \eta_v \cdot \eta_w \cdot \frac{T \cdot v_0}{\omega M_i}.$$

Последний множитель этого выражения, представляющий чистый к. п. д. колеса, работающего в невозмущенной среде, может быть назван индуктивным к. п. д., имеющим следующее выражение:

$$\eta_k = \frac{T v_0}{\omega M_i}.$$

Заменяв в этом выражении угловую скорость числом оборотов и индуктивный момент — тангенциальной силой, получим общий вид формулы для индуктивного к. п. д. гребного колеса:

$$\eta_k = \frac{T \cdot v_0}{\pi \cdot n_c \cdot D \cdot S} = \lambda_0 \cdot \frac{T}{S}, \quad (105)$$

где:

T — упор гребного колеса в направлении перемещения судна;

S — тангенциальная сила на окружности центров цапф лопастей;

λ_0 — кажущаяся поступь гребного колеса как судового движителя.

Таким образом, общий к. п. д. колеса будет выражаться произведением трех коэффициентов:

$$\eta_p = \eta_k \cdot \eta_v \cdot \eta_w, \quad (106)$$

в котором не учитываются потери мощности в валопроводе.

Следовательно, если потребуется перейти от момента на валу движителя M к мощности на валу двигателя, то нам необходимо будет в общую формулу для момента:

$$M = 716,2 \frac{WHP}{n},$$

ввести η_m — коэффициент механических потерь в валопроводе.

$$M = 716,2 \frac{SHP \eta_m}{n}.$$

Исходя из выражения (105), можно на основе закона импульса сил составить общую формулу индуктивного к. п. д. колеса:

$$\eta_k = \lambda_0 \frac{\int_{-\alpha}^{+\alpha} T_i d\alpha}{\int_{-\alpha}^{+\alpha} S_i d\alpha}, \quad (107)$$

причем в соответствии с выведенным выше

$$\int_{-\alpha}^{+\alpha} T_i d\alpha = \frac{2\pi}{z} T,$$

где упор гребного колеса T определяется по формуле (95).

Для определения индуктивного коэффициента необходимо решить интеграл тангенциальной силы, исходя из ее выражения в соответствии с планом скоростей и давлений.

Формула для тангенциальной силы изолированной лопасти гребного колеса. Выражение для этой силы при данном угле действия имеет, согласно формуле (40), следующий вид:

$$S_i = T_i \cdot \cos \alpha + Q_i \cdot \sin \alpha,$$

где:

$$T_i = P \cdot \cos \gamma - W \cdot \sin \gamma;$$

$$Q_i = P \cdot \sin \gamma + W \cdot \cos \gamma.$$

Подставляя значения T_i и Q_i в выражение для S_i будем иметь:

$$\begin{aligned} S_i &= P \cdot \cos \gamma \cos \alpha - W \cdot \sin \gamma \cdot \cos \alpha + P \cdot \sin \gamma \cdot \sin \alpha + W \cdot \cos \gamma \cdot \sin \alpha = \\ &= P (\cos \gamma \cdot \cos \alpha + \sin \gamma \cdot \sin \alpha) + W (\cos \gamma \cdot \sin \alpha - \sin \gamma \cdot \cos \alpha), \end{aligned}$$

подставляя сюда неоднократно встречавшиеся выражения для тригонометрических функций угла γ :

$$\cos \gamma = \frac{\sin \alpha}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}} \quad \text{и} \quad \sin \gamma = \frac{\lambda - \cos \alpha}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}},$$

получим для тангенциальной силы выражение:

$$S_i = P \frac{\sin \alpha \cdot \cos \alpha + (\lambda - \cos \alpha) \cdot \sin \alpha}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}} + W \frac{\sin^2 \alpha - (\lambda - \cos \alpha) \cdot \cos \alpha}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}},$$

или:

$$\begin{aligned} S_i &= W \frac{\mu \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha + \mu \cdot \sin \alpha (\lambda - \cos \alpha) + \sin^2 \alpha - \cos \alpha (\lambda - \cos \alpha)}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}} = \\ &= W \cdot \frac{\mu \cdot \sin \alpha (\cos \alpha + \lambda - \cos \alpha) + \sin^2 \alpha - \cos \alpha (\lambda - \cos \alpha)}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}} = \\ &= W \cdot \frac{\sin \alpha (\mu \lambda + \sin \alpha) - \cos \alpha (\lambda - \cos \alpha)}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}}. \end{aligned}$$

Для силы сопротивления в соответствии с формулами (36) берем выражение:

$$W = \frac{1}{2} \rho c_w \cdot F w^2$$

и, подставляя его, будем иметь:

$$S_i = \frac{1}{2} \rho c_w F w^2 \frac{\sin \alpha (\mu \lambda + \sin \alpha) - \cos \alpha (\lambda - \cos \alpha)}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}}.$$

Имея в виду формулу (16), получим:

$$S_i = \frac{\pi^2}{2} \rho c_w F n_c^2 D^2 \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha} [\sin \alpha (\mu \lambda + \sin \alpha) - \cos \alpha (\lambda - \cos \alpha)],$$

где величины c_w и μ являются функциями угла действия α .

Примем в этом выражении для μ и c_w приближенные значения:

$$\mu = \operatorname{ctg} \varphi$$

и

$$c_w = \psi_c \sin \varphi.$$

Для $\operatorname{ctg} \varphi$ и $\sin \varphi$ выше были выведены выражения (65) и (61):

$$\operatorname{ctg} \varphi = \frac{\sin \alpha [\xi (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) + \lambda \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}]}{(1 - \lambda \cdot \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \lambda \xi \cdot \sin^2 \alpha},$$

$$\sin \varphi = \frac{(1 - \lambda \cdot \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \lambda \xi \cdot \sin^2 \alpha}{\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}}.$$

При подстановке в выражения S_i значений μ и c_w знаменатель выражения $\sin \varphi$ сократится с множителем $\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}$ выражения для S_i ; квадратная скобка выражения S_i разобьется на два члена:

$$\mu \lambda \sin \alpha + (\sin^2 \alpha - \lambda \cdot \cos \alpha + \cos^2 \alpha) = \mu \lambda \cdot \sin \alpha + (1 - \lambda \cos \alpha);$$

при этом в первом члене произойдет сокращение числителя от $\sin \varphi$ со знаменателем от $\operatorname{ctg} \varphi$.

В результате будем иметь:

$$S_i = \frac{\pi^2}{2} \rho F n_c^2 D^2 \psi [\lambda \cdot \sin^2 \alpha \{ \xi (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) + \lambda \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} \} + (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) \{ (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \lambda \xi \cdot \sin^2 \alpha \}].$$

Раскрываем квадратную скобку полученного выражения:

$$\begin{aligned} & \lambda \xi \cdot \sin^2 \alpha - \lambda^2 \xi \cdot \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha + \lambda^2 \cdot \sin^2 \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} + \\ & + \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \lambda \cdot \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \lambda \cdot \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} + \\ & + \lambda^2 \cdot \cos^2 \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - \lambda \xi \cdot \sin^2 \alpha + \lambda^2 \cdot \xi \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha = \\ & = \lambda^2 \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} + \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} - 2\lambda \cdot \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} = \\ & = (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}. \end{aligned}$$

Подставляя значение квадратной скобки в выражение для тангенциальной силы, получим следующую формулу:

$$S_i = \psi \frac{\pi^2}{2} \rho F n_c^2 D^2 (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}. \quad (108)$$

С другой стороны, в соответствии с выводом к формуле (74) мы имеем следующее выражение для упора:

$$T_i = \psi \frac{\pi^2}{2} \rho F n_c^2 D^2 (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha) (\xi \cdot \sin^2 \alpha + \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}).$$

Таким образом, для индуктивного к. п. д. гребного колеса мы будем иметь:

$$\eta_k = \lambda_0 \frac{\int_{-\alpha}^{+\alpha} (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cos \alpha) (\xi \sin^2 \alpha + \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \sin^2 \alpha}) \cdot d\alpha}{\int_{-\alpha}^{+\alpha} (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} \cdot d\alpha}. \quad (109)$$

В этом выражении числитель представляет уже известную нам величину:

$$\int_{-\alpha}^{+\alpha} (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha) (\xi \cdot \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}) \cdot d\alpha = \Delta(1 + \lambda^2) - \Gamma\lambda.$$

Интегрирование уравнения тангенциальной силы лопасти гребного колеса. Для определения индуктивного к. п. д. необходимо проинтегрировать подынтегральную функцию тангенциальной силы:

$$\begin{aligned} & \int_{-\alpha}^{+\alpha} (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} \cdot d\alpha = \\ & = (1 + \lambda^2) \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} \cdot d\alpha - 2\lambda \int_{-\alpha}^{+\alpha} \cos \alpha \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} \cdot d\alpha. \end{aligned}$$

Оба входящие в это выражение интеграла достаточно просто могут быть решены путем разложения $\sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}$ в ряд, а именно:

$$\begin{aligned} \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} &= 1 - \frac{1}{2} \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha + \frac{1}{8} \xi^4 \cdot \sin^4 \alpha - \\ &- \frac{1}{16} \xi^6 \cdot \sin^6 \alpha + \frac{5}{128} \xi^8 \cdot \sin^8 \alpha - \dots \end{aligned}$$

Первый интеграл в соответствии с этим будет:

$$\begin{aligned} (1 + \lambda^2) \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} d\alpha &= (1 + \lambda^2) \int_{-\alpha}^{+\alpha} d\alpha - \\ &- \frac{1}{2} (1 + \lambda^2) \xi^2 \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sin^2 \alpha d\alpha + \frac{1}{8} (1 + \lambda^2) \xi^4 \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sin^4 \alpha d\alpha - \\ &- \frac{1}{16} (1 + \lambda^2) \xi^6 \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sin^6 \alpha d\alpha \pm \dots \end{aligned}$$

Решаем его почленно.

Первый член:

$$(1 + \lambda^2) \int_{-\alpha}^{+\alpha} d\alpha = 2(1 + \lambda^2) \alpha_0;$$

второй член:

$$\begin{aligned} & \frac{1+\lambda^2}{2} \xi^2 \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sin^2 \alpha \, d\alpha = \\ & = \frac{1+\lambda^2}{2} \xi^2 \left[\frac{1}{2} \alpha - \frac{1}{4} \sin 2\alpha \right]_{-\alpha}^{+\alpha} = \frac{1}{2} (1+\lambda^2) \xi^2 (\alpha_0 - \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0); \end{aligned}$$

третий член:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{8} (1+\lambda^2) \xi^4 \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sin^4 \alpha \, d\alpha = \frac{1+\lambda^2}{8} \xi^4 \left[-\frac{1}{4} \cos \alpha \cdot \sin^3 \alpha + \frac{3}{4} \int \sin^2 \alpha \cdot d\alpha \right]_{-\alpha}^{+\alpha} \\ & = \frac{1}{8} (1+\lambda^2) \xi^4 \left[-\frac{1}{4} \cos \alpha \cdot \sin^3 \alpha + \frac{3}{4} \left(\frac{1}{2} \alpha - \frac{1}{2} \sin \alpha \cdot \cos \alpha \right) \right]_{-\alpha}^{+\alpha} \\ & = \frac{1}{8} (1+\lambda^2) \xi^4 \left(\frac{3}{4} \alpha_0 - \frac{3}{4} \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0 - \frac{1}{2} \cos \alpha_0 \sin^3 \alpha_0 \right). \end{aligned}$$

Сравниваем величину числового значения третьего члена с величиной первого и второго членов при максимальном практическом угле погружения для гребных колес $\alpha_0 = 60^\circ$:

$$\frac{3}{4} \alpha_0 = 0,785; \quad \frac{3}{4} \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0 = 0,325; \quad \frac{1}{2} \cos \alpha_0 \cdot \sin^3 \alpha_0 = 0,162.$$

Общее значение третьего члена:

$$\frac{1}{8} (1+\lambda^2) \xi^4 \cdot 0,298 = 0,0372 \xi^4 (1+\lambda^2);$$

первого члена:

$$2(1+\lambda^2) \alpha_0 = 2,10(1+\lambda^2);$$

второго члена:

$$\frac{1}{2} (1+\lambda^2) \xi^2 (\alpha_0 - \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0) = 0,306 (1+\lambda^2) \xi^2.$$

Пусть эксцентрикное отношение будет наибольшим практическим значением $\xi = 0,80$. Тогда третий член $= 0,0372 (1+\lambda^2) \xi^4 = 0,0152 (1+\lambda^2)$, что в 138 раз меньше первого члена, а второй член $= 0,306 (1+\lambda^2) \xi^2 = 0,196 (1+\lambda^2)$, т. е. в 13 раз больше третьего члена.

Так как при меньших значениях угла погружения α и меньших значениях эксцентрикного отношения ξ величина третьего члена будет еще меньше по сравнению с первым, то им с полным основанием практически можно пренебречь.

Следовательно, первый интеграл будет иметь следующее выражение:

$$(1+\lambda^2) \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sqrt{1-\xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} d\alpha = \\ = 2(1+\lambda^2) \alpha_0 - \frac{1}{2} (1+\lambda^2) \xi^2 (\alpha_0 - \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0).$$

Аналогичным разложением в ряд величины $\sqrt{1-\xi^2 \cdot \sin^2 \alpha}$ второй интеграл общего выражения тангенциальной силы может быть приведен к следующему виду:

$$2\lambda \int_{-\alpha}^{+\alpha} \cos \alpha \sqrt{1-\xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} d\alpha = 2\lambda \int_{-\alpha}^{+\alpha} \cos \alpha d\alpha - \\ - \lambda \xi^2 \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha d\alpha + \frac{1}{4} \lambda \xi^4 \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sin^4 \alpha \cdot \cos \alpha d\alpha - \dots$$

Берем отдельные интегралы:

$$2\lambda \int_{-\alpha}^{+\alpha} \cos \alpha d\alpha = 2\lambda \left| \sin \alpha \right|_{-\alpha}^{+\alpha} = 4\lambda \cdot \sin \alpha_0; \\ \lambda \xi^2 \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha d\alpha = \lambda \xi^2 \left| \frac{1}{3} \sin^3 \alpha \right|_{-\alpha}^{+\alpha} = \frac{2}{3} \lambda \xi^2 \cdot \sin^3 \alpha_0; \\ \frac{1}{4} \lambda \xi^4 \int_{-\alpha}^{+\alpha} \sin^4 \alpha \cdot \cos \alpha d\alpha = \frac{1}{4} \lambda \xi^4 \left| \frac{1}{5} \sin^5 \alpha \right|_{-\alpha}^{+\alpha} = \frac{1}{10} \lambda \xi^4 \cdot \sin^5 \alpha_0.$$

Сравнивая числовые значения трех членов при максимальных значениях α и ξ , т. е. при $\alpha_0 = 60^\circ$ и $\xi = 0,80$, будем иметь: первый член:

$$4\lambda \cdot \sin \alpha_0 = 3,47 \cdot \lambda;$$

второй член:

$$\frac{2}{3} \lambda \xi^2 \cdot \sin^3 \alpha_0 = 0,277\lambda,$$

третий член:

$$0,1 \lambda \xi^4 \cdot \sin^5 \alpha_0 = 0,02\lambda.$$

Третий член в 170 раз меньше первого, и его с полным основанием можно отбросить; в соответствии с этим будем иметь:

$$2\lambda \int_{-\alpha}^{+\alpha} \cos \alpha \sqrt{1-\xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} d\alpha = 4\lambda \cdot \sin \alpha_0 - \frac{2}{3} \lambda \xi^2 \cdot \sin^3 \alpha_0.$$

Формула для индуктивного к. п. д. колеса. Произведя интегрирование выражения для тангенциальной силы, приступаем к состав-

лению общего выражения для индуктивного к. п. д. Для этого выписываем общий интеграл, входящий в знаменатель выражения η_k , и представляем его в сокращенной форме:

$$\begin{aligned} & \int_{-\alpha}^{+\alpha} (1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha) \sqrt{1 - \xi^2 \cdot \sin^2 \alpha} d\alpha = 2(1 + \lambda^2) \alpha_0 - \\ & - \frac{1}{2} (1 + \lambda^2) \xi^2 (\alpha_0 - \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0) - 4\lambda \cdot \sin \alpha_0 + \\ & + \frac{2}{3} \lambda \xi^2 \cdot \sin \alpha_0 = (1 + \lambda^2) [2\alpha_0 - \frac{1}{2} \xi^2 (\alpha_0 - \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0)] - \\ & - 2\lambda \left(2 \sin \alpha_0 - \frac{1}{3} \xi^2 \cdot \sin^3 \alpha_0 \right) = E(1 + \lambda^2) - 2\Theta, \end{aligned}$$

где:

$$\begin{aligned} E &= 2\alpha_0 - \frac{1}{2} \xi^2 (\alpha_0 - \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0); \\ \Theta &= 2 \sin \alpha_0 - \frac{1}{3} \xi^2 \cdot \sin^3 \alpha_0. \end{aligned}$$

Подставляя значения найденных интегралов в выражение (109), будем иметь для определения к. п. д. гребного колеса следующую формулу:

$$\eta_k = \lambda_0 \frac{\Delta(1 + \lambda^2) - \Gamma\lambda}{E(1 + \lambda^2) - 2\Theta}, \quad (110)$$

в которой:

λ_0 — кажущаяся поступь гребного колеса;

λ — индуктивная (действительная) поступь гребного колеса с учетом интерференции лопастей;

Δ , Γ , E и Θ — функции от угла погружения α_0 и эксцентриксового отношения ξ .

В соответствии с принятыми выше обозначениями [формула (97)] величины E и Θ могут быть представлены в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} E &= 2\alpha_0 - 0,5\xi^2\delta_1 \\ \Theta &= \delta_0 - \xi^2\delta_2 \end{aligned} \right\}, \quad (111)$$

где:

ξ — эксцентриксовое отношение;

α_0 — угол погружения в радианах;

δ_0 , δ_1 , δ_2 — обозначения тригонометрических функций угла погружения α_0 .

По формуле (97) эти величины определяются следующим образом:

$$\begin{aligned} \delta_0 &= 2 \sin \alpha_0; \\ \delta_1 &= \alpha_0 - \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0; \\ \delta_2 &= \frac{1}{3} \sin^3 \alpha_0. \end{aligned}$$

Для функций Δ и Γ были составлены выражения (96):

$$\Delta = \delta_0 + \delta_1 \xi - \delta_2 \xi^2;$$

$$\Gamma = 2\gamma_0 + \gamma_1 \xi - \gamma_2 \xi^2,$$

в которых, в соответствии с формулами (97), величины γ имеют следующие зависимости от угла погружения:

$$\gamma_0 = \alpha_0 + \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0;$$

$$\gamma_1 = \frac{4}{3} \sin^3 \alpha_0 = 4\delta_2;$$

$$\gamma_2 = \frac{1}{4} (\alpha_0 + 2 \sin^3 \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0 - \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0) = \frac{1}{4} (\delta_1 + 2 \sin^3 \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0).$$

При обработке отдельных величин, входящих в формулу (110), в форме графиков кажущийся довольно длинным подсчет получается простым и быстрым.

По своей структуре формула (110) для индуктивного к. п. д. полностью удовлетворяет поставленным выше требованиям в отношении гребных колес с поворотными лопастями и дает возможность определить величину к. п. д. в зависимости от поступи угла погружения и эксцентрикового отношения. Эта формула выражает зависимость:

$$\eta_k = f(s, \alpha \text{ и } \xi),$$

которая отражает специфичность гребного колеса, как движителя, не вполне погруженного в воду, у которого к тому же может меняться кинематика лопасти.

Влияние на индуктивный к. п. д. колеса величины эксцентрикового отношения ξ и угла погружения α_0 . На основе отдельных примеров подсчета произведем анализ влияния эксцентриситета и угла погружения на полезное действие гребного колеса.

Примем значения угла α_0 равными 54° , 45° и 35° , для которых нами были уже определены отдельные величины, входящие в формулы (110) и (111).

Угол погружения $\alpha_0 = 54^\circ = 0,943$; поступь колеса $\lambda = 0,70$. При этих исходных условиях имеем для $\xi = 0,75$:

$$\Delta(1 + \lambda^2) - \Gamma\lambda = 0,54;$$

$$E = 1,885 - 0,5 \cdot 0,562 \cdot 0,463 = 1,756;$$

$$\Theta = 1,618 - 0,176 \cdot 0,562 = 1,519;$$

$$E(1 + \lambda^2) - 2\Theta\lambda = 2,615 - 2,125 = 0,490.$$

По формуле (110):

$$\eta_k = \lambda_0 \cdot \frac{0,54}{1,756 \cdot (1 + 0,49) - 2 \cdot 1,519 \cdot 0,7} = 1,102 \cdot \lambda_0.$$

Соответственно для $\xi = 0,50$:

$$\Delta(1 + \lambda^2) - \Gamma\lambda = 0,505;$$

$$E(1 + \lambda^2) - 2\Theta\lambda = 0,520;$$

$$\eta_k = 0,972\lambda_0.$$

Таким образом, выявляется сильное влияние величины эксцентрик-ового отношения на к. п. д. гребного колеса. Следует помнить, что влияние величины ξ будет правильно отражено только в том случае, когда ξ равно или меньше ξ_e , определяемого по формуле (66):

$$\xi_e = \frac{40(1 - \lambda \cdot \cos \alpha) - \lambda \cdot \sin \alpha}{40,05 \sin \alpha \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}}.$$

Как видно из этой формулы, при соответственном ξ формулой к. п. д. (110) можно будет пользоваться для данного угла погружения лишь до определенного предела поступи λ , так как с увеличением λ величина ξ будет падать, и мы подойдем к случаю, когда ξ будет равно ξ_e . Это и будет пределом для увеличения поступи гребного колеса при данном значении эксцентрик-ового отношения.

Посмотрим теперь, как влияет угол погружения на к. п. д. гребного колеса.

Берем угол погружения $\alpha_0 = 45^\circ = 0,785$ и поступь колеса $\lambda = 0,70$.

Для $\xi = 0,75$ будем иметь:

$$\begin{aligned} \Delta &= 1,562 \text{ и } \Gamma = 2,814, \Delta(1 + \lambda^2) - \Gamma\lambda = 0,385; \\ E &= 1,57 - 0,5 \cdot 0,562 \cdot 0,285 = 1,490; \\ \Theta &= 1,414 - 0,118 \cdot 0,562 = 1,348; \\ E(1 + \lambda^2) - 2\Theta\lambda &= 0,352; \\ \eta_k &= \lambda_0 \frac{0,385}{0,352} = 1,095\lambda_0. \end{aligned}$$

Для $\xi = 0,50$:

$$\begin{aligned} \Delta &= 1,527 \text{ и } \Gamma = 2,756; \Delta(1 + \lambda^2) - \Gamma\lambda = 0,345; \\ E &= 1,534 \text{ и } \Theta = 1,385; E(1 + \lambda^2) - 2\Theta\lambda = 0,345; \\ \eta_k &= \lambda_0 \frac{0,345}{0,345} = 1,0\lambda_0. \end{aligned}$$

Таким образом, уменьшение угла погружения на к. п. д. гребного колеса существенно не отражается, однако влияние эксцентрик-ового отношения при больших углах погружения сказывается на величине к. п. д. значительнее, чем при малых углах.

В связи с этим встает вопрос, не расходится ли вывод об относительно малом влиянии α_0 на η_k с данными практики. Ответ на это должен последовать отрицательный, так как это положение находит широкое подтверждение на колесах с правильно выбранными соотношениями элементов эксцентрик-ового поворотного механизма гребного колеса. Имеющие место в практике отдельные случаи значительного понижения полезного эффекта при сильном погружении гребного колеса относятся всецело за счет явления удара плицы о воду, обусловленного отступлением эксцентрик-ового отношения от оптимума в сторону меньших значений.

Таким образом, угол погружения и эксцентрик-ового отношения совершенно по-разному влияют на упор и на к. п. д. гребного колеса, в то время как на величину развиваемого упора исключительно

сильное влияние оказывает угол погружения, на величине к. п. д. значительнее сказывается влияние эксцентрикowego отношения.

Это совершенно естественно, так как упор есть количественный фактор действия гребного колеса, обусловленный абсолютными значениями действующих сил, тогда как к. п. д. является качественным фактором действия гребного колеса, и его величина обуславливается соотношением сил упорного давления и тангенциального сопротивления вращению.

Само собой разумеется, что влияние угла погружения и эксцентрикowego отношения на упор и полезное действие гребного колеса будет количественно неодинаковым в зависимости от абсолютных значений α_0 и ξ .

Проанализируем, какое влияние на к. п. д. имеет соотношение между λ и λ_0 .

Возьмем для этого угол погружения $\alpha_0 = 45^\circ$ и $\lambda = 0,60$.

При $\xi = 0,75$:

$$\begin{aligned} \Delta(1 + \lambda^2) - \Gamma\lambda &= 0,430; \\ E(1 + \lambda^2) - 2\Theta\lambda &= 0,407; \\ \eta_k &= 1,056 \cdot \lambda_0. \end{aligned}$$

При $\xi = 0,50$:

$$\begin{aligned} \Delta(1 + \lambda^2) - \Gamma\lambda &= 0,42; \\ E(1 + \lambda^2) - 2\Theta\lambda &= 0,423; \\ \eta_k &= 0,994 \cdot \lambda_0. \end{aligned}$$

Таким образом, при уменьшении λ , или, что то же, при возрастании действительного скольжения, коэффициент при λ_0 при прочих равных условиях уменьшается. Это чрезвычайно важно, так как с увеличением действительного скольжения упор гребного колеса возрастает, и мы могли бы в связи с этим прийти к несколько ошибочному выводу, — что повышение действительного скольжения является исключительно благоприятным моментом, величина же к. п. д. предостерегает от этого вывода, ставя вопрос о целесообразности повышения действительного скольжения по сравнению с кажущимся в плоскость компромисса.

Таким образом, благодаря тому, что в формулу (110) для к. п. д. входят и кажущаяся и действительная поступи, достигается возможность учета важного для действия гребного колеса явления интерференции лопастей.

В самом деле для одной лопасти, действующей в потоке всего один раз, разницы между действительной и кажущейся поступью не будет; она появляется в том случае, когда гребное колесо состоит из ряда лопастей, действующих одна за другой, в силу чего предыдущая лопасть создает ускорение потока для последующей. Такое ускорение потока уменьшает относительную скорость продвижения действующей лопасти и снижает силу ее упора. Однако к. п. д. при этом повышается, что и учитывается выведенной для него формулой.

Для полноты анализа произведем подсчет к. п. д. для угла погружения $\alpha_0 = 35^\circ$ и для поступи $\lambda = 0,60$.

При $\xi = 0,75$:

$$\begin{aligned}\Delta(1+\lambda^2) - \Gamma \cdot \lambda &= 0,285; \\ \delta_0 &= 1,148; \quad \delta_1 = 0,14; \quad \delta_2 = 0,063; \quad 2\alpha_0 = 1,22; \\ E &= 1,184 \quad \text{и} \quad \Theta = 1,113; \\ E(1+\lambda^2) - 2\Theta\lambda &= 0,270; \\ \eta_n &= 1,055 \cdot \lambda_0.\end{aligned}$$

При $\xi = 0,50$:

$$\begin{aligned}\Delta(1+\lambda^2) - \Gamma\lambda &= 0,285; \\ E &= 1,202 \quad \text{и} \quad \Theta = 1,132; \\ E(1+\lambda^2) - 2\Theta\lambda &= 0,280; \\ \eta_n &= 1,020\lambda_0.\end{aligned}$$

Как и следовало ожидать, изменение величины эксцентриксового отношения ξ влияет на к. п. д. меньше при малых углах погружения, чем при больших. Этот вывод имеет большое практическое значение, создавая правильное отношение к вопросу о выборе типа гребного колеса для мелкосебящих судов. При освоении мелких рек очень большое значение имеет осадка судна, в связи с чем утяжеление гребного аппарата не благоприятствует разрешению проблемы освоения мелких рек. Кроме того на мелких реках большое значение будет иметь простота движителя как в смысле его изготовления, так и ремонта. Гребное колесо с малым эксцентриситетом в пределе, стремящемся к нулю, т. е. колесо с радиальными лопастями, как в отношении веса, так и в изготовлении значительно проще колеса с поворотными лопастями.

Переход к поворотным лопастям диктуется высокими значениями угла погружения, но там, где этот угол мал, применять колеса с поворотными лопастями не вызывается необходимостью, так как полезное действие гребного колеса остается практически неизменным. Таким образом, при малых осадках судов рациональнее ориентироваться на радиальные колеса, тогда как при больших осадках следует устанавливать только колеса с поворотными лопастями, которые должны управляться механизмом с меняющимся эксцентриситетом, причем здесь может стоять вопрос как о переставном, так и о скользящем эксцентриксе.

28. Анализ формулы для эффективного эксцентриксового отношения ξ_e

Для полноты представления о выборе эксцентриксового отношения проанализируем формулу (66) для эффективного эксцентриксового отношения:

$$\xi_e = \frac{10(1 - \lambda \cdot \cos \alpha) - \lambda \cdot \sin \alpha}{10,05 \sin \alpha \cdot \sqrt{1 + \lambda^2} - 2\lambda \cdot \cos \alpha} \geq \xi.$$

С этой целью в таблице 33 приведены числовые значения эксцентриксового отношения при различных значениях α и λ . Для наглядности результаты подсчетов представлены в виде диаграммы

Числовые значения эффективного эксцентрического отношения ξ_e

α	Полупуть λ	0,00	0,10	0,20	0,30	0,40	0,50	0,60	0,70	0,80	0,85	0,90	0,95	1,00
30°	$10 \frac{(1 - \lambda \cos \alpha)}{\lambda \cdot \sin \alpha}$ $\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}$ ξ_e	10 0 1 0,993	9,434 0,050 0,915 1,975	8,268 0,100 0,834 1,950	7,400 0,150 0,756 1,940	6,535 0,200 0,684 1,845	5,670 0,250 0,620 1,740	4,810 0,300 0,566 1,588	3,940 0,350 0,529 1,352	3,075 0,400 0,505 1,055	2,640 0,425 0,499 0,893	2,210 0,450 0,501 0,701	1,770 0,475 0,505 0,510	1,340 0,500 0,518 0,923
45°	$10 \frac{(1 - \lambda \cdot \cos \alpha)}{\lambda \cdot \sin \alpha}$ $\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}$ ξ_e	10 0 1 1,440	9,293 0,0707 0,932 1,395	8,585 0,141 0,871 1,365	7,875 0,212 0,816 1,325	7,175 0,283 0,771 1,258	6,465 0,353 0,738 1,165	5,755 0,424 0,715 1,050	5,050 0,495 0,707 0,907	4,325 0,565 0,714 0,741	3,990 0,601 0,721 0,661	3,640 0,636 0,735 0,575	3,280 0,672 0,745 0,493	2,920 0,707 0,765 0,407
60°	$10 \frac{(1 - \lambda \cdot \cos \alpha)}{\lambda \cdot \sin \alpha}$ $\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}$ ξ_e	10 0 1 1,150	9,500 0,0866 0,954 1,135	9,000 0,173 0,917 1,107	8,500 0,260 0,890 1,065	8,000 0,346 0,872 1,010	7,500 0,433 0,866 0,938	7,000 0,520 0,872 0,855	6,500 0,606 0,890 0,760	6,000 0,693 0,917 0,666	5,750 0,736 0,934 0,619	5,500 0,780 0,955 0,568	5,250 0,823 0,975 0,522	5,000 0,866 1,000 0,475
75°	$10 \frac{(1 - \lambda \cdot \cos \alpha)}{\lambda \cdot \sin \alpha}$ $\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}$ ξ_e	10 0 1 1,031	9,741 0,0966 0,980 1,014	9,482 0,1932 0,968 0,990	9,223 0,2885 0,967 0,953	8,965 0,3865 0,977 0,905	8,705 0,483 0,996 0,851	8,445 0,579 1,025 0,791	8,185 0,676 1,065 0,727	7,925 0,773 1,108 0,665	7,795 0,821 1,132 0,635	7,665 0,869 1,160 0,604	7,540 0,918 1,186 0,576	7,420 0,966 1,218 0,547
90°	$10 \frac{(1 - \lambda \cdot \cos \alpha)}{\lambda \cdot \sin \alpha}$ $\sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}$ ξ_e	10,00 0 1 0,995	10,00 0,100 1,005 0,981	10,00 0,200 1,020 0,957	10,00 0,300 1,045 0,925	10,00 0,400 1,077 0,887	10,00 0,500 1,118 0,846	10,00 0,600 1,165 0,802	10,00 0,700 1,221 0,758	10,00 0,800 1,280 0,715	10,00 0,850 1,312 0,694	10,00 0,900 1,345 0,674	10,00 0,950 1,380 0,653	10,00 1,00 1,415 0,633

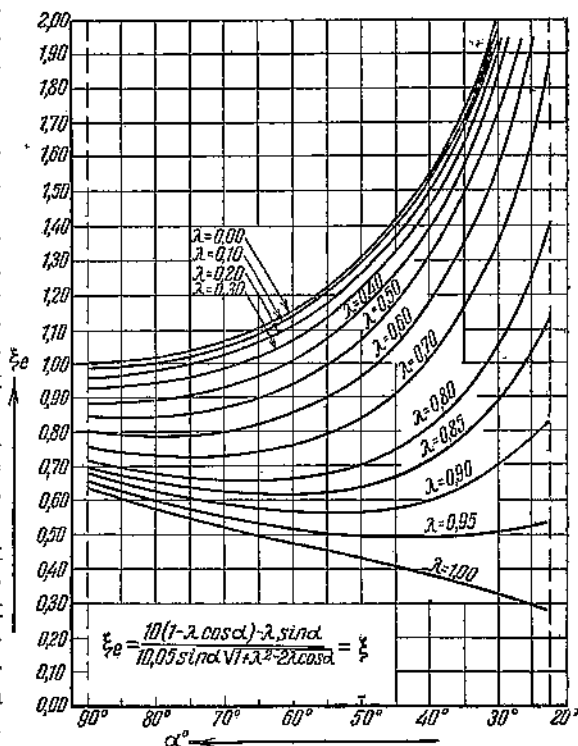
на фиг. 60, где, в зависимости от угла α , построены кривые $\xi_e = f(\alpha)$ при различных значениях λ .

Анализируя полученные данные, можно сделать важные выводы относительно выбора угла погружения гребного колеса. При малых значениях λ , т. е. при больших значениях скольжения колеса, с повышением угла α , эффективное эксцентрикское отношение падает, причем даже при самых больших углах оно имеет значения больше, чем конструктивно осуществимые в современных типах гребных колес.

Отсюда вытекает, что ограничение угла погружения для тяжелых буксиров доктуется не эксцентриковым механизмом, как это иногда ошибочно предполагают, а условиями размещения пилы под уровнем воды и над уровнем килля. В самом деле: при увеличении угла погружения α_0 и $D_k = \text{const}$ мы сначала придем к узким пилцам, а затем вовсе не сможем обеспечить укладываемость пилцы до линии килля. В результате встанет вопрос или о приращении малого угла или малого диаметра, что и даст рациональное решение в отношении выбора угла погружения для буксирных судов, работающих с высокими скольжениями; с точки же зрения выбора эксцентрикового отношения повышение угла погружения для них было бы только благоприятным условием.

Иначе обстоит дело с выбором рационального угла погружения для гребных колес, работающих при малых скольжениях, т. е. при относительно высоких значениях поступи λ , что имеет место главным образом у пассажирских судов и у легких буксиров.

Возьмем для примера на фиг. 60 кривую для $\lambda = 0,80$. При уменьшении угла погружения α до 60° кривая все время стремится к минимуму, но затем она снова повышается до углов порядка 90° включительно. Попасть во время входа должна управляться механизм с эксцентриковым отношением, равным или меньшим ξ_e . Если для данного случая мы возьмем угол больше 60° , то должны будем при входе



Фиг. 60. Диаграмма к определению эффективного эксцентрикового отношения в зависимости от угла погружения и величины поступи колеса

отступить от эффективного угла атаки в сторону его увеличения, уменьшив при этом эксцентрикное отношение во избежание торможения при последующем движении пливцы.

Таким образом, минимум кривой будет определять наилучший угол с точки зрения действия гребного колеса. Следовательно, для гребных колес, работающих с малыми нагрузками, кроме условий размещения будем иметь для выбора угла погружения также условия, определяемые наиболее выгодным действием гребных колес. Предельный угол погружения с точки зрения действия мы получим путем анализа по кривым, представленным на фиг. 60, и затем по условиям размещения выберем рациональный угол для данного случая.

Кривые с большими значениями λ в полной мере объясняют явление удара (хлопание пливцами) о воду, имеющее место при увеличении осадки на пассажирских судах, так как при этом будут получаться избыточные по сравнению с нормальной осадкой углы атаки.

Если при малом скольжении необходимо будет осуществить колесо с большим погружением, то единственно рациональным будет конструирование гребного колеса со скользящим эксцентриком во время рабочего хода лопасти.

29. Волновой коэффициент полезного действия гребного колеса

Выше было дано выражение для коэффициента упора:

$$\tau = \frac{T}{80 \phi_{cz} F n_c^2 D^2} = \Delta (1 + \lambda^2) - \Gamma \lambda,$$

которое дало возможность определить величины индуктивной поступи по формуле:

$$\lambda = \frac{\Gamma}{2\Delta} - \sqrt{\left(\frac{\Gamma}{2\Delta}\right)^2 - \left(1 - \frac{\tau}{\Delta}\right)}.$$

Зная величину индуктивной поступи, мы можем определить величину индуктивного к. п. д. по формуле (110):

$$\eta_k = \lambda_0 \frac{\Delta (1 + \lambda^2) - \Gamma \lambda}{E (1 + \lambda^2) - 2\Theta \lambda}.$$

Заменяя числитель дроби коэффициентом упора τ , а знаменатель — величиной ϑ , будем иметь формулу для индуктивного к. п. д. колеса в следующем виде:

$$\eta_k = \lambda_0 \cdot \frac{\tau}{\vartheta}, \quad (112)$$

где:

$$\vartheta = E (1 + \lambda^2) - 2\Theta \lambda. \quad (113)$$

Выясним физический смысл величины ϑ .

Для этого берем ее выражение в соответствии с формулой (112):

$$\vartheta = \lambda_0 \frac{\tau}{\eta_k}$$

и подставляем в него значения отдельных величин, а именно

$$\lambda = \frac{v_0}{\pi n_c D}; \quad \eta_k = \frac{T \cdot v_0}{2\pi n_c M_i}; \quad \tau = \frac{T}{80 \psi_c z F n_c^2 D^2}.$$

В соответствии с этим для определения ϑ получим формулу:

$$\vartheta = \frac{M_i}{40 \psi_c z F n_c^2 D^2}. \quad (114)$$

Таким образом, ϑ представляет собой величину коэффициента индуктивного момента.

Обозначая отношение между коэффициентами упора и момента через новую постоянную ε_k , для определения последней будем иметь следующее выражение:

$$\varepsilon_k = \frac{\tau}{\vartheta} = \frac{T \cdot D}{2 M_i} \quad (115)$$

На основании формулы (115) легко получить для индуктивного к. п. д. колеса следующую простую формулу:

$$\eta_k = \lambda \varepsilon_k, \quad (116)$$

в которой:

λ — кажущаяся поступь гребного колеса как судового движителя;

ε_k — коэффициент эффективности действия гребного колеса.

Коэффициент эффективности ε_k является прекрасной характеристикой действия гребного колеса, дающей возможность определить соотношение между мощностью и упором при любой скорости движения. В самом деле: при скорости хода судна $v = 0$, что соответствует работе на швартовых, к. п. д. колеса получается равным нулю, тогда как работа колеса при этом и по упору и по моменту будет максимальной. Коэффициент эффективности при этом не превращается в нуль, а имеет какое-то определенное значение. Следовательно, имея формулу (115), мы можем при любой скорости движения судна по упору T определить момент, и наоборот.

По формулам (114) и (115) мы можем определить величину индуктивного момента:

$$M_i = \vartheta \cdot 40 \cdot \psi_c z F n_c^2 D^2 = \frac{T D}{2 \varepsilon_k}.$$

Исходя же из величины затрачиваемой мощности на валу движителя, мы сможем определить действительный момент на валу:

$$M = 716,2 \frac{\text{SHP} \cdot \eta_m \eta_v}{n},$$

где: SHP — мощность на валу двигателя в л. с.;

n — число об/мин.;

η_m — механический к. п. д. валопровода;

η_v — механический к. п. д. колеса.

Зная моменты, мы можем определить величину волнового к. п. д. по формуле:

$$\eta_w = \frac{M_i}{M} = \frac{T \cdot D \cdot n_c}{23,9 \text{ WHP} \cdot \varepsilon_k}, \quad (117)$$

где:

T — упор гребного колеса в кг;

n_c — число об/сек.;

$WHP = SHP$ $\eta_m \eta_v$ — мощность на валу двигателя;

ϵ_k — коэффициент эффективности действия.

Таким образом, имея из опыта величины упора и затрачиваемой мощности, мы можем с помощью выведенных формул определить как волновой к. п. д. гребного колеса, так и величину индуктивной поступи. Как видно из формулы (117), величина волнового к. п. д. зависит, с одной стороны, от соотношения между мощностью и упором, а с другой, — от величины коэффициента эффективности.

На основании формулы (115) и выражений для θ и τ по формулам (103) и (113) будем иметь:

$$\epsilon_k = \frac{\Delta(1 + \lambda^2) - \Gamma\lambda}{E(1 + \lambda^2) - 2\Theta\lambda} \quad (118)$$

Следовательно, волновой к. п. д. зависит от величины индуктивной поступи λ , эксцентриксового отношения ξ и угла погружения α_0 . Кроме того величина волнового коэффициента зависит от произведения диаметра на число оборотов, иными словами, — от величины окружной скорости.

Обозначая, как обычно принято, отношение упора к мощности на валу через удельную нагрузку на силу мощности:

$$\zeta = \frac{T}{WHP}, \quad (119)$$

получим для волнового к. п. д. выражение:

$$\eta_w = \zeta \cdot \frac{Dn_c}{23,9z_x}, \quad (120)$$

из которого в наглядной форме выявляется влияние волнового коэффициента на работу колеса, как двигателя.

Волновой коэффициент получается тем выше, чем больше обеспечивается величина удельной тяги на единицу мощности; с другой стороны, его значение понижается с повышением коэффициента

эффективности $\epsilon_k = \frac{\tau}{D}$, что вполне естественно, так как это равно-

сильно повышению нагрузки на двигатель. В самом деле: величина ζ характеризует достигнутый эффект действия колеса, тогда как величина ϵ_k характеризует упорную нагрузку на единицу момента, откуда и получается обратное влияние этих величин на волновой коэффициент.

Интересно отметить выявляющееся из формул (117) и (120) влияние на волновой коэффициент η_w абсолютного размера диаметра D и числа оборотов колеса n_c . Это влияние при постоянных значениях удельной тяги ζ и коэффициента эффективности ϵ_k сводится к тому, что, чем больше произведение $D \cdot n_c$, тем выше значение волнового коэффициента.

Если ввести в рассмотрение число Фруда, то формула (120) переписывается в следующем виде:

$$\eta_w = \zeta \cdot \Phi \frac{\sqrt{D}}{23,9 \cdot \varepsilon_n}, \quad (121)$$

где $\Phi = n_c \sqrt{D}$ — число Фруда для гребного колеса.

Из формулы (121) видно, что гребные колеса с высокими числами Фруда работают с более высокими значениями волнового коэффициента.

Это заключение будет справедливым лишь при сравнении колес с постоянными значениями удельной тяги. Если же мы возьмем одно колесо и будем для него за счет числа оборотов повышать число Фруда, то может получиться обратная картина вследствие влияния величины удельной нагрузки ζ , так как последняя с повышенным числом оборотов чаще всего падает.

Все эти моменты являются чрезвычайно важными для анализа явлений, происходящих у поверхности свободного уровня жидкости в районе действия гребного колеса.

В заключение выяснения вопроса о волновом коэффициенте необходимо отметить, что коэффициент эффективности $\varepsilon_n = \frac{\tau}{\delta}$ является чрезвычайно устойчивой характеристикой действия гребного колеса и имеет в большинстве случаев значение больше единицы. Величина волнового коэффициента для данного колеса также довольно устойчива до некоторого предела увеличения поступи, после чего этот коэффициент начинает резко падать. Принципиально его значение может быть и меньше и больше единицы; последнее обуславливается благоприятным влиянием обводов корпуса и формы поверхности жидкости на действие колеса.

ГЛАВА VII

ПРАКТИЧЕСКОЕ ПРИЛОЖЕНИЕ ТЕОРИИ К РАСЧЕТУ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ И К АНАЛИЗУ РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЯ КОЛЕСНЫХ ДВИЖИТЕЛЕЙ

30. Пути практического использования выводов теории

Основной целью практического расчета элементов гребного колеса является определение его наивыгоднейших размерений для заданных условий работы как в отношении развиваемого им упора, так и полезного действия колеса.

Изложенная выше теория гребного колеса с поворотными лопастями дает возможность оценивать величины упора и к. п. д. в зависимости от основных размеров гребного колеса и элементов, характеризующих его работу как судового движителя. Кроме того предлагаемая теория дает возможность определить наивыгоднейшее эксцентриковое отношение при каждом данном погружении гребного колеса и установить основные тенденции в отношении выбора угла погружения для заданных условий действия колеса.

Практический расчет элементов гребного колеса должен свестись к выявлению методов сопоставления таких размерений гребного колеса, которые обеспечивали бы ему наивысшие показатели в отношении упорного давления и к. п. д. Этот путь вариатного решения задачи в отношении выбора наивыгоднейших элементов гребного колеса, широко практикуемый при практическом расчете всех типов судовых движителей, требует для охвата возможно большего количества вариантов размерений достаточно гибкого расчетного метода. Поэтому первой задачей на пути практического приложения выводов изложенной теории является изыскание таких форм использования выведенных уравнений упорного давления и к. п. д., которые обеспечили бы их практическую приложимость.

Однако, как бы ни был гибок метод расчета, ценность его будет невысокой, если он не будет обеспечивать необходимую практическую точность, так как всякий расчет является только средством, а не целью.

Поэтому второй задачей в отношении практического использования изложенной теории является, во-первых, доказательство ее неоторванности от практики и, во-вторых, установление на ее основе путей обработки результатов натурных испытаний колесных судов.

31. Приведение выводов теории к расчетному виду

Как указано выше, непосредственное влияние формул (95), (96) и (97) для определения упорного давления гребного колеса и формул (110) и (111) для определения его к. п. д. сопряжено с затратой зна-

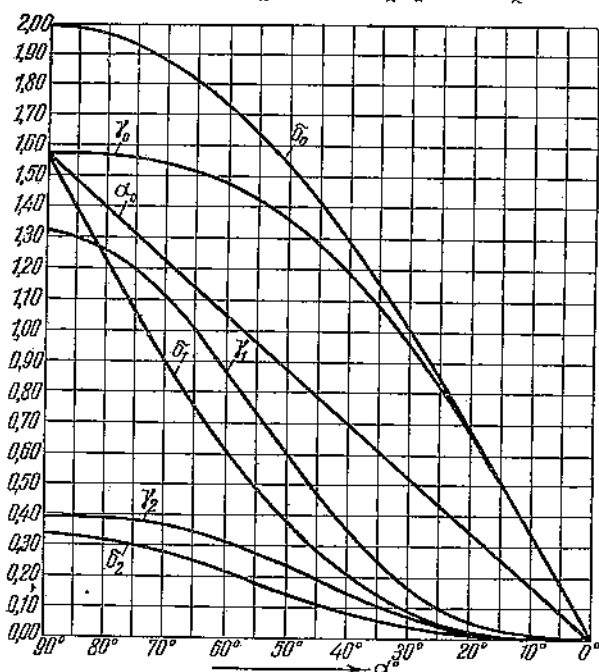
чительного времени при вариантном решении задачи о выборе элементов судового колесного движителя. С целью упрощения практического использования указанных формул прежде всего производим подсчет тригонометрических функций угла погружения α_0 в соответствии с их выражениями по формуле (97):

$$\begin{aligned}\delta_0 &= 2 \sin \alpha_0; \\ \delta_1 &= \alpha_0 - \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0; \\ \delta_2 &= \frac{1}{3} \sin^3 \alpha_0; \\ \gamma_0 &= \alpha_0 + \sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0; \\ \gamma_1 &= \frac{4}{3} \sin^3 \alpha_0 = 4\delta_2; \\ \gamma_2 &= \frac{1}{4}(\delta_1 + 2 \sin^3 \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0).\end{aligned}$$

Результаты этого подсчета для углов погружения от 0 до 90° приведены в таблице 34, а также в графической форме на фиг. 61.

Как видно из графика, все тригонометрические функции при нулевом угле погружения превращаются в нуль, стремясь к максимуму при угле погружения в 90°. Этот результат является следствием отождествления лопасти гребного колеса с элементом, расположенным у центра давления. Для действительной лопасти при угле погружения, равном нулю, будет иметь место погружение наружного ее конца, для которого эти тригонометрические функции, обуславливающие равенство нулю упора, будут иметь конечные значения. Однако для этих условий центр давления лопасти переместится к наружному концу, и мы будем иметь как бы более узкую плиту, работающую на большем диаметре.

Таким образом, и при малых углах погружения, которые в практике вообще не встречаются, противоречия теории с действитель-



Фиг. 61. Вспомогательные величины к формулам (95) и (100) для упора и коэффициента полезного действия гребного колеса

ностью нет. Тем не менее следует отметить, о чем упоминалось и выше, что теория отожествленной лопасти будет в принципе своего построения тем точнее, чем уже будут килы гребного колеса и чем больше будет их угол погружения.

В характере протекания кривых, построенных на фиг. 61, мы наблюдаем специфическую особенность в отношении функций δ_1 и γ_1 . Эти функции, в соответствии с формулами (96), входят в уравнения для Δ и Γ в качестве множителей при величинах ξ .

В то время как значения δ_1 по мере роста угла погружения все время увеличиваются с возрастающей интенсивностью, кривая для γ_1 вначале следующая той же закономерности, получает затем перегиб при значении угла α_0 около 70° и продолжает далее возрастать с малой, постепенно затухающей интенсивностью. Так как обе рассматриваемые функции относятся к членам, содержащим эксцентриковое отношение в первой степени и входят в формулу (95) упора — первая в уменьшаемое, а вторая — в вычитаемое, то от характера изменения этих функций в основном зависит относительное влияние эксцентрикового отношения на величину упора, развиваемого гребным колесом при различных углах действия. Закономерность протекания рассматриваемых кривых в полной мере подтверждает сделанные выше выводы об относительно малом влиянии эксцентрикового отношения на упор при малых углах погружения и о значительном влиянии его при больших углах погружения. Это подтверждает правильность высказанной выше мысли о рациональности применения радиальных колес для малых осадок, а колес с поворотными лопастями, оборудованных переставным и скользящим эксцентриком, — для больших осадок.

Характер влияния угла погружения колеса на величину создаваемого им упора хорошо отражается кривыми изменений δ_0 и γ_0 .

Расхождение кривых по мере роста угла погружения увеличивается, что указывает на возрастание упора с увеличением угла α_0 .

Необходимо отметить, что угол погружения в отношении развиваемого гребным колесом упора играет чрезвычайно ответственную роль. Это вполне естественно, принимая во внимание, что гребное колесо является двигателем, не выполне погруженным в воду, и от степени его погруженности будет зависеть величина сектора действия этого двигателя.

Имея возможность по фиг. 61 быстро определить все тригонометрические функции, входящие в уравнения упора, и к. п. д. в зависимости от угла погружения колеса, можно без особого труда подсчитать величины Δ и Γ по формулам (96):

$$\Delta = \delta_0 + \delta_1 \xi + \delta_2 \xi^2;$$

$$\Gamma = 2\gamma_0 + \gamma_1 \xi + \gamma_2 \xi^2,$$

а также величины E и Θ по формулам (111):

$$E = 2\alpha_0 - 0,5\xi^2\delta_1;$$

$$\Theta = \delta_0 - \delta_2\xi^2.$$

Таблица 34

Вспомогательные величины к формулам упора и коэффициента полезного действия гребного колеса, зависящие только от угла действия

№ п/п	α_0°	90°	75°	60°	45°	30°	15°	0°
1	a_0	1,571	1,310	1,047	0,785	0,524	0,264	0,000
2	$\sin \alpha_0$	1,000	0,966	0,866	0,707	0,500	0,259	0,000
3	$\sin^3 \alpha_0$	1,000	0,901	0,649	0,353	0,125	0,017	0,000
4	$\cos \alpha_0$	0,000	0,259	0,500	0,707	0,866	0,966	0,000
5	$\sin \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0$	0,000	0,250	0,433	0,500	0,433	0,250	0,000
6	$2 \sin^3 \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0$	0,000	0,467	0,649	0,499	0,216	0,034	0,000
7	δ_0	2,000	1,932	1,732	1,414	1,000	0,518	0,000
8	δ_1	1,571	1,060	0,614	0,285	0,091	0,014	0,000
9	δ_2	0,333	0,300	0,216	0,118	0,042	0,006	0,000
10	γ_0	1,571	1,560	1,480	1,285	0,957	0,514	0,000
11	γ_1	1,322	1,200	0,864	0,472	0,168	0,024	0,000
12	γ_2	0,398	0,382	0,316	0,196	0,077	0,012	0,000

Величина угла погружения в зависимости от диаметра колеса, осадки судна и высоты оси вала может быть определена по формуле:

$$\cos \alpha_0 = \frac{2h}{D}, \quad (122)$$

где:

D — диаметр колеса по центрам цапф лопастей;

$h = (l - T_c)$ — высота оси вала над уровнем спокойной воды;

l — высота оси вала над основной линией килля;

T_c — осадка судна.

Таким образом, с применением диаграммы фиг. 61 расчетная работа сильно упрощается без снижения степени точности подсчета. Дальнейшие расчеты могут быть упрощены в еще большей степени, если заранее подсчитать величины Δ , Γ , E и Θ для различных значений эксцентриксового отношения. Подобный расчет произведен для значений $\xi = 0,50 \div 0,90$ и для углов погружения $\alpha_0 = 30 \div 90^\circ$ (таблица 35).

Результаты подсчета обработаны в виде двух диаграмм: на первой, приведенной на фиг. 62, построены кривые Γ и Δ в зависимости от угла погружения при различных значениях эксцентриксового отношения, и на второй, приведенной на фиг. 63, — кривые E и Θ , также в зависимости от α_0 при различных значениях ξ :

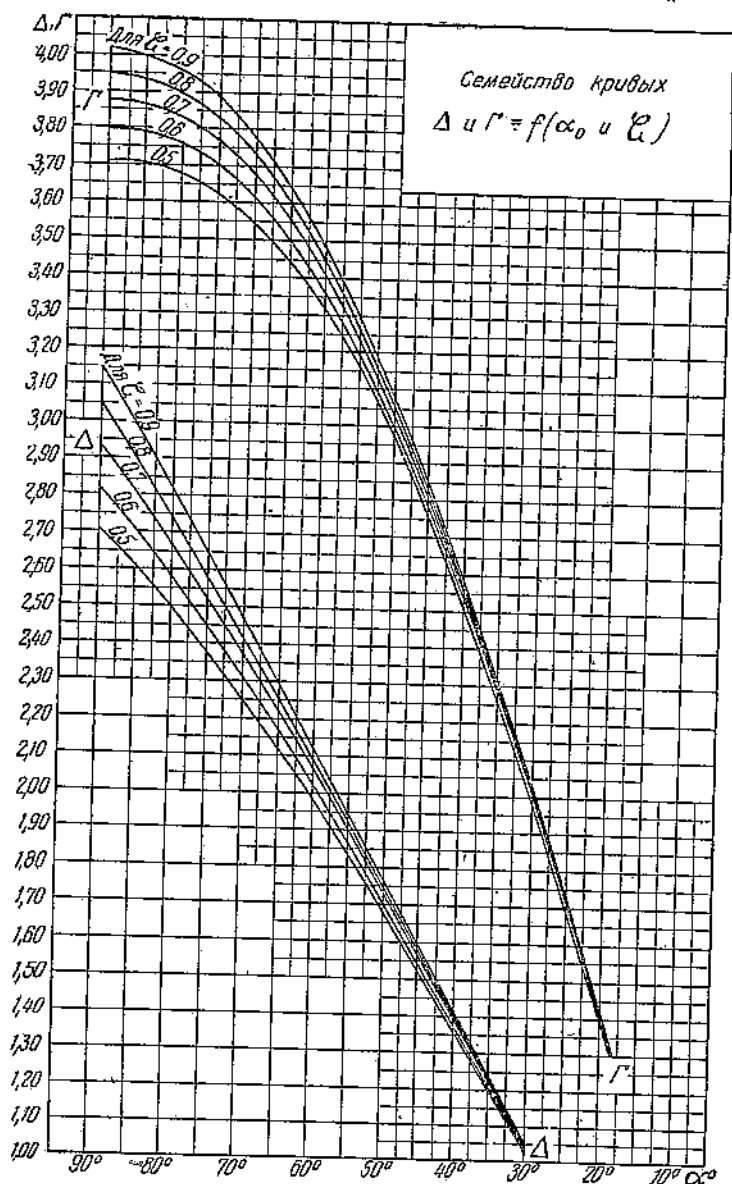
Семейства кривых Δ и Γ на фиг. 62 в наглядной форме показывают относительное влияние эксцентриксового отношения ξ на упор гребного колеса при различных углах погружения последнего. По мере увеличения угла погружения α_0 , оба семейства кривых получают всеерное расхождение, сохраняя при этом, независимо от значения величины ξ , специфику своего протекания, отражающую влияние угла погружения на упор гребного колеса.

Таким образом, при малых углах погружения процентное изменение величин Δ и Γ получается значительно меньшим, чем при

Вспомогательные величины к формулам Улофа и коэффициента полезного действия ячеёного нольёв, зависящие от угла действия и экцентриситета отношения

α°	ξ	δ_{15}	δ_{25}	δ_0	Δ	$2\gamma_0$	γ_{15}	γ_{25}	Γ	$2\sigma_0$	$0,55\sigma_1$	E	Θ
90°	0,50	0,785	0,083	2,000	2,703	3,142	0,661	0,098	3,705	3,142	0,196	2,946	1,917
	0,60	0,943	0,420	2,000	2,828	3,142	0,793	0,141	3,794	3,142	0,283	2,859	1,880
	0,70	1,100	0,463	2,000	2,937	3,142	0,925	0,192	3,875	3,142	0,385	2,757	1,837
	0,80	1,256	0,213	2,000	3,046	3,142	1,057	0,251	3,948	3,142	0,504	2,638	1,797
	0,90	1,413	0,270	2,000	3,143	3,142	1,190	0,318	4,014	3,142	0,636	2,506	1,730
75°	0,50	0,580	0,075	1,932	2,387	3,120	0,600	0,095	3,625	2,620	0,133	2,437	1,857
	0,60	0,636	0,103	1,932	2,460	3,120	0,720	0,138	3,702	2,620	0,191	2,429	1,824
	0,70	0,742	0,147	1,932	2,537	3,120	0,840	0,187	3,773	2,620	0,260	2,360	1,785
	0,80	0,848	0,192	1,932	2,588	3,120	0,960	0,244	3,836	2,620	0,339	2,281	1,740
	0,90	0,954	0,243	1,932	2,643	3,120	1,080	0,309	3,891	2,620	0,429	2,191	1,689
60°	0,50	0,307	0,054	1,732	1,985	2,360	0,434	0,079	3,315	2,094	0,077	2,017	1,678
	0,60	0,368	0,078	1,732	2,022	2,360	0,519	0,114	3,365	2,094	0,110	1,984	1,654
	0,70	0,430	0,106	1,732	2,056	2,360	0,605	0,155	3,410	2,094	0,150	1,944	1,626
	0,80	0,492	0,138	1,732	2,086	2,360	0,691	0,202	3,449	2,094	0,196	1,898	1,594
	0,90	0,553	0,175	1,732	2,110	2,360	0,778	0,256	3,482	2,094	0,248	1,846	1,557
45°	0,50	0,142	0,029	1,414	1,527	2,570	0,326	0,049	2,757	1,570	0,036	1,534	1,385
	0,60	0,171	0,043	1,414	1,542	2,570	0,383	0,071	2,782	1,570	0,051	1,519	1,371
	0,70	0,199	0,058	1,414	1,555	2,570	0,430	0,096	2,804	1,570	0,070	1,500	1,356
	0,80	0,228	0,076	1,414	1,566	2,570	0,477	0,125	2,822	1,570	0,091	1,479	1,338
	0,90	0,256	0,096	1,414	1,574	2,570	0,525	0,159	2,836	1,570	0,115	1,455	1,318
30°	0,50	0,046	0,011	1,000	1,035	1,914	0,084	0,018	1,980	1,048	0,011	1,037	0,898
	0,60	0,055	0,015	1,000	1,040	1,914	0,101	0,026	1,989	1,048	0,016	1,032	0,885
	0,70	0,064	0,021	1,000	1,043	1,914	0,118	0,035	1,997	1,048	0,022	1,026	0,873
	0,80	0,073	0,027	1,000	1,046	1,914	0,134	0,046	2,002	1,048	0,029	1,019	0,879
	0,90	0,082	0,034	1,000	1,048	1,914	0,151	0,057	2,007	1,048	0,037	1,011	0,866

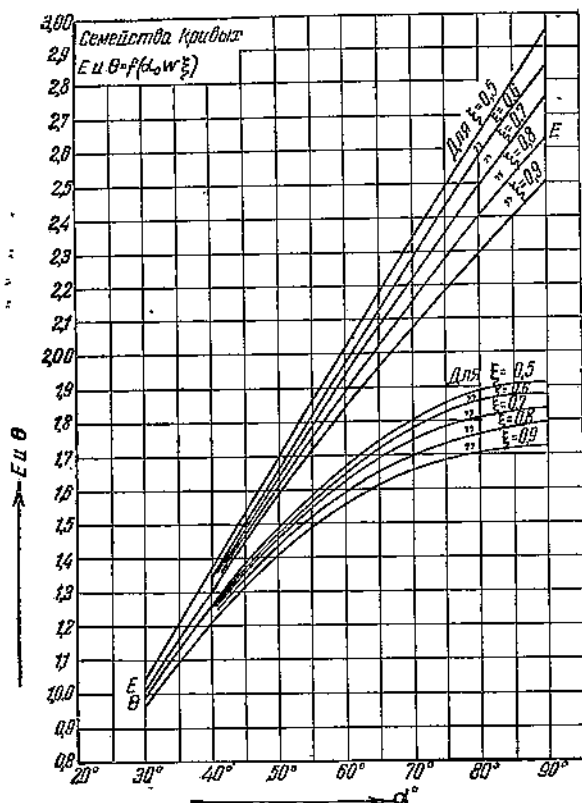
больших углах, а отсюда и изменение упора в зависимости от изменения величины ξ при малых углах будет заметнее, чем при больших.



Фиг. 62. Вспомогательные кривые и подсчет упора гребного колеса с поворотными лопастями по формуле (95)

Обращаясь ко второй диаграмме, приведенной на фиг. 63, мы видим, что при сохранении общего закона изменения кривых E и θ имеет место кардинальное отличие характера изменений этих

кривых по сравнению с кривыми А и Г (фиг. 62). Это отличие заключается в том, что, в противоположность предыдущим, кривые Е и В имеют уменьшающиеся параметры по мере увеличения значения эксцентриского отношения. В самом деле: на фиг. 62 кривые для $\xi=0,9$ имеют самые высокие значения, а кривые для $\xi=0,5$ — самые низкие. На фиг. 63, наоборот, кривые для $\xi=0,9$



Фиг. 63. Вспомогательные кривые к подсчету коэффициента полезного действия гребного колеса с поворотными лопастями по формуле (110)

ты гребного колеса, то, пользуясь диаграммами фиг. 62 и 63, можно определить характеристики работы колеса. Для этого по диаграмме, приведенной на фиг. 62, определяются величины А и Г, а затем по формуле (95) — упор гребного колеса:

$$T = 80 \cdot \phi_c z F n_c^2 D^2 [(1 + \lambda^2) - \Gamma \lambda].$$

В этой формуле:

F — площадь плицы на оба борта в m^2 , равная произведению длины плицы на оба борта B на высоту плицы H в м;

z — число плиц;

n_c — об/сек.;

D — диаметр колеса по центрам цапф лопастей в м;

Благодаря этому при увеличении эксцентриского отношения мы будем иметь некоторое возрастание числителя в формуле (100) и убывание знаменателя, что поведет к повышению к. п. д. гребного колеса.

Таким образом, наметившаяся выше тенденция в отношении влияния эксцентриского отношения на основе частных случаев находит себе общее подтверждение.

32. Построение метода практического расчета основных элементов гребного колеса

Общий ход поверочного расчета на основе разработанной теории гребного колеса. Если будут заданы или выбраны основные элемен-

λ — действительная поступь гребного колеса;
 ψ_c — коэффициент давления, учитывающий форму и относительные размеры лопасти гребного колеса.

Для первого приближения величина коэффициента формы лопастей может быть определена по выведенной выше формуле (90);

$$\psi_c = 0,51 + 3,6 \cdot c + 0,23 \sqrt[3]{\delta},$$

где:

c — погонь пилцы, т. е. отношение стрелы прогиба пилцы к ширине;

δ — удлинение пилцы, представляющее собой отношение длины пилцы с каждого борта к ширине.

Величина действительной поступи гребного колеса может быть определена в зависимости от кажущейся поступи или от кажущегося скольжения, исходя из следующих зависимостей:

$$\left. \begin{aligned} \lambda &= 1 - r \cdot s_0 \\ \lambda &= \frac{1}{q} \cdot \lambda_0 \end{aligned} \right\}, \quad (123)$$

где:

r — соотношение между величинами действительного и кажущегося скольжений;

q — соотношение между кажущейся и действительной поступью.

Кажущиеся поступь и скольжение могут быть определены по формуле:

$$\lambda_0 = 1 - s_0 = \frac{v_0}{\pi n_c D}, \quad (124)$$

где v_0 — скорость движения судна относительно окружающей его воды в м/сек.

В качестве первого, грубого, приближения при расчете величины действительной поступи может быть использована старая формула автора (проф. М. Я. Альферьев—Судовые двигатели, М. 1938, стр. 443, формула 362):

$$r = \beta \left(1,23 - 1,78 \sqrt[4]{zn_c (\varepsilon s_0)^3} \right), \quad (125)$$

в которой:

ε — характеристика погружения; $\varepsilon = 1 - \left(0,5 + \frac{h}{D} \right)^{3/2}$;

β — поправочный коэффициент на скорость; $\beta = \frac{1}{1 + 0,01 v_0^3}$.

Для более точного расчета необходимы данные по обработке испытаний однотипных судов в натуре.

Определив по фиг. 63 величины E и Θ , можно по формуле (100) легко получить индуктивный к. п. д. гребного колеса:

$$\eta_n = \lambda_0 \frac{\Delta (1 + \lambda^2) - \Gamma \lambda}{E (1 + \lambda^2) - 2 \Theta \lambda^2}$$

Далее, располагая данными в отношении коэффициентов, учитывающих механические потери в колесе и в валопроводе, а также имея обработанные для однотипных судов значения волнового коэффициента, мы можем определить необходимую мощность машины для создания данного упора по формуле:

$$SNP = \frac{THP}{\eta_k \cdot \eta_w \cdot \eta_v \cdot \eta_m},$$

где:

THP — мощность упора колеса в л. с.;

η_w — волновой коэффициент;

η_v — коэффициент механических потерь в колесе;

η_m — механический к. п. д. валопровода.

Таким образом, проверочный расчет получается чрезвычайно простым.

Примеры практической проверки по данным натурных испытаний. Для иллюстрации изложенного выше хода расчета приведены примеры практической проверки выводов теории гребного колеса. В качестве первого примера взят весьма популярный на Волге буксирный пароход «Степан Разин».

При испытании со скоростью хода $v_0 = 2,4$ м/сек. и затрате индикаторной мощности $N_i = 1405$ л. с. упор гребных колес был определен равным $T = 18\,900$ кг при числе оборотов гребного колеса $n = 22,55$ об/мин. $= 0,376$ об/сек. Элементы гребного колеса у этого парохода следующие:

Общая длина плиц	$B = 14,84$ м
Диаметр по центрам цапф лопастей	$D = 4,01$ м
Число плиц	$z = 8$
Высота (ширина) плицы	$H = 1,02$ м
Удлинение плицы с каждого борта	$\delta = 7,28$
Погибь стальных плиц	$\sigma = 0,10$
Эксцентриситет	$e = 320$ м
Длина костыля	$k = 450$ м
Осадка при испытании	$T_c = 1,95$ м

Коэффициент формы плицы по приближенной формуле (90) равен:

$$\psi_c = 0,51 + 3,6 \cdot 0,10 + 0,23 \cdot \sqrt[3]{7,28} = 1,317.$$

Характеристика упора гребного колеса с учетом установленных на лопастях гребней Банатова:

$$80 \cdot z \cdot F \cdot \eta_c^2 \cdot D^2 = 80 \cdot 8 \cdot 0,1415 \cdot 14,84 \cdot 1,02 \cdot 1,07 \cdot 16,1 = 23\,500 \text{ кг.}$$

Кажущееся скольжение гребного колеса:

$$\eta_s = 1 - \frac{2,40}{3,14 \cdot 0,376 \cdot 4,01} = 0,493.$$

Высота оси вала над уровнем воды:

$$h = 3,03 - 1,95 = 1,08 \text{ м.}$$

Угол погружения колеса:

$$\cos \alpha_0 = \frac{2 \cdot 1,08}{4,01} = 0,538$$

или:

$$\alpha_0 = 57,5^\circ.$$

Характеристика погружения:

$$\varepsilon = 1 - \left(0,5 + \frac{1,08}{4,01} \right)^{3/2} = 0,327.$$

Соотношение между скольжениями по формуле (125):

$$r = 0,946 \cdot [1,23 - 1,78 \cdot \sqrt[4]{8 \cdot 0,376 \cdot (0,327 \cdot 0,493)^3}] = 0,597.$$

Действительная поступь гребного колеса:

$$\lambda = 1 - 0,597 \cdot 0,493 = 0,705.$$

По диаграмме на фиг. 62 для угла $57,5^\circ$ и эксцентриксового отношения 0,712 определяем величины:

$$\Delta = 1,974 \text{ и } \Gamma = 3,335.$$

В соответствии с этим подсчитываем коэффициент упора:

$$\tau = \Delta(1 + \lambda^2) - \Gamma\lambda = 0,605.$$

Упор гребного колеса по формуле (95):

$$T = 23\,500 \cdot 1,317 \cdot 0,606 = 18\,750 \text{ кг.}$$

Таким образом, погрешность подсчета по сравнению с действительной величиной упора получается всего лишь:

$$\Delta\% = \frac{(18\,900 - 18\,750) \cdot 100}{18\,900} = 0,8\%.$$

Подобная степень точности является больше чем достаточной для практического расчета.

Далее по диаграмме на фиг. 63 определяем величины:

$$E = 1,87 \text{ и } \Theta = 1,58$$

и для них подсчитываем коэффициент момента:

$$\vartheta = E(1 + \lambda^2) - 2\Theta\lambda = 0,57.$$

Индуктивный к. п. д. гребного колеса:

$$\eta_k = (1 - 0,493) \cdot \frac{0,605}{0,570} = 0,537.$$

Волновой коэффициент гребного колеса оцениваем на основе обработки опытных данных:

$$\eta_w = 0,925.$$

Мощность упора гребного колеса:

$$TNP = \frac{18\,750 \cdot 2,40}{75} \approx 605 \text{ л. с.}$$

Оценивая механический к. п. д. машины $\eta_m = 0,90$ и коэффициент механических потерь в колесе и валопроводе $\eta_m \cdot \eta_v = 0,96$, будем иметь величину индикаторной мощности машины по расчету равной:

$$N_i = \frac{605}{0,537 \cdot 0,90 \cdot 0,96 \cdot 0,925} = 1\,440 \text{ л. с.,}$$

что по сравнению с мощностью, замеренной при испытании, дает ничтожную разницу.

В качестве второго примера принят буксирный пароход «Коминтерн», который по данным натурных испытаний обеспечил упор $T = 10\,620$ кг при $n_0 = 0,447$ об/сек: и $v_0 = 3,0$ м/сек., причем индикаторная мощность машины была равна 820 л. с. Элементы гребного колеса у данного парохода следующие:

Длина плит на оба борта	$B = 2 \times 5 = 10 \text{ м}$
Диаметр по центрам цапф плит	$D = 3,353 \text{ м}$
Высота плиты	$H = 0,90 \text{ м}$
Число плит	$z = 8$
Высота оси вала над уровнем воды . .	$h = 0,73 \text{ м}$
Эксцентрикное отношение	$\xi = 0,602.$

Подсчитываем основные характеристики:

$$\begin{aligned} \psi_0 &= 0,51 + 3,6 \cdot 0,10 + 0,23 \cdot \sqrt[3]{5,55} = 1,28; \\ \alpha_0 &= 64^\circ 40' \text{ и } \varepsilon = 0,393; \\ p &= 80 \cdot \psi_0 \cdot zFD^3 = 80 \cdot 1,28 \cdot 8 \cdot 9 \cdot 11,26 = 83\,000. \end{aligned}$$

По диаграммам фиг. 62 и 63 определяем величины коэффициентов:

$$\Delta = 2,15; \Gamma = 3,48; E = 2,09 \text{ и } \Theta = 1,70.$$

В соответствии с формулой (125) для соотношения между скольжениями определяем величину индуктивной поступи колеса:

$$\lambda = 1 - rs_0 = 1 - 0,664 \cdot 0,317 = 0,79.$$

Коэффициенты упора и момента:

$$\begin{aligned} \tau &= 2,15 \cdot (1 + 0,79^2) - 3,48 \cdot 0,79 = 0,737; \\ \vartheta &= 2,09 \cdot (1 + 0,79^2) - 2 \cdot 1,7 \cdot 0,79 = 0,705. \end{aligned}$$

Индуктивный к. п. д. гребного колеса:

$$\eta_k = (1 - 0,317) \cdot \frac{0,737}{0,705} = 0,714.$$

Упор гребного колеса по формуле (95):

$$T = 83\,000 \cdot 0,447^2 \cdot 0,737 = 10\,670 \text{ кг.}$$

Расхождение с данными испытания:

$$\Delta\% = 0,5\%.$$

Приняв коэффициенты:

$$\eta_w = 0,90, \quad \eta_v \cdot \eta_m = 0,95 \quad \text{и} \quad \eta_m = 0,85,$$

будем иметь расчетную индикаторную мощность машины:

$$N_i = \frac{10670 \cdot 3,0}{75 \cdot 0,714 \cdot 0,90 \cdot 0,95 \cdot 0,85} = 823 \text{ л. с.},$$

что дает разницу по сравнению с опытной величиной меньше $1\frac{1}{2}\%$

В качестве третьего примера возьмем буксирный пароход «М. Чусов», резко отличающийся от предыдущих по числу плиц и по мощности. По данным натурных испытаний он обеспечил упор $T = 4550$ кг при $n_0 = 0,396$ об/сек. и $v_0 = 2,145$ м/сек., причем индикаторная мощность машины была равна 345,2 л. с.

Элементы гребного колеса у парохода «М. Чусов» следующие:

Длина плицы на оба борта	$B = 2 \times 2,7 = 5,40$ м
Диаметр по центрам цапф лопастей	$D = 3,97$ м
Высота плицы	$H = 0,70$ м
Число плиц	$z = 11$
Высота оси вала над уровнем воды	$h = 1,24$ м
Эксцентрикное отношение	$\xi = 0,624$

Подсчитываем основные характеристики:

$$\psi_c = 0,51 + 3,6 \cdot 0,072 + 0,23 \cdot \sqrt[3]{3,85} = 1,130;$$

$$\alpha_0 = 51^\circ 20' \quad \text{и} \quad \varepsilon = 0,27,$$

$$p = 80 \cdot 1,13 \cdot 11 \cdot 3,78 \cdot 15,75 = 59100.$$

Определяем по диаграммам фиг. 62 и 63:

$$\Delta = 1,735; \quad \Gamma = 3,040; \quad E = 1,680, \quad \Theta = 1,485,$$

а по формуле (125):

$$r = 0,955 \cdot [1,23 - 1,78 \cdot \sqrt[4]{11 \cdot 0,396 (0,27 \cdot 0,565)^3}] = 0,576.$$

Индуктивная поступь колеса:

$$\lambda = 1 - rs_0 = 1 - 0,576 \cdot 0,565 = 0,675.$$

Коэффициенты упора и момента:

$$\tau = 1,735 \cdot (1 + 0,675^2) - 3,05 \cdot 0,675 = 0,480;$$

$$\delta = 1,680 \cdot (1 + 0,675^2) - 2 \cdot 1,485 \cdot 0,675 = 0,440.$$

Коэффициент эффективности действия:

$$\epsilon_k = \frac{0,48}{0,44} = 1,090.$$

Индуктивный к. п. д. гребного колеса:

$$\eta_k = \epsilon_k \lambda_0 = 1,09 \cdot (1 - 0,565) = 0,475.$$

Упор гребного колеса по формуле (95):

$$T = 59\,100 \cdot 0,396^3 \cdot 0,480 = 4450 \text{ кг},$$

что дает расхождение с данными испытаний:

$$\Delta\% = \frac{(4550 - 4450) \cdot 100}{4550} = 2,2\%.$$

Приняв:

$$\eta_w = 0,95; \quad \eta_m \cdot \eta_v = 0,95; \quad \eta_m = 0,85,$$

будем иметь расчетную мощность машины:

$$N_i = \frac{4450 \cdot 2,145}{75 \cdot 0,95 \cdot 0,475 \cdot 0,95 \cdot 0,85} \cong 350 \text{ л. с.},$$

что дает расхождение с опытом около $1/2\%$.

Наконец, в качестве четвертого примера практической проверки возьмем маломощный буксирный пароход № 134 завода «Красный металлист», который по данным натурных испытаний показал упор $T = 2575$ кг при $n_c = 0,595$ об/сек. и $v_0 = 2,64$ м/сек., причем индикаторная мощность машины была равна 202 л. с.

Элементы гребного колеса этого буксира следующие:

Длина плицы на оба борта	$B = 2 \times 3,1 = 6,20 \text{ м}$
Диаметр по центрам цапф	$D = 2,64 \text{ м}$
Высота плицы	$H = 0,59 \text{ м}$
Число плиц	$z = 8$
Высота оси вала над уровнем воды	$h = 0,935 \text{ м}$
Эксцентрикное отношение	$\xi = 0,707$

Подсчитываем основные характеристики:

$$\psi_c = 0,51 = 3,6 \cdot 0,07 + 0,23 \cdot \sqrt[3]{5,25} = 1,162;$$

$$\alpha_0 = 45^\circ \text{ и } \varepsilon = 0,211;$$

$$p = 80 \cdot 1,162 \cdot 8 \cdot 3,66 \cdot 6,96 = 18\,950.$$

По диаграммам, приведенным на фиг. 62 и 63, определяем значения коэффициентов:

$$\Delta = 1,56; \quad \Gamma = 2,81; \quad E = 1,48 \text{ и } \Theta = 1,35.$$

Кажущееся скольжение колеса:

$$s_0 = 1 - \frac{2,64 \cdot 60}{3,14 \cdot 35,6 \cdot 2,64} = 0,463.$$

Соотношение между скольжениями по формуле (125):

$$r = 0,935 \cdot [1,23 - 1,78 \sqrt[4]{8 \cdot 0,595 \cdot (0,211 \cdot 0,463)^3}] = 0,718.$$

Индуктивная поступь колеса:

$$\lambda = 1 - 0,718 \cdot 0,463 = 0,668.$$

Коэффициенты упора и момента:

$$\tau = 1,56 \cdot (1 + 0,446) - 2,81 \cdot 0,668 = 0,381;$$

$$\delta = 1,46 \cdot (1 + 0,466) - 2 \cdot 1,35 \cdot 0,688 = 0,338.$$

Коэффициент эффективности действия:

$$\epsilon_k = \frac{\tau}{\delta} = 1,126.$$

Индуктивный к. п. д. гребного колеса:

$$\eta_k = \epsilon_k \cdot \lambda_0 = 1,126 \cdot 0,537 = 0,605.$$

Упор гребного колеса по формуле (95):

$$T = 0,381 \cdot 18\,950 \cdot 0,352 = 2540 \text{ кг},$$

что дает расхождение с опытом:

$$\Delta\% = \frac{35 \cdot 100}{2675} \approx 1,35\%.$$

Индуктивный момент на валу гребного колеса:

$$M_i = \frac{T \cdot D}{2 \cdot \epsilon_k} = \frac{2540 \cdot 2,64}{2 \cdot 1,126} = 2980 \text{ кгм.}$$

Приняв коэффициенты:

$$\eta_m = 0,81, \quad \eta_v \cdot \eta_m = 0,95, \quad \eta_w = 0,95,$$

будем иметь индикаторную мощность машины по расчету:

$$N_i = \frac{2980 \cdot 35,6}{716,2 \cdot 0,81 \cdot 0,95 \cdot 0,95} = 202,5 \text{ л. с.},$$

что дает погрешность по сравнению с опытом около $\frac{1}{4}\%$.

Итак, во всех четырех примерах точность подсчета как в отношении упора, так и мощности получилась достаточно хорошей, что свидетельствует о полной возможности применения изложенной теории к практическому расчету элементов гребного колеса.

В приведенных примерах совершенно сознательно для определения индуктивной поступи в зависимости от кажущейся была использована старая формула (425)—с тем, чтобы показать, что новый метод определения упора колеса при ориентировке на те же данные вполне заменяет старый, изложенный в § 6.

Однако, как упоминалось выше, формулой для соотношения между скольжениями можно пользоваться только для самых грубых подсчетов в первом приближении и притом в указанных пределах. Для более точных расчетов индуктивная поступь должна определяться на основе данных натурных испытаний колесных судов в соответствии с методом, изложенным ниже.

Приведенные примеры ввиду их немногочисленности скорее иллюстрируют, нежели подтверждают практическую точность предлагаемой теории гребного колеса.

Основные элементы движи

Группа	№ по пор.	Наименование колесных буксиров	Мощн. п. л. с. N _л	Число Фруда $\Phi = n_c \sqrt{D}$		Скорость в м/сек.		Высота пала 1 м
				от	до	от	до	
Буксы первой группы, с малым погружением колес	1	«Красный металлист» № 134	200	0,49	1,18	0	4,27	1,65
	2	» » № 129	200	0,45	1,25	0	4,70	1,65
	3	» » № 130	200	0,45	1,22	0	4,59	1,65
	4	» » № 132	200	0,44	1,20	0	4,72	1,65
	5	» » № 135	200	0,41	1,21	0	4,43	1,65
	6	» » № 133	200	0,43	1,21	0	4,65	1,65
	7	» » № 131	200	0,37	1,18	0	4,58	1,65
	8	«Кочегар»	200	0,60	1,19	0,95	4,16	1,75
	9	«Донец»	200	0,34	1,13	0,69	4,14	1,62
	10	«Ганибал»	200	0,42	1,14	0,72	2,77	1,85
	11	«Республиканец»	200	0,71	1,26	0	4,40	1,68
	12	«М. Разумов»	300	0,75	1,23	2,40	4,25	1,40
	13	«Серебровенский»	400	0,77	1,55	3,47	5,50	2,31
	14	«Краснознаменец»	500	0,57	1,12	0	4,00	2,48
	15	«Красный металлист» № 193	200	0,73	0,92	2,04	2,33	1,65
	16	» » № 190	200	0,73	0,95	2,20	2,60	1,65
	17	» » № 192	200	0,69	1,06	2,02	2,93	1,65
	18	» » № 189	200	0,83	0,94	2,27	2,55	1,65
	19	» » № 188	200	0,87	1,00	2,27	2,65	1,65
	20	«Усть-Уса»	200	0,69	0,89	1,84	2,23	1,63
	21	«Долорас»	200	0,73	0,95	1,68	2,29	1,65
	22	«ВКП (б)»	250	0,34	0,91	0,53	1,82	1,80
	23	«Геройский»	350	0,36	0,95	0,75	2,33	1,64
Буксы второй группы, с нормальным погружением гребных колес	24	«Ясень»	200	0,26	1,02	0	4,30	1,65
	25	«Мир»	250	0,42	1,14	0	4,92	1,35
	26	«М. Горький»	200	0,60	1,14	0	3,76	1,50
	27	«Товарищ»	150	0,57	1,13	0	3,65	1,45
	28	«Петраш»	300	0,82	0,85	2,01	2,18	1,70
	29	«Мирон Дюканов»	300	0,83	0,90	1,40	2,47	1,70
	30	«Пролетарий»	350	0,48	1,17	0	4,95	2,24
	31	«Каганович»	350	0,58	1,21	0	4,50	1,64
	32	«Степан»	400	0,80	0,95	1,61	2,34	1,85
	33	«Ромаль»	500	0,57	1,02	0	5,00	2,41
	34	«Сорден»	700	0,43	0,90	0	4,10	2,78
	35	«Красин»	600	0,51	1,13	0	4,65	2,29
	36	«Реконструция»	700	0,57	1,09	0	5,43	2,45
	37	«Клев»	700	0,55	1,12	0	5,60	2,32
	38	«Смоленск»	700	0,58	1,07	0	6,15	2,32
	39	«Ордишник»	800	0,54	1,09	0	5,55	2,61
	40	«Фултон»	800	0,55	1,07	0	5,50	2,84
	41	«П. Вайкова»	900	0,52	0,84	0	3,60	2,75
	42	«Ланцудин»	700	0,59	1,25	0	5,35	2,33
	43	«Киргиз»	600	0,44	1,00	1,48	4,50	2,50
	44	«Алтай»	900	0,58	1,11	0	5,40	2,49
	45	«10 лет КИМ»	900	0,60	1,07	0	5,13	2,45
	46	«Союзный ЦНК»	900	0,53	1,13	0	6,00	2,59
	47	«Днепрострой»	1000	0,57	1,11	0	5,60	2,60
	48	«Красный шахтер»	1200	0,43	1,03	0	5,40	2,62
	49	«Степан Разин»	1400	0,48	1,02	0	5,05	3,03
	50	«Волгострой»	1200	0,34	0,87	0	4,23	2,50
	51	«Индустриализация»	1200	0,42	0,72	0	2,38	9,62
	52	«Коллективизация»	1200	0,75	0,77	2,38	2,43	2,62
	53	«Уралнефть»	1200	0,85	0,89	2,04	2,10	2,50
	54	«Крестынин»	1200	0,59	1,00	0	5,17	2,04
	55	«Генрих»	1260	0,32	0,78	1,75	5,20	2,05
Буксы третьей группы, с большим погружением колес	56	«Миф»	200	0,53	1,17	0	4,53	1,58
	57	«Тайга»	150	0,78	1,12	0	3,20	1,40
	58	«Красносармск»	150	0,46	1,07	0	4,00	1,65
	59	«Челюскинец»	200	0,67	1,12	0	3,90	1,50
	60	«Степан Васильев»	200	0,64	1,12	0	3,90	1,50
	61	«Лензолото»	400	0,37	0,74	0	3,75	1,61
	62	«Грозный»	600	0,52	1,14	0	5,50	2,28
	63	»	700	0,51	1,10	0	5,53	2,30
	64	«Харьков»	700	0,55	1,13	0	5,60	2,30
	65	«Коминтерн»	900	0,55	0,96	0	0,35	2,13
	66	«Опора Социализма»	900	0,53	1,15	0	6,08	2,76
	67	«Рабочий»	300	0,62	0,05	1,97	4,51	1,86
	68	«Волгонефть»	1200	0,53	0,81	2,53	3,31	2,62
	69	«Школьников»	1200	0,41	0,83	1,92	3,44	2,62
	70	«Минюли»	1200	0,36	0,95	0	3,42	2,62
	71	«Мангустрой»	1200	0,39	0,82	2,41	3,12	2,62
	72	«Краснофлотец»	700	0,55	1,17	0	5,48	2,30

Основные размеры гребного колеса

диаметр D м	длина лопастей B м	высота лопастей H м	число лопастей z	шаг $t = \frac{\pi D}{Hz}$	относит. экстен- трикстер $\xi = e/h$	относи- тельная ширина $b = H/D$	Угол по- гружения колеса α_0
2,640	2x3,10	0,590	8	1,756	0,707	0,223	45°00'
2,640	2x3,10	0,590	8	1,756	0,707	0,223	45 00
2,640	2x3,10	0,590	8	1,756	0,707	0,223	44 10
2,640	2x3,10	0,590	8	1,756	0,707	0,223	43 00
2,640	2x3,10	0,590	8	1,756	0,707	0,223	43 10
2,640	2x3,10	0,590	8	1,756	0,707	0,223	47 20
2,640	2x3,10	0,590	8	1,756	0,707	0,223	45 50
2,700	2x2,48	0,550	8	1,930	0,610	0,221	46 00
2,530	2x2,75	0,560	9	1,580	0,830	0,221	44 10
3,150	2x3,32	0,578	10	1,740	0,700	0,184	45 20
2,700	2x2,41	0,500	9	1,890	0,630	0,185	46 30
2,200	2x2,80	0,520	8	1,655	0,625	0,237	46 00
3,450	2x3,12	0,700	9	1,725	0,720	0,203	41 10
4,100	2x4,00	0,730	9	1,965	0,710	0,178	40 40
2,640	2x3,10	0,590	8	1,756	0,724	0,223	47 50
2,640	2x3,10	0,590	8	1,756	0,724	0,223	48 00
2,640	2x3,10	0,590	8	1,756	0,724	0,223	47 30
2,640	2x3,10	0,590	8	1,756	0,724	0,223	47 40
2,640	2x3,10	0,590	8	1,756	0,724	0,223	48 00
2,640	2x3,10	0,590	8	1,756	0,724	0,223	47 30
2,640	2x3,10	0,590	8	1,756	0,724	0,223	46 50
2,930	2x2,76	0,580	8	1,980	0,500	0,198	47 00
2,734	2x3,20	0,560	9	1,710	0,647	0,205	48 10
2,750	2x3,55	0,558	9	1,650	0,650	0,203	55 20
3,080	2x3,62	0,630	10	1,540	0,650	0,205	54 10
2,600	2x2,78	0,540	8	1,890	0,730	0,207	55 30
2,420	2x2,09	0,380	8	2,310	0,650	0,157	53 00
2,540	2x3,50	0,600	7	1,900	0,724	0,236	55 10
2,540	2x3,50	0,600	7	1,900	0,724	0,236	55 00
4,000	2x2,75	0,640	10	1,960	0,705	0,180	55 00
2,750	2x3,50	0,580	7	2,130	0,720	0,211	53 50
2,950	2x3,60	0,685	8	1,692	0,643	0,232	52 30
3,850	2x3,65	0,830	9	1,621	0,710	0,215	54 50
4,400	2x3,65	0,860	9	1,788	0,730	0,195	54 40
3,740	2x4,30	0,750	9	1,741	0,735	0,200	56 00
4,070	2x3,18	0,762	10	1,677	0,708	0,187	57 20
3,810	2x4,20	0,810	9	1,643	0,735	0,212	54 10
3,810	2x4,25	0,700	9	1,900	0,567	0,184	57 20
4,360	2x4,24	0,760	9	2,000	0,724	0,174	53 40
4,110	2x3,49	0,880	10	1,488	0,667	0,214	57 30
4,580	2x4,22	0,770	10	1,870	0,740	0,168	53 40
3,800	2x4,16	0,700	9	1,895	0,767	0,184	56 50
3,630	2x3,82	0,650	10	1,760	0,615	0,179	55 30
3,620	2x4,25	0,725	9	1,880	0,685	0,185	54 20
3,690	2x4,55	0,770	9	1,674	0,715	0,209	53 45
4,110	2x4,69	0,880	9	1,630	0,724	0,214	57 50
4,115	2x4,27	0,900	9	1,594	0,735	0,210	56 00
4,000	2x6,80	1,000	8	1,570	0,667	0,250	56 55
4,010	2x7,42	1,020	8	1,540	0,710	0,255	57 30
3,500	2x6,00	1,000	7	1,654	0,667	0,286	55 10
4,000	2x6,80	1,000	8	1,570	0,667	0,250	54 30
4,000	2x6,80	1,000	7	1,570	0,667	0,250	55 00
4,610	2x4,20	0,860	11	1,654	0,667	0,286	55 00
3,000	2x4,60	0,900	7	1,530	0,710	0,187	51 30
				1,500	0,630	0,300	53 45
2,600	2x2,33	0,480	8	2,130	0,710	0,184	65 00
2,600	2x1,90	0,400	8	2,550	0,675	0,154	67 00
3,170	2x2,05	0,600	10	1,660	0,720	0,189	61 30
2,600	2x2,78	0,540	8	1,890	0,700	0,207	60 20
2,600	2x2,78	0,540	8	1,790	0,700	0,207	60 40
2,970	2x3,60	0,560	7	2,380	0,675	0,188	61 00
3,780	2x3,30	0,800	9	1,646	0,710	0,212	61 10
3,600	2x3,66	0,920	9	1,367	0,724	0,265	64 00
3,810	2x4,19	0,700	9	1,900	0,684	0,184	60 20
3,353	2x5,00	0,900	8	1,462	0,602	0,268	64 10
4,572	2x4,88	0,788	10	1,822	0,757	0,172	60 20
2,830	2x3,96	0,800	7	1,584	0,692	0,283	60 00
4,000	2x6,80	0,950	8	1,656	0,667	0,237	61 10
4,000	2x6,80	0,950	8	1,656	0,667	0,237	61 30
4,000	2x6,80	0,950	8	1,656	0,667	0,237	61 00
4,000	2x6,80	0,950	8	1,656	0,667	0,237	61 30
3,600	2x3,66	0,920	9	1,410	0,724	0,247	60 15

Для проверки точности изложенного выше метода произведено сопоставление расчетных данных с опытными в отношении различных типов колесных буксиров. Общие сведения о двигателях этих буксиров помещены в таблице 36.

Материалы проведенного исследования являются предметом специальной работы, здесь же приведена лишь диаграмма (на фиг. 64), отображающая результаты сопоставления теоретических кривых с опытными точками. Эти кривые построены по данным таблицы 37, полученным путем подсчета по формуле:

$$\vartheta = E(1 + \lambda^2) - 2\Theta\lambda,$$

причем E и Θ определялись по кривым фиг. 63 для эксцентрикового отношения $\xi = 0,70$ и для трех значений угла погружения $\alpha_0 = 45, 55$ и 65° .

Для углов погружения выбраны три значения в соответствии с тремя группами буксиров: 1) легких, с малым погружением колес; 2) тяжелых с нормальным погружением их и 3) тяжелых с сильно погруженными гребными колесами.

Величина индуктивной поступи колеса взята в широких пределах — от 0 до единицы — в целях более полного охвата опытного материала по испытанию колесных буксиров в натуру.

Таблица 37

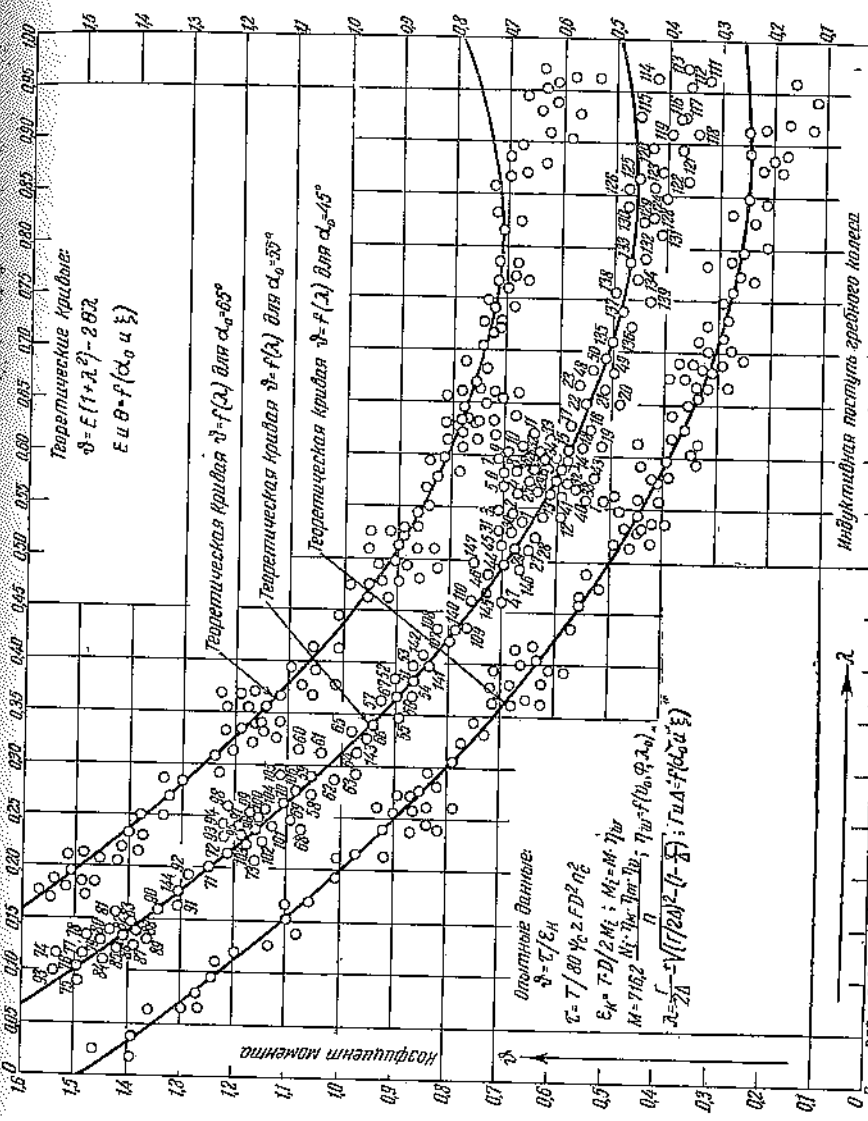
Теоретические значения коэффициента момента ϑ для гребных колес постоянного эксцентрикового отношения $\xi = 0,7$

№ по пор.	α_0	45°			55°			65°		
	λ	$E(1 + \lambda^2)$	$2\Theta\lambda$	ϑ	$E(1 + \lambda^2)$	$2\Theta\lambda$	ϑ	$E(1 + \lambda^2)$	$2\Theta\lambda$	ϑ
1	0,00	1,485	0,000	1,485	1,795	0,000	1,795	2,085	0,000	2,085
2	0,10	1,500	0,271	1,229	1,812	0,310	1,502	2,110	0,338	1,772
3	0,20	1,545	0,542	1,003	1,867	0,620	1,247	2,170	0,676	1,494
4	0,30	1,620	0,813	0,807	1,956	0,930	1,026	2,275	1,013	1,262
5	0,40	1,725	1,085	0,640	2,081	1,240	0,841	2,420	1,351	1,069
6	0,50	1,855	1,355	0,500	2,243	1,550	0,693	2,605	1,690	0,915
7	0,60	2,020	1,628	0,392	2,440	1,860	0,580	2,835	2,028	0,807
8	0,70	2,211	1,898	0,313	2,675	2,170	0,505	3,110	2,365	0,745
9	0,80	2,435	2,170	0,260	2,945	2,480	0,465	3,420	2,705	0,715
10	0,90	2,685	2,440	0,245	3,250	2,790	0,460	3,775	3,045	0,730
11	1,00	2,970	2,710	0,260	3,590	3,100	0,490	4,170	3,380	0,790

Нанесенные на диаграмму фиг. 64 точки получены путем расчета на основании данных натурных испытаний рассматриваемых буксиров.

Индуктивная поступь λ , являющаяся абсциссой каждой точки, определялась по формуле (102):

$$\lambda = \frac{\Gamma}{2\Delta} - \sqrt{\left(\frac{\Gamma}{2\Delta}\right)^2 - \left(1 - \frac{\tau}{\Delta}\right)},$$



Фиг. 64. Сопоставление теоретических кривых коэффициента момента δ с опытными данными натур-
ных испытаний колесных судов

при этом коэффициент упора равен по формуле (104):

$$\tau = \frac{T}{80 \cdot \psi_c z F n_c^2 D^2},$$

где:

$T = Z + W$ — упор гребного колеса;

Z — измеренная на гаке сила тяги;

W — собственное сопротивление корпуса, определенное по формуле, а в ряде случаев и путем буксировки корпуса;

ψ_c, z, F и D — размеры гребного колеса, причем ψ_c определялась по формуле (90);

n_c — число об/сек. колеса, измеренное при испытании;

Γ и Δ определялись по диаграмме фиг. 62 в зависимости от угла погружения и эксцентрисового отношения.

Коэффициент момента ϑ , являющийся ординатой каждой точки, определялся по формуле (113):

$$\vartheta = \frac{M_i}{40 \cdot \psi_c z F n_c^2 D^2};$$

при этом индуктивный момент вычислялся в зависимости от мощности машины, полученной путем индигирования по обычной формуле:

$$M_i = 716,2 \times \frac{N_i \cdot \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_w \cdot \eta_m}{n_c},$$

где:

η_m — определялся по диаграмме¹, приведенной на фиг. 65;

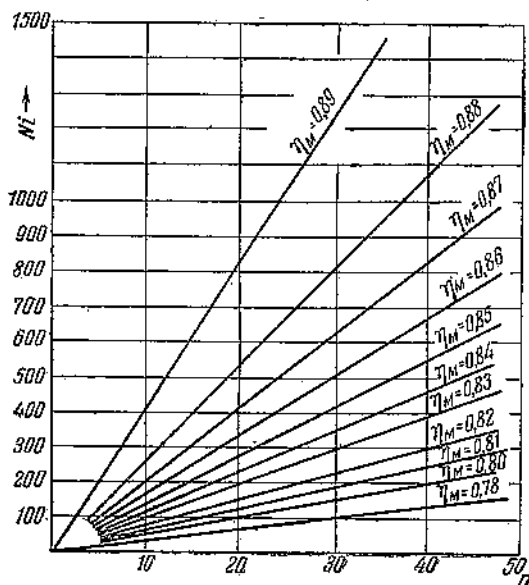
η_w — волновой коэффициент, оп-

ределенный на основе обработки данных натурных испытаний колесных буксиров;

$\eta_v \cdot \eta_m$ — механический к. п. д. колеса; вместе с валопроводом оценивался приближенно постоянной цифрой 0,95.

Рассматривая фиг. 64, мы видим, что три теоретические кривые коэффициента момента ϑ резко стягивают опытные точки для трех групп

¹ Взята из работы Н. Н. Кабачинского, Определение основных размеров гребных колес, «Труды ВНИТОСС, т. I, вып. 3, 1935.



Фиг. 65. Диаграмма к определению механического коэффициента полезного действия наклонных паровых машин

гребных колес буксирных пароходов. Имеющиеся отклонения точ не выходят за пределы точности, предъявляемой к практическому расчету элементов гребного колеса.

Резко обозначившаяся на графике тенденция к отклонению практических точек при больших значениях индуктивной поступи вне от теоретических кривых объяснена в § 34.

Форма практического расчета индуктивной поступи и волнового коэффициента по данным натурных испытаний колесных судов. Форма расчета для судна, испытанного при определенной осадке приведена в таблице 38. Индуктивная поступь (строка 5) определяется в зависимости от коэффициента упора, а волновой коэффициент колеса (строка 14)—как отношение моментов индуктивного M_i к действительному моменту M .

Величины коэффициентов Δ , Γ , E и Θ определяются по диаграммам на фиг. 62 и 63 в зависимости от угла погружения α_0 , строки зафиксированного при испытании, а также величины эксцентриситетного отношения ξ , измеренного у гребного колеса.

В последней строке таблицы 38 для характеристики работы колеса как судового движителя, приведены значения индуктивного к. п. д.

Следует подчеркнуть, что к. п. д. является не вполне удачной характеристикой работы судового движителя, так как в момент максимального действия установки $\lambda=0$ он превращается в нуль. Необходимости в нем как при анализе, так и при расчете нет, так как переход от упора к мощности и, наоборот, от мощности к упору, должен совершаться с помощью момента или коэффициента момента λ . Наиболее существенными величинами при расчете колеса являются индуктивная поступь λ , волновой коэффициент η_w и коэффициент эффективности действия ϵ_k .

Обработка результатов подсчета величин индуктивной поступи и волнового коэффициента должна вестись, как было указано выше, в зависимости от числа Фруда $\Phi = n_c \sqrt{D}$, кажущейся поступи $\lambda_0 = v_0 / \pi n_c D$ и размеров гребного колеса.

Форма практического расчета основных элементов гребного колеса. Построение практического расчета основных элементов гребного колеса должно вестись на тех же общих принципах, которые были изложены в § 6.

В соответствии с методом вариантных решений мы должны вести выбор отдельных вариантов, исходя из условий размещения гребного колеса в отношении как уровня воды, так и корпуса судна. Принимая за исходную величину линейных размеров гребного колеса диаметры по центрам цапф лопастей D , необходимо прежде всего подобрать для него наилучший угол погружения α_0 и наметить соответствующие величины высоты лопасти H и числа лопастей z .

Далее, исходя для буксиров из заданной (требуемой) силы тяги на гаке при определенной скорости буксировки, а для пассажирских судов—из расчетной величины силы сопротивления воды движению при заданной скорости хода, определяем величину упора гребного колеса T , которую при расчете рассматриваем как исходную постоянную величину; если же будет задана не сила тяги на гаке, а мощность

Форма практического расчета индуктивной поступи λ и волнового коэффициента $\eta_{\text{в}}$

№ по пор.	Скорость буксировки относительно воды, определенная вертупкой при испытании, v_0 м/сек.	v_1	v_2	v_3 п. т. д.
1	Число оборотов колеса n_0 по данным испытания об/сек.			
2	Упор гребного колеса по данным испытания $T = z + \varphi$ кг			
3	Индикаторная мощность по испытанию N_i л. с.			
4	$\tau = \frac{T}{80 \cdot \psi_0 \cdot z \cdot R \cdot D^2 n_0^2}$			
5	$\lambda = \frac{\Gamma}{2 \Delta} - \sqrt{\left(\frac{\Gamma}{2 \Delta}\right)^2 - \left(1 - \frac{\tau}{\Delta}\right)}$			
6	$\vartheta = E(1 + \lambda^2) - 2\theta\lambda$			
7	Коэффициент эффективности действия $\epsilon_{\text{в}} = \frac{\tau}{\vartheta}$			
8	Индуктивный момент на валу колеса $M_i = \frac{T D}{2 \epsilon_{\text{в}}}$			
9	Механический к. п. д. машины η_m			
10	Действительный момент на валу колеса $M = 716,2 \frac{N_i \cdot \eta_m \cdot \eta_0 \cdot \eta_m}{n}$			
11	Волновой коэффициент $\eta_{\text{в}} = \frac{M_i}{M}$			
12	Индуктивный к. п. д. $\eta_{\text{и}} = \epsilon_{\text{в}} \cdot \lambda_0$			

машины, то в качестве исходной постоянной величины при расчет должна быть принята последняя.

Выбрав два—три варианта основных элементов профиля движения колеса, дальнейший расчет целесообразно вести по таблице 39 варьируя величиной кажущегося скольжения гребного колеса в соответствующих для данного типа судна пределах.

Таблица 39

Форма практического расчета основных элементов гребного колеса при постоянных значениях упора T и скорости хода v_0

1	Диаметр гребного колеса	D_1		D_2 и т. д.			
2	Число плиц и высота z/H	$\frac{Z_1}{H_1}$		$\frac{Z_2}{H_2}$			
3	Угол погружения колеса α_0	α_{01}		α_{02}			
4	Кажущееся скольжение s_0	s_{01}	s_{02}	s_{03}	s_{04}	s_{05}	s_{06}
5	Число оборотов колеса n_c						
6	Индуктивная посылка λ						
7	Эксцентрикное отношение ξ						
8	Коэффициент упора $\tau = f(\xi, \alpha, \lambda)$						
9	Длина плицы $B = \frac{T}{\tau \cdot k \cdot n_c^2}$						
10	Коэффициент момента $\vartheta = f(\xi, \alpha, \lambda)$						
11	Коэффициент эффективности ϵ_n						
12	Индуктивный момент M_i						
13	Волновой коэффициент γ_{no}						
14	Необходимая мощность машины N_i						

Приведенные в этой таблице выражения определяются следующим образом.

16 Судовые гребные колеса

а) Число оборотов колеса (строка 5) — по формуле:

$$n_c = \frac{v_0}{\pi D (1 - s_0)},$$

где:

v_0 — скорость хода судна относительно воды в м/сек.;
 D — диаметр колеса в м;
 s_0 — кажущееся скольжение колеса.

б) Индуктивная поступь колеса λ — по общей формуле:

$$\lambda = 1 - r s_0,$$

где величина r должна устанавливаться на основе обработки данных натурных испытаний колесных судов.

в) Величина эксцентриккового отношения (строка 7) — из условия:

$$\xi \leq \xi_c = \frac{10 (1 - \lambda \cdot \cos \alpha) - \lambda \cdot \sin \alpha}{10,05 \sin \alpha_0 \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha_0}},$$

где:

λ — индуктивная поступь гребного колеса;
 α_0 — угол погружения гребного колеса.

Ограничения для величины ξ диктуются конструктивными условиями, в соответствии с которыми трудно поднять ее значение выше 0,80.

г) Коэффициент упора (строка 8) — по формуле:

$$\tau = \Delta (1 + \lambda^2) - \Gamma \lambda,$$

где:

λ — индуктивная поступь из строки 6;
 Δ и Γ — коэффициенты, определяемые по диаграмме, приведенной на фиг. 62.

д) Длина плечи гребного колеса, исходя из выражения для упора, — по формуле:

$$B = \frac{T}{\tau \cdot k \cdot n_c^2}. \quad (126)$$

е) Входящая в знаменатель формулы (126) величина k определяется по выражению:

$$k = 80 \psi_c \cdot z \cdot H \cdot D^2, \quad (127)$$

где:

ψ_c — коэффициент формы плечи;
 z — число плеч;
 H — высота плечи в м;
 D — диаметр колеса по центрам цапф лопастей в м.

ж) Коэффициент момента (строка 8) — по формуле:

$$\vartheta = E (1 + \lambda^2) - \Theta \lambda,$$

где:

λ — индуктивная поступь колеса по строке 6;
 E и Θ — коэффициенты, определяемые по диаграмме, приведенной на фиг. 63.

в) Индуктивный момент на валу колеса (строка 12) — по формуле:

$$M_i = \frac{T \cdot D}{2 \cdot \varepsilon_n},$$

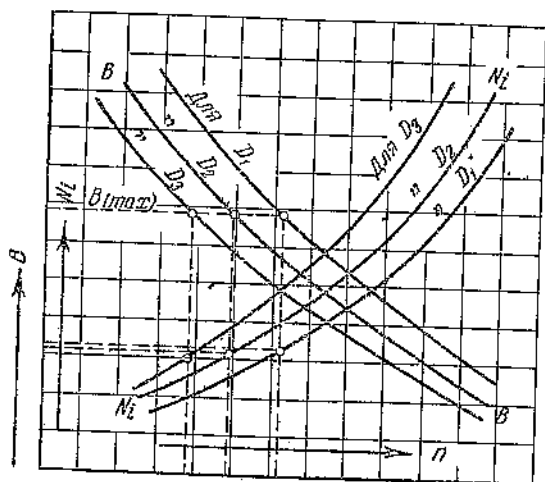
где:

T — упор гребного колеса в кг;

D — диаметр в м;

ε_n — коэффициент эффективности.

п) Волновой коэффициент (строка 13) — на основе обработки данных натурных испытаний колесных судов.



Фиг. 66. График и расчету элементов гребного колеса

к) Мощность машины (строка 14) — по обычной формуле:

$$N_i = \frac{M_i \cdot n}{716,2 \eta_w \cdot \eta_m \cdot \eta_v \cdot \eta_t},$$

где:

M_i — индуктивный момент колеса в кгм;

n — число об/мин. колеса;

η_w — волновой коэффициент;

η_m — механический к. п. д. машины;

η_v — механический к. п. д. поворотного механизма колеса;

η_t — механический к. п. д. валопровода.

Построив результаты расчета в виде графика, изображенного на фиг. 66, мы без труда сможем определить элементы гребного колеса, исходя из допустимой по условиям установки на судне длины пллц. Проводя на графике горизонталь, соответствующую данной длине лопасти, в пересечении ее с кривыми $B = f(D, n)$, определяем значения числа оборотов n и в пересечении вертикалей с кривыми $N_i = f(D, n)$ — значения требуемой мощности машины.

Подобным же образом могут быть разрешены и другие задачи практического расчета элементов гребного колеса при иных заданных исходных величинах.

Г Л А В А VIII

ИНДУКТИВНАЯ ПОСТУПЬ ГРЕБНОГО КОЛЕСА

33. Поступь нулевого упора и нулевого момента гребного колеса

Подобно тому, как для гребных винтов ставится вопрос о шаге нулевого упора и нулевого момента, для судовых колесных движителей может быть поставлен вопрос о поступи нулевого упора и нулевого момента.

Очевидно, что поступь нулевого упора будет соответствовать случаю свободного перемещения гребного колеса в направлении движения судна без создания силы упорного давления, т. е. когда движущая сила упора будет равна нулю. При этом поступь нулевого момента будет соответствовать случаю свободного вращения гребного колеса без создания какой-либо касательной силы сопротивления вращению, т. е. когда тангенциальная сила колеса будет равна нулю.

Если обозначить поступь нулевого упора через λ_t и поступь нулевого момента через λ_m , то в соответствии с параллельной теорией Брикса¹, для величины относительного напора будем иметь следующее выражение:

$$m = \frac{\lambda_m - \lambda_t}{\lambda_t} = \frac{\lambda_m}{\lambda_t} - 1. \quad (128)$$

Этот коэффициент характеризует переход от работы гребного колеса как движителя к работе гребного колеса как турбины, приводимой в движение напором встречных струй.

Поступь нулевого момента больше поступи нулевого упора, т. е. при положительном моменте на некотором участке поступи будет иметь место равенство упора нулю, а затем переход к отрицательным значениям.

Выражения для поступи нулевого упора и поступи нулевого момента легко можно получить, исходя из уравнений упора и момента гребного колеса:

$$\begin{aligned} T &= 80 \cdot \psi_c \cdot z \cdot F \cdot n_c^2 \cdot D^2 [\Delta(1 + \lambda^2) - \Gamma\lambda]; \\ M_t &= 40 \cdot \psi_c \cdot z \cdot F \cdot n_c^2 \cdot D^3 [\mathbb{E}(1 + \lambda^2) - 2\Theta\lambda]. \end{aligned}$$

¹ Ф. А. Б р и к с, заслуж. проф., Параллельная теория гребного винта, Л. 1922.

Приравнявая в этих уравнениях упор и момент нулю, будем иметь:

$$1 + \lambda_i^2 - \frac{\Gamma}{\Delta} \lambda_i = 0;$$

$$1 + \lambda_m^2 - \frac{2\Theta}{E} \lambda_m = 0.$$

Решая последние уравнения как квадратные относительно поступи, для определения поступи нулевого упора λ_i и поступи нулевого момента будем иметь следующие формулы:

$$\left. \begin{aligned} \lambda_i &= \frac{\Gamma}{2\Delta} \pm \sqrt{\left(\frac{\Gamma}{2\Delta}\right)^2 - 1} \\ \lambda_m &= \frac{\Theta}{E} \pm \sqrt{\left(\frac{\Theta}{E}\right)^2 - 1} \end{aligned} \right\}, \quad (129)$$

где функции от угла погружения α , и эксцентрикового отношения ξ определяются: Γ и Δ — по диаграмме, приведенной на фиг. 62, а E и Θ — по диаграмме, приведенной на фиг. 63.

Таким образом, вопрос об определении поступи нулевых значений упора и момента на основе разработанной теории решается очень просто. Зависимость их только от угла погружения и соотношения кинематических элементов обусловлена тем, что сила совокупного упора на лопасть принята по нормали к ее поверхности, т. е. из рассмотрения устранены силы, обусловленные сопротивлением лопасти, как некоторого профиля, при прохождении ее в воде.

Для получения истинных значений рассматриваемых величин поступи необходимо учесть влияние силы профильного сопротивления как на упор, так и на тангенциальную силу, что однако не особенно актуально по причинам, изложенным ниже.

34. Критическая индуктивная поступи гребного колеса по условиям движения плуцы

Рассматривая выражения (129) для индуктивной поступи нулевого упора и нулевого момента, мы видим, что действительное значение поступи может получиться только при условии:

$$\frac{\Gamma}{2\Delta} \geq 1 \quad \text{или} \quad \frac{\Theta}{E} \geq 1.$$

Если это условие не будет обеспечено, то значение поступи будет мнимым.

Прежде чем делать выводы о пределе для возрастания поступи, посмотрим, что нам дает опыт натурных испытаний. Согласно данным этих испытаний, в таблице 40 приведен подсчет основных характеристик действия колеса для буксирного парохода «Коминтерн», а в таблице 41 — для буксирного парохода № 134 мощностью в 200 л. с. Сведения об основных размерах гребных колес названных выше буксиров приведены в примерах предыдущего параграфа (стр. 228 и 230).

Практический расчет величин индуктивной нагрузки и полного коэффициента по данным натурных испытаний буксирного паровоза «Компакт»

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Скорость хода v_0 м/сек.	N_z л. с.	n об/мин.	T кг	n_e об/сек.	$\Phi = n_e \sqrt{D}$	$S_0 = 1 - \frac{v_0}{\pi n \cdot D}$	λ_0	$p \cdot n_e^2$	$\tau = \frac{T}{p n_e^2}$	$\lambda = \frac{T}{2\Delta} \pm \sqrt{\left(\frac{T}{2\Delta}\right)^2 - \left(1 - \frac{\tau}{\lambda}\right)}$	$\theta = B(1 + \lambda^2) - 29\lambda$	$\varepsilon_K = \frac{\tau}{v}$	$\eta_K = \varepsilon_K \cdot \lambda_0$	$M_z = \frac{T D}{2 \varepsilon_K}$	$M = 746,2 \cdot \frac{N_z \cdot \eta_m \cdot \eta_M}{n}$	$\eta_M = \frac{M_z}{M}$	$\eta_0 = \eta_K \cdot \eta_M$
0	678	18,0	12500	0,300	0,550	1,000	0,000	7470	1,67	0,152	1,628	1,030	0,000	20350	21750	0,936	0,000
4,0	700	20,8	11900	0,305	0,554	0,689	0,311	7720	1,54	0,200	1,495	1,032	0,321	19350	22200	0,871	0,280
2,0	750	21,5	11400	0,347	0,685	0,453	0,547	10000	1,13	0,385	1,090	1,035	0,556	18920	20850	0,879	0,498
2,2	758	22,8	11000	0,358	0,656	0,447	0,583	10630	1,048	0,420	1,040	1,037	0,605	18020	20350	0,885	0,536
2,4	768	23,1	10890	0,372	0,682	0,387	0,613	11500	0,956	0,492	0,920	1,039	0,637	17780	19900	0,894	0,569
2,5	785	23,4	10890	0,385	0,705	0,362	0,638	12280	0,886	0,549	0,875	1,015	0,646	18000	19680	0,915	0,591
3,0	820	25,0	10620	0,417	0,764	0,317	0,683	14420	0,737	0,810	0,705	1,045	0,714	17050	18950	0,900	0,643
4,0	945	29,7	9980	0,495	0,907	0,233	0,767	20330	0,440	0,81+0,374	0,420	1,047	0,804	16000	18400	0,868	0,698
4,85	1000	31,5	9720	0,525	0,962	0,213	0,787	22850	0,425	0,81—0,383	0,81	1,062	0,836	15350	18350	0,837	0,700

Практический расчет величины индуктивной потери и волнового коэффициента по данным натурных испытаний 200-сильного буксирного парохода № 134

	0	4	4,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,27
1 Скорость хода v_0 м/сек.	144	151	169	185	199	212	223	230	232,5
2 N_0 л. с.	18,4	25,5	28,6	32,0	35,0	37,8	20,2	42,5	43,4
3 n об/мин.	2925	2875	2820	2788	2630	2497	2338	2140	2090
4 T кг	0,307	0,425	0,477	0,534	0,583	0,630	0,670	0,709	0,724
5 n_0 об/сек.	0,498	0,690	0,775	0,868	0,947	1,024	1,088	1,152	1,176
6 $\Phi = n_0 \sqrt{D}$	1,00	0,716	0,622	0,548	0,483	0,427	0,370	0,320	0,289
7 $S_0 = 1 - \frac{v_0}{\pi n_0 D}$	0,00	0,284	0,378	0,452	0,517	0,573	0,630	0,680	0,711
8 λ_0	4785	3420	4300	5400	6440	7520	8540	9540	9980
9 $p \cdot n_0^3$	1,64	0,840	0,655	0,507	0,408	0,331	0,277	0,235	0,211
10 $\tau = \frac{T}{p \cdot n_0^3}$	—0,03	0,309	0,420	0,532	0,633	0,752	0,90+0,123	0,90+0,215	0,90+0,235
11 $\lambda = \frac{T}{2\Delta} \pm \sqrt{\left(\frac{T}{2\Delta}\right)^2 - \left(1 - \frac{\tau}{\Delta}\right)}$	4,561	0,789	0,605	0,464	0,360	0,285	0,225	0,180	0,165
12 $\theta = E(1 + \lambda^2) - 2\theta\lambda$	1,049	1,065	1,084	1,092	1,132	1,160	1,230	1,250	1,280
13 $\varepsilon_n = \frac{\tau}{\theta}$	0,00	0,302	0,440	0,493	0,586	0,665	0,775	0,850	0,910
14 $\eta_n = \varepsilon_n \lambda_0$	3685	3565	3440	3310	3065	2840	2525	2255	2155
15 $M_z = \frac{T D}{2 \varepsilon_n}$	3140	2975	3440	3410	3095	3050	3055	2985	2985
16 $M = 746,2 \cdot \frac{N f_{\text{ин}} \eta_{\text{г}}}{n}$	4,175	1,230	1,095	1,065	0,990	0,930	0,827	0,755	0,784
17 $\eta_{\text{г}} = \frac{M_z}{M}$	0,00	0,329	0,432	0,514	0,573	0,612	0,641	0,643	0,668
18 $\eta_0 = \eta_n \cdot \eta_{\text{г}}$									

Из этих подсчетов видно, что в обоих случаях индуктивная поступь становится мнимой, когда скорость буксировки еще не достигает значения, соответствующего скорости порожнего хода. Это показывает, что прежде чем поступь колеса достигнет значения, соответствующего нулевому упору, она должна перейти через некоторое критическое значение, при котором поступь будет переходить из действительной величины в комплексное число.

Следует отметить, что при подсчете коэффициента момента θ (строка 12 таблиц 40 и 41) комплексная часть пропадает, и коэффициент момента получается действительным числом.

Таким образом, необходимо выяснить смысл перехода поступи из действительной в мнимую, тем более, что это сопряжено с физическим явлением, а отнюдь не с подсчетом по формулам, так как коэффициент момента имеет реальное значение.

Разбирая последовательно весь вывод формул и ход интегрирования, мы обнаруживаем, что переход поступи в комплексное число на отдельных участках сектора ее действия происходит в том случае, когда при нулевом упоре, в соответствии с формулой (74), будет иметь место уравнение:

$$1 + \lambda_i^2 - 2\lambda_i \cdot \cos \alpha = 0.$$

Из этого уравнения определяется значение λ_i :

$$\lambda_i = \cos \alpha \pm \sqrt{\cos^2 \alpha - 1}.$$

Реальное значение поступи λ_i может иметь только в одном частном случае при $\alpha = 0$, когда $\cos \alpha = 1$ и $\lambda_i = 1$.

Далее на основании выражения (16):

$$w = c \sqrt{1 + \lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \alpha}$$

не трудно усмотреть, что переход от действительной поступи к мнимой обуславливается переменной направления скорости продвижения плицы w с положительного на отрицательное, т. е. переменной действия силы упора из полезного во вредное. Таким образом, переход поступи из действительной в комплексную указывает на явление торможения у плицы.

Следовательно, максимальная величина поступи, определяемая из выражения:

$$\lambda = \frac{\Gamma}{2\Delta} - \sqrt{\left(\frac{\Gamma}{2\Delta}\right)^2 - \left(1 - \frac{\tau}{\Delta}\right)},$$

при равенстве радикала нулю будет иметь значение:

$$\lambda_m = \frac{\Gamma}{2\Delta}. \quad (130)$$

Это и есть критическая поступь для работы гребного колеса без подтормаживания. Последнее хорошо известно в практике эксплуатации гребных колес, как особенно вредное явление, вызывающее понижение качества гребного колеса как судового движителя. Чтобы не было подтормаживания у колеса, необходимо, чтобы:

$$1 - \frac{\tau}{\Delta} \leq \left(\frac{\Gamma}{2\Delta}\right)^2.$$

Отсюда мы получаем формулу для критического значения коэффициента упора:

$$\tau \geq \Delta - \frac{\Gamma^2}{4\Delta}. \quad (131)$$

Явление подтормаживания у гребного колеса совершенно естественно, однако до сих пор ему не было уделено достаточного внимания. Больше того: замеченные изменения в характере протекания опытных кривых коэффициентов упора и момента объяснялись другими причинами и в частности явлением поверхностной кавитации.

Если обратиться к диаграмме, приведенной на фиг. 64, то можно заметить, что опытные точки при больших значениях индуктивной поступи ложатся ниже теоретической кривой. Это как раз и показывает, что здесь мы имеем дело с явлением подтормаживания.

При подсчетах в последних таблицах мы обнаруживаем, что как только индуктивная поступь достигает своего критического значения начинается резкое падение волнового коэффициента η_w . Падение кривых упора и момента при больших поступях ясно видно и в опытах Шаффрана, причем перегиб кривых происходит как раз при критическом значении поступи. Таким образом, явление подтормаживания у гребных колес приводит к понижению их эффективности, а потому его следует избегать.

В соответствии с максимальным значением индуктивной поступи λ_m мы будем иметь следующую формулу для определения величины индуктивной поступи гребного колеса:

$$\lambda = \lambda_m - \sqrt{\lambda_m + \frac{\tau}{\Delta} - 1}, \quad (132)$$

где:

λ_m определяется по (130);

τ — коэффициент упора, зависящий от силы упора и элементов гребного колеса.

В заключение следует отметить, что вопрос о критической поступи является более актуальным, чем вопрос о поступи нулевого упора так как в чистом виде таковая может быть получена только в том случае, когда не будет явления подтормаживания у гребного колеса.

35. Дальнейшие задачи теоретических построений в области судовых гребных колес

Изложенная выше теория действия гребного колеса с поворотными лопастями имеет большое практическое значение как для расчета основных элементов колесных движителей, так и для анализа натурных испытаний колесных судов. Кроме того эта теория создает предпосылки для изыскания новых, рациональных конструкций гребных колес и наилучших форм движения их лопастей.

Однако нельзя еще считать, что разработка теории гребного колеса уже закончена: предлагаемую теорию нужно рассматривать лишь как первый этап теоретического решения проблемы действия гребного колеса с поворотными лопастями.

Одной из ближайших задач в этой области является обобщение результатов анализа большого опытного материала на основе представленной теории в виде формул и графиков для определения величины индуктивной поступи и волнового коэффициента.

Затем необходимо более широко проработать вопрос о коэффициенте формы лопасти и попытаться получить уравнения для упора и тангенциальной силы в конечном виде, с учетом неполноты погружения плицы при входе и выходе из воды.

Следующим моментом разработки данного вопроса должен явиться учет влияния числа плиц на работу гребного колеса, а также относительной ширины плицы на упор и полезное действие судового колесного движителя.

Далее будут стоять вопросы, связанные с явлением кавитации у гребных колес, и учет характеристик действия колеса на кавитационном режиме работы.

Наконец, очень важное значение имеют вопросы, связанные с учетом влияния обводов корпуса на показатели действия колесного движителя, а также вопросы улучшения действия гребных колес с помощью направляющих аппаратов и волновыпрямителей.

Таким образом, в области теории гребного колеса стоит ряд актуальнейших задач, которые должны быть разрешены для обеспечения успешного развития и совершенствования судовых движителей данного типа.

БИБЛИОГРАФИЯ

4. М. Я. А л ф е р с е в. «Судовые гребные колеса», Гостранспедат, Ленинград, 1932. «Судовые двигатели», отдел второй «Судовые гребные колеса», изд. «Водный транспорт», Москва, 1938. «Теория корабля», часть IV, «Судовые двигатели», ОНТИ, 1935. «К вопросу о замене на мелководьях речных буксрах гребного колеса винтом», журнал «Судостроение и судоходство», № 2, 1932. «Значение гребного колеса и пути его дальнейшего развития как движителя для внутреннего водного транспорта», Сборник трудов ВНИТОСС, том I, вып. 1, 1934. «Гидродинамический лоток для испытания моделей гребных колес», вып. 5. Гидромеханический сектор НИОС, Ленинград, 1932. «Гребной колесный движитель для судов», описание к авторскому свидетельству № 53533, Наркомма: 31 июля, 1938. «Первоочередные мероприятия по улучшению движительно-хозяйства», Труды ГИИВТ, т. VII, изд. «Водный транспорт», 1940.
2. Н. Н. Кабачинский. «Применение принципа механического подобия к определению основных размеров гребных колес», журнал «Водный транспорт», № 8—12, 1926. «Влияние волнообразности реактивной струи отдачи гребного колеса», «Морское судостроение», № 9, 1933. «К расчету гребных колес», Труды ГИИ, 1935. «Определение основных размеров гребных колес», Труды ВНИТОСС, т. I, вып. 3, 1936. «К вопросу о к. п. д. гребного колеса», «Известия Н. У.», 1928. «Определение скоростей лопасти гребного колеса», «Судостроение», № 2, 1935. «Некоторые итоговые выводы из опытов с моделями гребных колес», «Водный транспорт», № 2, 1938. «Об одной из верхних границ к. п. д. гребного колеса», Труды ГИИВТ, т. II, 1935. «К методологии расчета гребных колес» Сорисудопроект, р. 20052, № СР-2789, 1937. «Насадки для улучшения действия судовых гребных колес», Водный транспорт, № 7, 1937.
3. Н. Ф. Мокоев. «О работе гребных колес», Водный транспорт, № 2, 1924. «Определение основных размеров гребных колес буксиров по материалам натуральных испытаний», Горисудопроект, р. 20075, № 5830, 1938. (соавт. В е с е л о в с к и й). «Типовые схемы расчета гребных колес буксиров», Сорисудопроект, р. 20052, № СР-2789, 1937 (соавтор А н д р ю т и н В. И.). «О характеристиках гребных колес», «Судостроение», № 5, 1938 (соавтор А н д р ю т и н В. И.).
4. В. И. Андрутин. «О предельной ширине лопасти гребного колеса», «Судостроение», № 7—8, 1939.
5. В. М. Лаврентьев. «Теория и расчет судовых гребных колес», ЦНИИВТ, Ленинград, 1937. «Диаграммы для проектирования судовых гребных колес», ЦНИИВТ, Ленинград, 1937.
6. А. М. Басин. «Определение наимыгоднейшего эксцентриситета гребного колеса из условий безударности входа и выхода пилы из воды», «Судостроение», № 6, 1934 (соавтор Ш у ш к и н). «Построение характеристик гребного колеса по данным натуральных испытаний», «Судостроение», № 8, 1935. «Кинематика судовых гребных колес», тр. ВНИТОСС, т. II, вып. 1, 1935. «Работа движителя в ограниченном фарватере», «Судостроение», № 12, 1936. «Влияние волнообразования на работу движителя», «Судостроение», № 7—8, 1939.
7. В. Н. Ш у ш к и н. «Испытание гребных колес буксирных пароходов», «Судостроение», № 5, 1936. «Скорости воды, вызванные гребными колесом, и определение эксцентриситета колеса», «Судостроение», № 7, 1936.
8. Н. Н. Крылов. «Упор гребного колеса с радиальными лопастями», «Судостроение», № 3, 1933. «Влияние удлинения лопасти на упорное давление гребного колеса», «Судостроение», № 5, 1935. «Гребные колеса», «Судостроение», № 9, 1935.
9. К. Н. Шимко. «Упрощенные методы обработки испытаний речных судов», изд. «Водный транспорт», Москва, 1938.
10. Л. Э. Ливен. «Паспортизация буксирного флота», изд. «Водный транспорт», Москва, 1938.
11. А. А. Костюков. «Экспериментальное исследование гребного колеса на мелководьях», «Водный транспорт», № 7, 1938.
12. Г. В. Неизвестный. Одесский опытовый бассейн системы Веленкампа, «Судостроение», № 8, 1933 (соавтор Д. А. Чумак).
13. А. Погудин. «Судовые двигатели», глава X, «Гребное колесо», Ленинград, 1907.
14. К. Буслей. «Судовые двигатели», Судовые механизмы, ч. IV, Ленинград, 1893 (пер. с немецкого под редакцией Ф. А. Брикс).

15. В. М. Мацулевич. «Первые испытания моделей гребных колес в гидродатне», «Бюллетень НИСС», декабрь, 1935. «Исследование моделей гребных колес буксирных пароходов», «Бюллетень НИСС», № 1—3, Ленинград, 1937.
16. В. П. Жуков. «Навигация гребных колес», «Судостроение», № 5, 1938.
17. Э. Э. Папмелъ. «Отрыв по научно-исследовательской работе Горьковского судопроекта—определение основных размеров гребных колес буксирных по материалам натуральных испытаний», Ленинградский Речсудопроект, вып. № 187, 1939.
18. Ф. А. Брисс. «Паральная теория гребного винта», Ленинград, 1922.
19. M. A. g e s t i e r. «Memoire sur les bateaux à vapeur des Etats-Unis d'Amérique», Paris, 1824.
20. W. R i e h n. «Ueber die Wirkungsweise der Schaufelräder und der Schrauben bei Dampfschiffen», Z. d. V. D. I., Berlin, 1884.
21. A. A. M o r n a y. «On Paddle-Wheels», Abgedruckt in Th. Tredgold «The Steam Engine», London, 1838.
22. I. H. C o t t e r i l l. «On the fundamental principle of the action of a propeller». The annual of the royalschool of naval architecture and marine engineering, London, 1872.
23. W. J. R a n k i n e. «On the theoretical limit of the efficiency of the propellers», Miscellaneous scientific papers, London, 1881.
24. S c o t t R u s s e l l. «The modern sistem of naval architecture», London, 1865.
25. J. A. O r t o l a n. «Mémorial du mécanicien», Paris, 1878.
26. M. A. de F r é m i n v i l l e. «Cours pratique des machines à vapeur marines», Paris, 1867.
27. R. M u r r a y. «A treatise on marine engines and steam vessels», London, 1874.
28. E. M. B r a g g. «Feathering Paddle-Wheels», Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, Vol. 24, 1916.
29. K. S c h a f f r a n. «Modellversuche mit Schaufelrad-Propellern», Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, 1918.
30. W. F r o n d e. «On the elementary relation between pitch, slip and propulsive efficiency», Transactions of the Institution of Naval Architects, 1878.
31. F. H a a s. «Beziehungen zwischen Wirkungs-grad und Belastung bei Radschleppern», Werft, Reederei, Hafen, Januar, N 2, 1929.
32. O s k a r T e u b e r t. «Die Binnenschifffahrt», T. I, Die Fortbewegungsmittel, Schaufelräder, 1921.
33. W. T e n b e r t. «Der Flussschiffbau», T. V, Die Schaufelräder.
34. S. W e l s c h. «Die Maschinen der Flussfahrzeuge», Das Schaufelrad.
35. E w a l d S a c h s e n b e r g. «Kleinschiffbau», Der Seitenraddampfer.
36. W. M c. E n t e e. «Model Experiments with River Towboat-Stern Wheel and Propeller Types Compared», S. N. A. M. E.—Tr. 1925, Vol. 31. «Marine Engineering and Shipping Age», 1926.
37. R. Z i l l e r. «Leistung und Wirtschaftlichkeit von Flugschleppern verschiedener Antriebsart», Werft, Reederei, Hafen, N 24, 1927.
38. S. B a r n a b y. «Marine Propellers», The Paddle-Wheel, 1921.
39. C. H. P e a b o d y. «Naval Architecture», ch. IX. Propulsion of Ships. New-York, 1917.
40. W. T h e l l. «Beitrag zur Konstruktion von Radschaukeln für Räder mit beweglichen Schaufeln», «Schiffbau», Nr. 9, 1903—4.
41. K. B u s l e y. «Die Schiffsmaschinen», Schaufelräder, 23 Abschnitt, S. 667.
42. A. E. S e a t o n. «The Screw Propeller and other competing Instruments for Marine propulsion», London, 1909, Ch. V, Paddle Wheels.
43. D. W. T a y l o r. «The Speed and Power of Ships», Paddle Propulsion. Washington, 1933.
44. H ü t t e, des Ingenieurs Taschenbuch. «Schaufelräder», IV Band, 1 Abschnitt, S. 77, 25 neubearbeitete Auflage, Berlin, 1927.
45. S e a t o n and R o u n t h w a i t e s. «Marine Engineering Pocket-Book», 1927. The Paddle-Wheel Propeller, p. 216.
46. K r e t z s c h m a r. «Der Dampfturbinen-Radschleppdampfer Zürich», «Schiffbau», Nr. 16, 1924.

47. H. C. Sadler. «Design of Passenger Vessels for the Great Lakes», Transactions of the Society of Naval Architects and Marine Engineers, 1925.
48. Teubert. «Der neue Sloydantrieb für Binnenschiffe», Schiffbau, Nr. 16, 1924.
49. G. A. Inglis. «Diesel-Electric Paddle Boat Talisman», The Shipbuilder and Marine Engine-Builders, Nr. 316, 1936, p. 232—234.
50. A. P. Chalkley. «The Sargest Diesel-Electric Paddle Ship», The Motor Ship, Nr. 183, London, 1935.
51. R. W. Miller. «Paddle-Wheel Tugs», The Shipbuilder and Marine Engine-Builders, 1930, p. 482.
52. D. Hermann. «Umbau zweier Trafektschiffe in der Türkei», Werft, Reederei, Hafen, № 14, 1932.
53. E. Meyster. «Der diesel-elektrische Antrieb des Salonschiffes Geneve», Werft, Reederei, Hafen, № 1, 1935.
54. H. Thiele. «Die Entwicklung des Fahrgastschiffes auf dem Rhein». Werft, Reederei, Hafen, № 10, 1936.
55. F. Süßkrüb. «Der Radschiffsantrieb», «Schiffbau», № 6, 1939.
56. V. Gras. «Diselelektrischer Schaufelrad-Schlepper», Werft, Reederei, Hafen, № 16, 1939.
57. G. Eiffel. «La resistance de l'air et l'aviation», Paris, 1911. Résumé des principaux travaux exécutés pendant la guerre au Laboratoire Aérodynamique Eiffel, 1919, Chapitre, VI.
58. T. Stanton. «On the resistance of plane surfaces in a uniform current of air», Proceedings of the Inst. of Civ. Eng., CLVI, 1904. «Report on recent Researches on the Forces on Planes Surfaces in a Current of Air», A. C. A., Rep. № 4, 1909/10.
59. C. Wieselsberger. «Der Widerstand von Kugeln, Ellipsoiden und Scheiben», Ergebn. der Aerodyn. Versuch. Anst. zu Gött. II, 31, 1923. Korrekturen infolge des endlichen Strahldurchmessers, Ergebn. des Aerodyn. Versuch. zu Gött., I, 42, 1923. «Untersuchungen über den Reibungswiderstand von Stoffbeschpannten Flächen», Ergebn. d. Aerodyn. Versuch. zu Gött., I, 120, 1921.
60. O. Flachsbart. «Messungen an ebenen und gewölbten Platten», Ergebn. des Aerodyn. Versuch. zu Gött., IV, 96, 1932.
61. L. Schiller und Schmiedel. «Widerstandsmessungen an Kugel und Scheibe bei kleinen Reynoldsschen Zahlen», Z. F. M., № 21, 1921.
62. F. G. Simmons and N. S. Dewey. «Wind tunnel experiments with circular discs», Rep. № 1334, A. R. C., I, 1930/31.
63. R. H. Smith and J. H. Whipple. «Air force measurements on bodies moving through still air», «Journal of the Aeronautical Sciences», 1934.
64. C. W. Oseen. «Arch. f. Math. und Phys.», 24, 108, 1915.
65. H. Lamb. «Hydrodynamics», 1930, p. 573.
66. O. Föppel. «Windkräfte an ebenen und gewölbten Platten», Jahrbuch der Motorluftschiff-Studiengesellschaft, IV, 1910/11, p. 51.
67. A. Mallock. «Note on experiments made by R. E. Froude on the force operating on plane and curved surfaces when travelling at various speeds in water», Rep. № 16, A. C. A., 1909/10.
68. H. Blasius. «Grenzschichten in Flüssigkeiten mit kleiner Reibung», Z. Math. Phys., T. 56, p. 1, 1908.
69. S. Finsterwalder. «Die Aerodynamik als Grundlage der Luftschiffahrt», Zeits. f. Flugtechnik und Motorluftschiffahrt, 1910. «Aerodynamik», Enzyklopedie der math. Wissenschaften, T. IV (Mechanik), 1910.
70. L. Prandtl. «Hydro- und Aeromechanik», zweiter Band, Berlin, Verlag von Julius Springer, 1931.
71. A. Betz. «Tragflugel und Hydraulische Maschinen», Handbuch der Physik, Bd. VII, Berlin, 1927.
72. G. Kempf und E. Foerster. «Hydromechanische Probleme des Schiffsantriebs», Hamburg, 1932.
73. «Handbuch der Experimental Physik». «Hydro- und Aerodynamik», IV, 3. Teil, Technische Anwendungen, Leipzig, 1930.

О Г Л А В Л Е Н И Е

Предисловие	Стр. 3
Г л а в а I. Обзор теоретических построений в области судовых гребных колес	
1. Введение	8
2. Первые теоретические построения на пути решения проблемы действия гребного колеса	9
Теория Марестье	9
Теория Морней	11
Теория Ранкина	16
3. Первые опыты с моделями гребных колес	18
Опыты Брагга	18
Опыты Шаффрана	38
4. Теоретические решения задачи об упоре гребного колеса с поворотными лопастями	41
Теория Мокеева	41
Уравнение упора Кабачинского	47
Метод определения упора колеса по ЦНИИВТУ	50
5. Теоретические решения задачи об определении к. п. д. гребного колеса	54
Общие выражения к. п. д.	54
Теория Хааса	55
Формулы к. п. д. гребного колеса по Кабачинскому	58
Выражение для к. п. д. гребного колеса по ЦНИИВТУ	60
6. Построение практического метода расчета элементов гребных колес на основе сопоставления теоретических выкладок с данными натурных испытаний (по Алферьеву)	63
Уравнение упора гребного колеса	63
Соотношение между величинами действительного и кажущегося скольжения гребного колеса с поворотными лопастями	66
Коэффициент полезного действия гребного колеса	71
Практический расчет элементов гребного колеса	74
7. Экспериментальное решение проблемы действия гребного колеса с поворотными лопастями	78
Дальнейшие опыты с моделями гребных колес	78
Метод ЦНИИВТа расчета гребных колес на основе модельных испытаний	79
8. Явление кавитации у гребных колес	90
Г л а в а II. Основные характеристики движения лопасти гребного колеса и действующих на нее усилий	
9. Основные факторы действия изолированной лопасти в невозмущенном потоке	101
10. Угол атаки изолированной лопасти φ	104
11. Скорость продвижения лопасти в жидкой среде	106
12. Угол дополнительного поворота лопасти	112
13. План скоростей и давлений лопастного элемента	124

Глава III. Полезное действие изолированной лопасти гребного колеса в невозмущенном потоке

14. Коэффициент полезного действия лопастного элемента	131
15. Максимальный коэффициент полезного действия и оптимальная поступь при заданном угле действия	134
Анализ выведенной формулы для коэффициента полезного действия лопастей	134
Оптимальная поступь лопасти при данном угле действия	138
Максимальный коэффициент полезного действия при заданном положении лопасти	139
16. Наивыгоднейший угол действия изолированной лопасти	141
17. Максимальный коэффициент полезного действия лопастей при заданной поступи	144
18. Общий анализ максимального коэффициента полезного действия изолированной лопасти	146

Глава IV. Характер действия изолированной лопасти и условия ее погружения в невозмущенную рабочую среду

19. Коэффициент качества лопасти гребного колеса	150
Общие замечания о коэффициенте качества пластинки	150
Влияние числа Рейнольдса на сопротивление пластинки	151
Влияние удлинения сторон пластинки на ее сопротивление и качество	152
Коэффициент качества плоских и изогнутых пластинок	155
20. Изменение угла атаки φ в зависимости от угла действия α , поступи λ и эксцентриксового отношения ξ	158
Формула для тригонометрической функции угла атаки	159
Условие безударного входа лопасти	160
21. Влияние эксцентриксового отношения ξ на эффективность действия лопастей	161
22. Условие эффективного входа лопасти в невозмущенную жидкую среду	166

Глава V. Уравнение упора гребного колеса с поворотными лопастями

23. Уравнение упора изолированной лопасти при данном угле действия	170
24. Эмпирическое выражение для коэффициента давления лопастей	177
Зависимость коэффициентов сопротивления и подъемной силы от погиби и удлинения пластинки	177
Анализ изменения коэффициента давления ψ в зависимости от положения лопасти	178
Формула для среднеинтегрального значения коэффициента ψ , как функции от формы лопасти	182
25. Уравнение упора изолированной лопасти гребного колеса на всем протяжении ее действия	188
Распространение уравнения мгновенного упора изолированной лопасти на полный сектор ее действия	188
Интегрирование уравнения упора лопастей гребного колеса	190
Влияние на упор величины эксцентриксового отношения ξ	195
26. Уравнение упора гребного колеса с поворотными лопастями	197

Глава VI. Коэффициент полезного действия гребного колеса с поворотными лопастями

27. Индуктивный коэффициент полезного действия гребного колеса	202
Общий вид формулы для коэффициента полезного действия гребного колеса	202
Формула для тангенциальной силы изолированной лопасти гребного колеса	204
Интегрирование уравнения тангенциальной силы лопастей гребного колеса	206
Формула для индуктивного коэффициента полезного действия колеса	208
Влияние на индуктивный коэффициент полезного действия колеса величины эксцентриксового отношения ξ и угла погружения α_0	210
	255

28. Анализ формулы для эффективного эксцентрикового отношения ξ_e	Стр. 213
29. Волновой коэффициент полезного действия гребного колеса	216

Глава VII. Практическое приложение теории к расчету основных элементов колесных движителей

30. Пути практического использования выводов теории	220
31. Приведение выводов теории к расчетному виду	220
32. Построение метода практического расчета основных элементов гребного колеса	226
Общий ход поверочного расчета на основе разработанной теории гребного колеса	226
Примеры практической проверки по данным натурных испытаний	228
Форма практического расчета индуктивной поступи и волнового коэффициента по данным натурных испытаний колесных судов	239
Форма практического расчета основных элементов гребного колеса	239

Глава VIII. Индуктивная поступь гребного колеса

33. Поступь нулевого упора и нулевого момента гребного колеса	244
34. Критическая индуктивная поступь гребного колеса по условиям движения плпцы	245
35. Дальнейшие задачи теоретических построений в области судовых гребных колес	249

Отв. редактор *П. Е. Кульсан*
Зав. корр. *Е. Н. Зуева*
Техред *А. Красная*

Сдано в производство 29/IV 1940 г.
Подписано к печ. 24/IX 1940 г.
Л36307.

Зак. изд. 457. Зак. тип. 1386.
16 печ. л. 21,75 уч.-изд. л.
Тир. 3000. Ф. бум. 60×92¹/₁₆.

16-я типография треста «Полиграфинига», Москва, Трехпрудный пер., д. 9.

С.К.