А. Н. ІГАПИР

# ВОДОМЕТНЫЕ ДВИЖИТЕЛИ МАЛЫХ СУДОВ

# Папир Абрам Нутович

# П17 «Водометные движители малых судов». Л., издательство «Судостроение», 1970. 256 стр.

В книге изложены (без применения методов высшей математики) физические основы работы водометных движителей малых судов и рассмстрены все основные вопросы, необходимые при расчете, проектировании и изготовлении этих движителей. Даны подробные примеры расчета.

Книга предназначена для специалистов, занимающихся разработкой водометных движителей и осевых насосов, студентов соответствующих специальностей и может быть использована широким кругом любителей водно-моторного спорта и туризма.

#### 3 - 18 - 5

99-69

#### 629.12.035.2

#### OT ABTOPA

Водометный судовой движитель отличается от всех других типов движителей тем, что он полностью расположен внутри корпуса судна. Это предопределило специфические особенности работы и преимущества такого типа движителя, главные из которых практически полная защищенность движителя, возможность осуществления минимальной осадки судна, хорошая управляемость судна на переднем и заднем ходу без реверса двигателя и т. д. Благодаря высоким энергетическим и кавитационным качествам осевых насосов, применяемых в водометных движителях, в последние годы значительно повысилась эффективность водометных судов. Особенно широко они используются в массовом любительском судостроении, в водномоторном спорте и т. д.

Современная методика расчета водометных движителей в основном развивается в Ленинградском институте водного транспорта (ЛИВТ) под руководством А. М. Басина [4, 5, 6, 7, 8, 9, 34, 42]. Этот метод расчета положен в основу исследований и практических разработок водометных судов, выполненных рядом организаций [10, 18, 28]. Все эти работы основаны на использовании в качестве рабочих органов движителей обычных или специальных гребных винтов.

Разработка осевых насосов для водометных движителей ведется главным образом в Ленинградском политехническом институте им. М. И. Калинниа (ЛПИ). Результаты ее изложены в работе [36]. Расчет водометного движителя, в качестве рабочего органа которого служит насос, позволяет использовать в его конструкции достижения насосостроительной техники.

Во всех перечисленных трудах в основном излагаются результаты научно-исследовательских и конструкторских работ и описываются созданные водометные суда. Значительно меньшее внимание в них уделено практическим вопросам расчета [4] и проектирования, особенно движителей малых судов. Это и побудило автора написать книгу, в которой на основе представления о работе водометной лопастной системы как насоса содержались бы все основные сведения, необходимые любителю для разработки водометного движителя, и в то же время отражалось современное состояние теории и практики этого вопроса. При подготовке книги были уточнены и частично разработаны вновь некоторые вопросы расчета и проектирования водометных движителей и их осевых насосов, что, по мнению автора, представляет интерес не только для широкого круга любителей, но и для специалистов, работающих в области расчета и проектирования судовых движителей п осевых насосов.

В книге рассматриваются в основном два вопроса: водометные движители и их осевые насосы. Приводятся краткие сведения о сопротивлении воды движению корпуса. По каждому из этих вопросов в первых двух главах дано краткое изложение основ теории (без применения методов высшей математики). В гл. 3 трактуется взаимосвязь работы движителя и его насоса, а в гл. 4 и 5 — основы и практические приемы расчетов элементов движителя и насоса.

Даются рекомендации по конструированию элементов движителя (в том числе и его насоса) и сведения о технологии их изготовления. Большое внимание уделено изложению порядка расчетов элементов движителя, приведены примеры всех необходимых расчетов.

#### основные условные обозначения

#### Физические свойства жидкости

7- удельный вес, кГ/м<sup>3</sup>

 $\rho - - плотность, (\kappa \Gamma \cdot ce\kappa^2)/M^4$ 

у- кинематический коэффициент вязкости, m<sup>2</sup>/сек

g — ускорение силы тяжести, м/сек<sup>2</sup>

#### Сопротивление воды движению корпуса судна и работа движителя

L, B — длина и ширина площади ватерлинии судна, м Т — осадка судна, м

♀— смоченная поверхность корпуса судна, м<sup>2</sup>

V, D-объемное и весовое водоизмещение, м<sup>3</sup>

A<sub>V</sub>, A<sub>O</sub> — гидростатическая (Архимедова) и динамическая поддерживающие силы, кГ

$$l = \frac{L}{\sqrt[3]{V}}$$
 — относительная длина судна

h, h/T — глубина (м) и относительная глубина фарватера

- Re, Fr-коэффициенты динамического подобия числа Рейнольдса и Фруда

Q — расход жидкости,  $m^3/ce\kappa$ F — площадь живого (поперечного) сечения потока,  $m^2$ v = Q/F - средияя скорость жидкости, м/сек

- vo-- скорость движения судна относительно воды, *м/сек*
- v, w скорости абсолютная и вызваниая работой движителя
- 0 вых средняя скорость в струе на выходе из движителя
  относительно корпуса судна, м/сек
  - R—сила сопротивления воды движению корпуса судна, κГ

Rf, Rd, Rк, Rw-сопротивления: трешия, давления, формы и волновое, κГ

- Rs суммарное сопротивление, зависящее от вязкости жидкости, кГ
- R<sub>ост</sub> остаточное сопротивление, кГ ζ коэффициент полного сопротивления (гидравлических потерь)
- ζ<sub>f</sub>, ζ<sub>κ</sub>, ζ<sub>w</sub> коэффициенты сопротивления трения, формы и волнового
- $\Delta \zeta_{\mathbf{f}}, \ \Delta \zeta_{\mathbf{K}}$  надбавки к коэффициентам сопротивления трения и формы, учитывающие шероховатость и выступающие части корпуса
  - η, η идеальный и действительный к. п. д. движителя Ne-мощность на валу движителя, л. с.

- Р, Р<sub>е</sub>-упор и движущая сила, развиваемые движителем, кГ
  - з<sub>рі</sub> коэффициент нагрузки идеального движителя по **унору**
  - α, 3-- коэффициенты взаимодействия движителя с корпусом судна

 $K = 1 + \Sigma_{,up}^{*}$  — суммарный коэффициент гидравлических потерь в водометной трубе, приведенный к выходной скорости  $q = v_{\text{вых}}/v_0$  — коэффициент скорости

#### Работа насоса

E — полная удельная энергия потока жидкости, *м* вод. ст.  $H, H_{\rm T} = H/\gamma_{\rm IF}$  — напор и теоретический напор насоса, *м* вод. ст.  $N_{\rm II}, N$  — полезная и полная (потребляемая) мощность, *л. с.* 

v, w, и -- средние значения абсолютной, относительной и переносной (при вращательном движении) скорости жидкости, м/сек

- 1, 2, u, z,  $\infty$  индексы при скорости соответственно: вход и выход из рабочего колеса, проекции на окружное и осевое направления, среднегеометрическая относительная скорость
  - Г циркуляция скорости, *м<sup>2</sup>/сек*
  - R, Р -- подъемная сила, действующая на профиль со стороны жидкости и со стороны профиля на жидкость,  $\kappa \Gamma$

Y, X — подъемная сила и лобовое сопротивление, кГ

Су, Сх — коэффициенты подъемной силы и силы сопротивления 0

$$t=rac{2\pi r}{Z}-$$
шаг решетки профилей, расположениой на раднусе

- r, м Z число лопастей рабочего колеса или лопаточного отвода
- i, 8 аэродинамический и геометрический углы атаки, раднан (град.)
- ω угловая скорость вращения колеса, 1/сек
- *n*, *n*<sub>c</sub> число оборотов колеса, об/мин, об/сек
- η, η<sub>г</sub>, η<sub>м</sub>, η<sub>об</sub> к. п. д. насоса: полный, гидравлический, механический, объемный
  - а, 3 углы установки профиля в решетке и его кривизны
     D номинальный диаметр рабочего колеса насоса, равный внутреннему диаметру его камеры
  - K<sub>l</sub> := D<sub>и</sub>/D<sub>м</sub> масштаб моделирования отношение линейных размеров натурного и модельного насосов

Ки, Ко, К<sub>N</sub> -- коэффициенты напора, подачи и мощиости насоса ns — коэффициент быстроходности насоса

pa/j, pd/j — атмосферное давление и давление насыщения (парообразования) м вод. ст.

H<sub>sv</sub> — избыточный папор всасывания, м вод. ст.

- $\sigma = H_{sv}/H$  кавитационный коэффициент С кавитационный коэффициент быстроходности
  - *H<sub>s</sub>* геометрическая высота всасывания, *м* 
    - фициент запаса (для определения допустимой высоты всасывания и допустимого числа оборотов)
    - ф угол поворота лопастей рабочего колеса от расчетного ( $\phi = 0^{\circ}$ ) положения, град.

- λ, ζ коэффициенты гидравлических потерь трения и местного сопротивления
- $h, \bar{h} = h/H_{\rm T}$  абсолютная (м вод. ст.) н отпосительная величина гндравлических потерь
  - *1* длина профиля, м
- l/t, T<sub>0</sub> == t/l -- густота и относительный шаг решетки профилей
- d<sub>m</sub>, d<sub>m</sub>/l— абсолютное (м) п относительное значение максимальной толщины профиля
  - r, ;\*, ;\*\* раднусы соответственно: расположения решетки профилей, закругления входной и выходной кромок профиля, м, мм
    - *М* изгибающий момент, действующий на лопасть рабочего колеса, к*Г* · см
  - и, z, x, y индексы при M, обозначающие проекцию изгибаюиссо момента на соответствующие оси
- σизго Jug, Jmax максимальные напряжения в лопасти рабочего колеса соответственно от изгиба, центробежной силы и суммариые, кГ/см<sup>2</sup>
  - nко критическое число оборотов вала, об/мин
    - Остальные редко встречающиеся условные обозначения поясияются в тексте

# Глава 1. ВОДОМЕТНЫЙ ДВИЖИТЕЛЬ И ЕГО ЭЛЕМЕНТЫ

## § 1. ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ

Движение судна с постоянной скоростью совершается под действием движущей силы, равной по величине силе сопротивления воды (и воздуха) движению корпуса судна.

Движущая сила обеспечивается судовым движителем. Реактивным судовым движителем называют устройство, которое захватывает воду из окружающего судно пространства и отбрасывает ее с увеличенной скоростью в сторону, обратную направлению движения судна. Реакция отбрасываемой назад струи жидкости и является движущей силой.

Принцип действия реактивного судового движителя рассмотрим на примере работы самого простого движителя — гребного весла. Положим, что лодка с веслами плывет на глубокой воде в бесконечном удалении от берегов, и на механическую систему лодка — вода не действуют никакие внешние силы. Сумма внешних сил и изменение количества движения этой системы равны нулю. Следовательно, количество движения лодки равно количеству движения воды, отбрасываемой назад веслами,

 $m_1 v_1 = m_2 v_2$ 

где *m*<sub>1</sub> и *v*<sub>1</sub> — масса и скорость лодки;

*m*<sub>2</sub> и *v*<sub>2</sub> --- масса и скорость отбрасываемой воды.

Так как очевидно, что масса лодки всегда больше массы отбрасываемой воды, определяемой площадью весел, то скорость воды всегда должна быть больше, чем скорость хода лодки,  $v_2 > v_1$ . Это основной закон работы любого реактивного судового движителя.

Основными типами реактивных судовых движителей являются гребные винты, гребные колеса, крыльчатые и водометные движители. Так как водометный движитель целиком расположен внутри корпуса судна, то жидкость, проходящая через движитель, должна входить в приемное отверстие в корпусе судна и выбрасываться движителем через выходное отверстие

Принципиальную разницу в величине реакции при входе и выходе жидкости показал Н. Е. Жуковский [16]. Реакция входящей жидкости примерно в 100 раз меньше выходящей при одинаковых площадях отверстий.

Разница в величине реакции при входе и выходе является следствием различного характера течения жидкости. При входе в отверстие жидкость подтекает к нему со всех сторон с непрерывным распределением скоростей по всему жидкому объему. По вытекании образуется струя (по выражению Н. Е. Жуковского «луч») жидкости.

За последние 100—150 лет во многих странах зарегистрированы сотни изобретений различных водометных движителей. Этот поток изобретений не оскудевает и сейчас [12, 13, 29, 36]. Одновременно создавалась и единая теория работы движителей, начало которой было положено исследованиями Н. Е. Жуковского [16, 17]. Дальнейшее развитие теории отражено вряде отечественных работ [4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 24, 29, 34, 40, 41, 42].

#### § 2. СОПРОТИВЛЕНИЕ ВОДЫ ДВИЖЕНИЮ КОРПУСА [2, 6, 28]

Ходовые (навигационные) качества водоизмещающего плавающего на поверхности воды — судна в значительной степени определяются формой его корпуса, которая обычно задается теоретическим чертежом. Внешняя поверхность корпуса изображается в проекциях на три взаимно перпендикулярные плоскости:

- диаметральную (ДП) — вертикальную плоскость, проходящую вдоль корпуса посередине ширины и разделяющую его на две симметричные части (правый и левый борт);

 плоскость мидель-шпангоута — вертикальную поперечную плоскость, проходящую посередине длины корпуса и разделяющую его на носовую и кормовую части;

— плоскость грузовой ватерлинии (ГВЛ) — совпадающую с поверхностью воды в спокойном состоянии при нормально загруженном корпусе, разделяющую его на подводную и надводную части.

Основные размерения подводной части корпуса следующие: длина L — максимальная длина ватерлинии (линии сечения корпуса плоскостью ГВЛ); ширина B — максимальная ширина ватерлинии; осадка T — максимальное расстояние поверхности подводной части корпуса от плоскости ГВЛ. Объем подводной части корпуса V называют объемным водоизмещением судна, а вес воды в этом объеме  $D = \gamma V$  — весовым или просто водоизмещением судна. Степень остроты обводов корпуса опре-

9

деляют различными коэффициентами полноты, основной из которых коэффициент общей полноты корпуса

$$\hat{c} = \frac{V}{LBT} \,. \tag{1.1}$$

На смоченную поверхность корпуса, величину которой обозначают  $\Omega$ , со стороны воды действуют силы. При неподвижном судне это силы гидростатического давления. Их равнодействующая  $A_v$  — Архимедова поддерживающая сила — направлена вертикально вверх. При прямолинейном равномерном движении судна со скоростью v на смоченную поверхность действуют две категории сил: перпендикулярные (силы нормального



Рис. 1. Схема гидродинамических сил, действующих на подводную часть корпуса при равномерном поступательном движении.

давления) И касательные (силы трения). Сумма всех этих сил в общем случае может быть сведена к главному векгору (равнодействующей силе) Q, приложенному центре тяжести GВ и лежащему в ДП, и к паре сил, составляющих главный момент этих сил *M*<sub>Q</sub>, действующий в этой же плоскости (рис. 1).

Сила *Q* может быть разложена на направление движения судна и перпендикулярное ему —

вертикальное. Первую проекцию R называют силой сопротивления воды движению корпуса судна (или, кратко, сопротивлением воды); вторую  $A_Q$  — гидродинамической поддерживающей силой. Она вызывает изменение средней осадки судна на ходу (всплытие или погружение). Момент  $M_Q$  вызывает дифферент, т. е. изменение погружения носа или кормы судна по сравнению с положением плавания при неподвижном корпусе.

В зависимости от соотношения гидростатических (Архимедовых) и гидродинамических сил, действующих на смоченную поверхность корпуса, изменяется режим движения судна. По мере роста скорости хода и, следовательно, силы  $A_o$  и момента  $M_Q$  режим движения судна по поверхности воды изменяется от плавания к глиссированию (скольжению судна по поверхности). При этом корпус судна располагается над свободной поверхностью, касаясь ее только частью дниша.

Переход на режим глиссирования возможен у любого судна, однако, у обычных судов для достижения требуемой высокой скорости необходимо затрачивать неосуществимо большую мощ-

ность. Для облегчения перехода на режим глиссирования выполняют специальные обводы корпуса судна. Однако и в этих условиях не все катера достигают режима чистого глиссирования, при котором гидродинамическая поддерживающая сила  $A_Q$ равна весовому водоизмещению. Катера, работающие в переходных режимах, называют полуглиссирующими.

Характер распределения гидродинамических сил по поверхности корпуса и, особенно сил сопротивления воды, сложен и пока не поддается теоретическому определению. Поэтому величины сил сопротивления находят экспериментально. Для правильной постановки опытов и обобщения их результатов необходимо соблюдать динамическое подобие. Два сравниваемых геометрически подобных потока жидкости динамически подобны, если отношения одноиментых сил, действующих в соответственных точках потоков, остаются постоянными.

Для характеристики динамического подобия потоков применяют безразмерные критерии (числа) подобия. При обтекации корпуса судна наибольшее значение имеют силы вязкого трения жидкости и силы тяжести. Подобие этих сил характеризуют двумя критериями динамического подобия: числами Рейнольдса Re и Фруда Fr.

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{vL}{v}$$
(1.2)

характеризует отношение сил инерции к силам вязкости, а число Фруда

$$Fr = \frac{v}{\sqrt{gL}}$$
(1.3)

отношение сил инерции к силам тяжести.

Здесь v — скорость хода, м/сек;

L — длина судна по действующей ватерлинии, м;

g — 9,81 м/сек<sup>2</sup> — ускорение силы тяжести;

v — кинематический коэффициент вязкости воды,  $m^2/сек.$ Число Фруда в виде (1.3) используют для водоизмещающих судов, у которых длина судна L практически не зависит от скорости хода. Для этих судов число Фруда изменяется в пределах 0,05 ÷ 0,65. Нижний предел — для тихоходных судов (буксируемых барж), верхний — для быстроходных катеров.

Для глиссирующих судов длина L по действующей ватерлинии существенно зависит от скорости хода. В этих случаях число Фруда применяют в виде

$$Fr_{D} = \frac{v}{\sqrt{g\sqrt[3]{V_{0}}}}, \qquad (1.4)$$

где V<sub>0</sub> — объемное водоизмещение неподвижного корпуса.

Тогда Fr<sub>D</sub><1 соответствует режиму плавания, 1<Fr<sub>D</sub><3переходному режиму и Fr<sub>D</sub>>3-глиссированию. Следовательно, для перехода на режим глиссирования необходимо, чтобы

$$v > 3 \sqrt{g \sqrt[3]{V_0}}.$$
(1.5)

Мелкие суда работают при режимах чистого глиссирования и число Fr<sub>D</sub> составляет от 3 до 10 и выше.

Условие установившегося (равномерного) поступательного движения самоходного судна можно записать выражением

$$\Sigma P_e = R, \tag{1.6}$$

где  $\Sigma P_e$  — суммарная движущая сила (полезная тяга), развиваемая движителями судна.

Следовательно, при проектировании движителей самоходного судна необходимо знать силу сопротивления воды движению его корпуса.

Не вдаваясь в подробности [2, 6], отметим, что в общем виде сопротивление воды движению корпуса судна складывается из сопротивлений трения, формы и волнового.

Широко применяется разделение полной величины сопротивления на сопротивление трения и остаточное

$$R = R_f + R_o. \tag{1.7}$$

Величину R<sub>f</sub> определяют как сопротивление пластины, движущейся параллельно своей поверхности, качество которой аналогично качеству поверхности корпуса, а величина равна смоченной поверхности Ω.

Обычно величину полного сопротивления определяют с помощью буксировочных испытаний и называют буксировочным сопротивлением. Величину R<sub>f</sub> подсчитывают, а R<sub>o</sub> находят как разность между буксировочным и сопротивлением трения.

Из рис. 2 можно ориентировочно оценить соотношение сопротивления трения и остаточного, если полное принято за 100%.

Для расчета величины полного сопротивления воды движению водоизмещающих судов принимают формулу, аналогичную общей формуле гидравлического сопротивления (гидравлических потерь)

$$R = \zeta \frac{\varsigma v^2}{2} \Omega, \tag{1.8}$$

где ρ — плотность воды, (κΓ·сек<sup>2</sup>)/м<sup>4</sup>; ζ — безразмерный коэффициент полного ζ — безразмерный сопротивления волы.

Все сказанное относится к сопротивлению так называемого голого корпуса. Необходимо, кроме того, учитывать сопротив-

12

ление выступающих частей, к которым относят все конструктивные детали на подводной поверхности судна, нарушающие плавность очертания корпуса: судовые рули, вертикальные и боковые кили и др. Выходы гребных валов, представляющие значительное сопротивление (до 8% от сопротивления голого корпуса), в водометных судах отсутствуют.

Увеличение сопротивления от наличия выступающих частей обычно учитывают добавкой к коэффициенту сопротивления формы

$$\zeta'_{\kappa} = \zeta_{\kappa} + \Delta \zeta_{\kappa}, \tag{1.9}$$

где  $\zeta_{\kappa}$  — коэффициент сопротивления формы корпуса с учетом влияния выступающих частей.



Рис. 2. К определению соотношения между составляющими сопротивления трения и остаточным. 1 — пассажирские суда (Fr<0,4) и водонзмещающие катера (Fr> >0,5); 2 — буксирные и рыбопромысловые суда (Fr<0,4).

Надбавка  $\Delta \zeta_{\kappa}$  у рационально спроектированных судов составляет  $(0,1-0,2) \cdot 10^{-3}$ . У водометных судов без судового руля и килей при гладком (например, пластмассовом) корпусе может быть  $\Delta \zeta_{\kappa} \approx 0$  (обычно руль, входящий в реверсивно-рулевое устройство движителя, не относят к выступающим частям).

При движении судна, кроме сопротивления воды, имеет место и сопротивление воздуха. Абсолютная величина воздушного сопротивления для судов, движущихся при отсутствии ветра или при ветре с силой до двух баллов (2—3 м/сек), незначительна и обычно составляет 2—4% от полного сопротивления воды движению судна.

Возникновение воли и волнового сопротивления при движении судна по поверхности воды обусловлено в основном действием сил тяжести и инерции. Величина коэффициента волнового сопротивления зависит от размеров корпуса и формы его подводной части, особенно в оконечностях.



Рис. 3. Характер судовых волн на глубокой воде. 1- гребни расходящихся воли: 2- гребни поперечных волн 25 w ≈ 36 ± 40°.



Рис. 4. Характерные кривые коэффициентов остаточного сопротивления для судов с полными (1) и острыми (2) обводами.

На величину волнового сопротивления существенно влияют также условия плавания судна — ограничения фарватера по глубине и ширине.

Величина волнового сопротивления при плавании на неограничениом фарватере может быть оценена по формуле вида



Рис. 5. Изменение характера судовых волн на мелководье: *а* — докритическая скорость хода; 6 — критическая; *в* — закритическая.

(1.8) и коэффициенту  $\zeta_w$ . Однако, как правило, волновое сопротивление включают в состав остаточного сопротивления  $R_o$ , которое определяют по результатам модельных или натурных буксировочных испытаний (см. § 21).

Волновое сопротивление существенно связано со скоростью хода судна и характером картины волнообразования. При движении судна основными центрами волнообразования являются участки корпуса, где жидкость имеет относительную скорость, равную нулю. Это участки — в районе форштевня и ахтерштевня, т. е. мест, где образуются пики гидродинамического давления. Поэтому судовые волны состоят из двух основных групп: носовой и кормовой (рис. 3).

Величина коэффициента остаточного сопротивления  $\zeta_0$ , главную часть которого составляет коэффициент волнового сопротивления, зависит от скорости хода (числа Фруда) и формы обводов корпуса.

Волновое сопротивление практически отсутствует у судов с острыми обводами при Fr<0,20 и у тихоходных судов с пол-

ными обводами при Fr< <0,15. С увеличением скорости (до Fr≈0,5) волновое сопротивление возрастает. При дальнейшем увеличении скорости коэффициент волнового сопротивления начинает уменьшаться. На рис. 4 дан характерный график зависимости ζ<sub>0</sub> (Fr) для двух типов судов.

При плавании на мелководье характер картины су-



Рис. 6. Пример влияния мелководья па величину коэффициента остаточного сопротивления.

довых воли изменяется, как показано на рис. 5. На мелководье (относительная глубина фарватера h/T < 1.5 - 2.5) изменяются все составляющие сопротивления воды движению корпуса, однако вязкое сопротивление может возрасти примерно на 10-15% по сравнению с плаванием на глубокой воде ( $h/T \leq 7-$ 10), а волновое, особенно при критической скорости хода, в 2-5 раз (рис. 6). Критический режим обычно наступает при скорости хода

$$v_{\rm KD} = (0,8 \div 1,05) \, V \, gh,$$
 (1.10)

где h — глубина фарватера.

Образование поперечной волны при скоростях, близких к критической, вызывает понижение свободной поверхности воды и дополнительное опускание судна по сравнению с положением его плавания на глубокой воде. При этом местные скорости под днищем растут, а давления уменьшаются, что при h/T < 1.5 (особенно у судов с полными обводами) может вызвать временное присасывание корнуса ко дну водоема.

Практические приемы упрощенного определения сопротивления воды движению корпуса катера изложены в § 21.

### \$ 3. КЛАССИФИКАЦИЯ И КОНСТРУКТИВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ДВИЖИТЕЛЕЙ

Энергетическую машину, где рабочим телом служит жидкость, называют гидравлической. Согласно установившейся терминологии все гидравлические машины подразделяют на два основных класса в зависимости от типа преобразования в них энергии.

Машину, в которой осуществляется преобразование механической энергии двигателя в механическую энергию потока жидкости — гидравлическую энергию, называют насосом. Турбиной называют машину, где выполняется обратное преобразование: гидравлическая энергия жидкости преобразуется в механическую энергию, которая затем либо используется непосредственно, либо преобразуется, например, в электрическую с помощью генератора.

Насосы по принципу действия подразделяют на две основные группы: насосы вытеснения и лопастные. В первых жидкость вытесняется из внутреннего пространства насоса (цилиндра) его рабочим органом (поршнем). К этой группе относят поршневые, зубчатые, пластинчато-ротационные, аксиальнои радиально-поршеньковые, червячно-винтовые и другие насосы. В лопастных насосах механическая энергия передается от рабочего колеса жидкости в процессе силового взаимодействия его лопастей с непрерывно обтекающим их потоком жидкости. К этим машинам относят центробежные, осевые и вихревые насосы.

Реактивный судовой движитель при работе отбрасывает назад струю жидкости с увеличенной скоростью, т. е. сообщает некоторому количеству жидкости механическую энергию. Следовательно, основным рабочим органом любого реактивного движителя является насос (весло и гребное колесо — насосы вытеснения; гребной винт и крыльчатый движитель — лопастные насосы).

Обычно насос состоит из пяти основных элементов: рабочего колеса, сообщающего потоку жидкости механическую энергию; подводящего и отводящего каналов, по которым жидкость подводится к рабочему колесу и отводится от него; корпуса, объединяющего все элементы насоса, и валопровода для подвода механической энергин к рабочему колесу. Водометный судовой движитель в отличие от всех других

Водометный судовой движитель в отличие от всех других реактивных движителей расположен внутри корпуса судна и конструктивно составляет с ним одно целое. Из этой его особенности следует, что водометный движитель должен состоять из следующих основных элементов: насоса; подводящего (всасывающего) и отводящего (напорного) каналов, соединяющих







Рис. 7. Схемы водометных движителей: а — водомет М. Д. Хренникова с надводным возлушным выбросом; б — водомет с полуподводным выбросом; сом; в — водомет с выходным конфузорным соплом.

1 — всасывающий канал; 2 — вал; 3 — рабочее колесо насоса; 4 — лопаточный отвод; 5 — напорный канал; 6 — рулевое устройство. насос с обшивкой корпуса судна, по которым вода подводится к насосу, отводится от него и струей выбрасывается за борт; и вала. Кроме того, в водометный движитель обычно включают и реверсивно-рулевое устройство, с помощью которого осуществляют управление ходом судна. Отнесение его к движителю оправдано тем, что их работа взаимосвязана.

Очевидно, чем короче каналы движителя, тем меньше потери энергии в них, и, следовательно, тем выше может быть эффективность работы движителя. Поэтому на большинстве современных судов водометный движитель располагают в корме кор-



Рис. 8. Схема волометного движителя А. П. Кужмы.

1 — приемный канал; 2 — насос; 3 — напорные трубы; 4 — двигатель; 5 — дефлектор; 6 — каналы обратного хода. пуса судна и стремятся выполнить его с минимальной длиной каналов.

На рис. 7 даны схемы наиболее часто встречаюшихся водометных движителей. Движитель М. Д. Хренникова имеет (воздушный) Надводный выброс, т. е. у него струя целиком расположена над уровнем ГВЛ. Этот движитель широко применяется на буксирах и буксирах-толкачах, у него более длинные каналы, чем движителей. У других

Воздушный выброс позволяет применить специфическое реверсивно-рулевое устройство (см. § 24).

На рис. 7, б показана схема наиболее экономичного движителя, применяемого на пассажирских и грузовых судах речного флота. Он имеет короткий горизонтальный напорный патрубок с полуподводным выбросом. В качестве рулевого устройства служит пластинчатый полубалансирный руль (см. § 24).

На рис. 7, в показан движитель, получающий все большее распространение на малых туристских и спортивных судах. Он отличается особым реверсивным устройством, обеспечивающим задний ход (см. § 24).

На рис. 8 дана схема водометного движителя, предложенного проф. А. П. Кужмой и широко применяемого на технических судах, обслуживающих лесосплавы. Этот движитель отличается наличием сети труб, расположенных внутри корпуса. Сопротивление труб снижает эффективность движителя. Они существенно загромождают внутреннее пространство корпуса, что делает движитель практически непригодным для применения на малых пассажирских судах. Как правило, такой движитель выполняется с воздушным выбросом. За рубежом часто применяют различные схемы движителей, у которых выброс струи осуществляют под воду через поворотное увеличение сопротивления воды движению корпуса судна дое увеличение сопротивления воды движению корпуса судна и увеличивает его осадку. Для спортивных, а особенно для полуглиссирующих и глиссирующих судов такая схема совершенно неприемлема.

## § 4. ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ. ИДЕАЛЬНЫЙ И ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫЙ К. П. Д. ВОДОМЕТНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

## Группы потерь

Судовой движитель получает механическую энергию от двигателя и преобразует ее в энергию движения судна, величина которой определяется произведением  $P_ev_0$ , где  $P_e$  — движущая сила, т. е. полезная тяга комплекса движитель — корпус (равная сопротивлению изолированного корпуса);  $v_0$  — скорость движения корпуса относительно воды.

Степень совершенства такого преобразования характеризуют величиной пропульсивного коэффициента или пропульсивного к. п. д. судна

$$\gamma_{i} = \frac{P_{e}v_{0}}{N}, \qquad (1.11)$$

где N — мощность, затраченная движителем, т. е. подведенная к нему от двигателя (мощность на валу). Очевидно, что это преобразование сопровождается потерями энергии и  $P_e v_0 < N$ , т. е. всегда  $\eta < 1$ .

Все потери энергии при работе судового движителя удобно подразделить на две основные группы. Первая состоит из потерь кинетической энергии, уносимой из движителя отбрасываемой им струей жидкости. Сюда входят потери, определяемые так называемыми осевыми вызванными скоростями в струе. Эти потери равны нулю только в случае, когда отсутствуют осевые вызванные скорости  $w_a$ , но при этом движущая сила  $P_c=0$  и движитель не работает. Следовательно, работа движителя невозможна без потерь энергии от наличия осевых вызванных скоростей. Все остальные многочисленные виды потерь энергии при работе движителя относят ко второй группе (подробнее об этих потерях энергии см. §§ 4 и 7).

Первая группа потерь, т. е. потери с осевыми вызванными скоростями в струе, связана с процессом создания движущей силы, вторая группа потерь не влияет на величину  $P_e$ , а вызывает только увеличение потребляемой движителем мощности. Величину этой дополнительной мощности, идущей на преодоление второй группы потерь энергии, обозначим  $\Delta N$ .

Рассмотрим работу так называемого идеального движителя, под которым работу так называемого идеального движителя, под которым обычно понимают движитель, работающий без второй группы потерь, т. е. когда  $\Delta N = 0$ . При этом абстраги-руются от способа создания струи и конструкции движителя. Подробно теория работы идеального (в том числе и идеаль-ного водометного) движителя рассмотрена в соответствующей литературе [5, 6, 29].

Идеальным называют такой движитель, у которого: — струя не закручена, т. е. в ней имеются только осевые вызванные скорости, равные на бесконечном удалении от движителя  $w_a$ ;

- движитель заменяют бесконечно тонким диском, перпендикулярным направлению движения, т. е. просто гидравлическим сечением, в плоскости которого происходит приращение энергии потока с образованием струи;

- жидкость принимают идеальной, т. е. несжимаемой и лишенной вязкости;

- скорость потока при переходе через диск движителя меняется непрерывно.

Обычно изучают две схемы работы идеального движителя: первую, когда рассматривается изолированный движитель в безграничном пространстве, и вторую, когда движитель ра-ботает в присутствии некоторых тел. На винте и на этих телах (корпусе судна, трубах, лопаточном отводе насоса и т. д.) возникают силы.

В первом случае силу, возникающую на движителе (на лопастях рабочего колеса насоса или гребного винта), называют силой упора  $P_i$ . Во втором случае равнодействующую всех сил, возникающих на лопастях и всех остальных телах движителя, называют движущей силой Реі.

Согласно определению идеального движителя силу упора Р<sub>i</sub> можно представить как произведение площади диска движителя  $F_p$  на разность давлений по обе его стороны в непосредственной близости от диска  $\Delta p = p_{s2} - p_{s1}$  (рис. 9). Тогда

$$P_i = F_p \cdot \Delta p. \tag{1.12}$$

Обозначим давления и скорости ро и vo далеко впереди движителя;  $p_{s1}$  и  $v_{s1}$  — непосредственно перед диском;  $p_{s2}$  и  $v_{s2}$  за ним;  $p_0$  и  $v_{\infty} = v_0 + w_{\infty}$  — далеко за движителем. Примем, что скорости в любом поперечном сечении струи, проходящей через движитель, распределены равномерно, и окружные составляюцие скорости отсутствуют. Тогда, применяя уравнение Д. Бер-нулли вдоль струи (закон сохранения энергии в движущейся жидкости, см. § 6) от сечения в бесконечности перед движителем и до сечения в непосредственной близости к нему и второй раз — от движителя до сечения в бесконечности за ним, получим

$$p_0 + \frac{\rho v_0^2}{2} = p_{s1} + \frac{\rho v_{s1}^2}{2};$$
 (1.13)

$$p_{s2} + \frac{\rho v_{s2}^2}{2} = p_0 + \frac{\rho v_{\infty}^2}{2},$$
 (1.14)

откуда

$$\Delta p = p_{s2} - p_{s1} = \frac{2}{2} \left( v_{s}^{2} - v_{0}^{2} \right)$$
(1.15)



Рис. 9. Схема потока вокруг идеального движителя в безграничном пространстве (гребной винт): а — струя движителя; б — распределение скоростей; в — распределение давлений.

или

$$\Delta p = \varphi w_{\infty} \left( v_0 + \frac{w_{\infty}}{2} \right). \tag{1.16}$$

Здесь ρ — плотность жидкости. Тогда упор идеального движителя

$$P_{i} = \frac{\gamma}{2} F_{p} \left( v_{\infty}^{2} - v_{0}^{2} \right) = \rho F_{p} w_{\infty} \left( v_{0} + \frac{w_{\infty}}{2} \right).$$
(1.17)

Если судно с работающим движителем плывет в безграничном удалении от берегов и дна, то на него не действуют никакие внешние силы, кроме силы сопротивления воды движению корпуса, и равной ей по величине тяги движителя. Применим к судну теорему о количестве движения (изменение количества движения системы материальных точек равно сумме импульсов всех внешних сил, действующих на эту систему). Тогда полная движущая сила идеального движителя или его полезная тяга

$$P_{ei} = m w_{\infty}, \tag{1.18}$$

где *т* — секундная масса, т. е. масса жидкости, проходящая через движитель в единицу времени (в одну секунду)

$$m = \rho F_p v_s, \tag{1.19}$$

где v<sub>s</sub> — средняя скорость воды в диске движителя

$$v_{\rm s} = \frac{Q}{F_p} \,, \tag{1.20}$$

а Q — секундный расход в струе движителя. Тогда

$$P_{ei} = \rho F_p v_s \omega_{\infty} = \rho F_p v_s (v_{\infty} - v_0). \qquad (1.21)$$

Разница между полезной тягой и упором идеального движителя

$$\Delta P_{ei} = P_{ei} - P_i = \rho F_p \omega_{\infty} \left[ v_s - \left( v_0 + \frac{\omega_{\infty}}{2} \right) \right] = \rho F_p \omega_{\infty} \Delta v. \quad (1.22)$$

В зависимости от знака  $\Delta v$  сила  $\Delta P_{ei}$  может быть положительной и отрицательной.

Для изолированного движителя полезная тяга равна упору, т. е.  $\Delta v = 0$  и

$$v_{\rm s} = v_0 + \frac{w_{\infty}}{2}$$
. (1.23)

Формула (1.23) является выражением известной теоремы Фруда—Финстервальдера, согласно которой при работе идеального изолированного движителя осевая скорость в струе увеличивается наполовину до движителя и наполовину за ним.

Анализ работы идеального движителя удобно производить, применяя безразмерные коэффициенты нагрузки. Коэффициент нагрузки движителя по упору

$$\sigma_{pl} = \frac{P_l}{\rho \frac{v_0^2}{2} F_p} \,. \tag{1.24}$$

Подставим сюда выражение (1.17)

$$\sigma_{pi} = 2 \frac{w_{\sim}}{v_0} \left( 1 + \frac{1}{2} \frac{w_{\sim}}{v_0} \right) = \frac{v_{\sim}^2}{v_0^2} - 1.$$
 (1.25)

22

Тогда отношения скоростей

$$\frac{v_{\infty}}{v_0} = \sqrt{\sigma_{\rho i} + 1}; \qquad (1.26)$$

$$\frac{\omega_{\infty}}{v_0} = \sqrt{\sigma_{pi} + 1} - 1.$$
 (1.27)

Из условия сплошности жидкости в струе за движителем следует

$$F_p v_{sp} = F_{\infty} v_{\infty}, \qquad (1.28)$$

где  $v_{sp}$  — средняя осевая скорость воды в диске движителя.

Из уравнения (1.26) с учетом выражений (1.23) и (1.28) получаем

$$\frac{F_{\infty}}{F_{p}} = \frac{1}{2} \frac{1 + V \sigma_{pl} - 1}{V \sigma_{pl} - 1}, \qquad (1.29)$$

откуда видно, что  $F_{\infty}$  тем меньше  $F_p$ , чем больше коэффициент нагрузки движителя по упору  $\sigma_{pi}$ . Это справедливо только для изолированного движителя.

Величину пропульсивного к. п. д. для изолированного идеального движителя найдем из общего выражения (1.11). Полная мощность, которая должна быть затрачена для работы идеального движителя, складывается из полезной мощности  $P_{ei}v_0$  и мощности  $\Delta N_i$ , затраченной на образование осевых вызванных скоростей

$$N_i = P_i v_0 + \Delta N_i. \tag{1.30}$$

Теряемая мощность

$$\Delta N_t = Q_{\rho} \frac{w_{\infty}^2}{2} = \frac{m w_{\infty}^2}{2}. \qquad (1.31)$$

Подставим выражения (1.30) и (1.31) в формулу (1.11). Получим для идеального движителя

$$\eta_t = \frac{P_t v_0}{P_t v_0 + \Delta N_t} = \frac{1}{1 - \frac{1}{2} \frac{w_\infty}{v_0}} = \frac{2}{1 + \frac{v_\infty}{v_0}}.$$
 (1.32)

Заменим здесь отношение скоростей по формуле (1.27) и получим выражение идеального пропульсивного к. п. д. через коэффициент нагрузки движителя по упору

$$\tau_{lpl} = \frac{2}{1 + \sqrt{\sigma_{pl} + 1}} \,. \tag{1.33}$$

### Элементы теория идеального водометного движителя

Идеальным водометным движителем называют такой движитель, у которого сохраняются все отличительные признаки идеального движителя, оговоренные выше (идеальный винт в свободной воде), но у которого давление в струе после выхода из водометной трубы равно давлению на бесконечности. Из этого дополнительного условия следует, что

$$F_2 = F_{\infty}, \tag{1.34}$$

где F<sub>2</sub> — площадь выходного отверстия водометной трубы.

Примем коэффициент нагрузки водометного движителя по движущей силе

$$\sigma_{ei} = \frac{P_{ei}}{\rho \frac{v_0^2}{2} F_p} \,. \tag{1.35}$$

Условие сплошности (1.28) с учетом выражения (1.34) принимает вид

$$F_p v_s = F_2 v_2 = F_\infty v_\infty. \tag{1.36}$$

Тогда из формул (1.21), (1.35) и (1.36) получим

$$\frac{w_{co}}{v_0} = \frac{s_{et}}{2} \cdot \frac{v_0}{v_s} \tag{1.37}$$

или

$$\frac{v_{\infty}}{v_0} = 1 + \frac{\sigma_{el}}{2} \cdot \frac{v_0}{v_s}.$$
 (1.38)

Обозначим

$$\frac{F_2}{F_p} = \beta, \tag{1.39}$$

тогда

$$\frac{v_s}{v_0} = \beta \frac{v_{\infty}}{v_0} \tag{1.40}$$

и из уравнений (1.38) и (1.40)

$$\frac{v_{\infty}}{v_0} = 1 + \frac{s_{ei}}{23} \cdot \frac{v_0}{v_{\infty}} \,. \tag{1.41}$$

Решая уравнение (1.41), получим

$$\frac{v_{\infty}}{v_0} = \frac{1}{2} \left( 1 + \sqrt{1 + 2\frac{z_{el}}{3}} \right).$$
(1.42)

Подставив это в выражение для идеального пропульсивного к. п. д., найдем

$$\tau_{li} = \frac{4}{3 + \sqrt{1 + \frac{2}{\beta} \sigma_{ei}}}.$$
 (1.43)

Отнесем коэффициент нагрузки движителя по движущей силе к выходному сечению водометного движителя

$$\sigma_{e2l} = \frac{\sigma_{el}}{3} \,. \tag{1.44}$$

Тогда уравнение (1.43) принимает вид

$$\eta_l = \frac{4}{3 + \sqrt{1 + 2\sigma_{e2l}}} . \tag{1.45}$$

Отсюда следует важный вывод, что пропульсивный к. п. д. оптимального идеального водометного движителя (т. е. рабо-

тающего в трубе без зазора [29]) зависит только от площади выходного сечения водометной трубы и не зависит от площади диска движителя, т. е. работа идеального водометного движителя полностью определяется при прочих равных условиях размером выходного отверстия, а размер насоса никак не сказывается на величине идеального пропульсивного к. п. д.

Изложенное выше позволяет сравнить пропульсивные качества идеального изолированного движителя (винт в свободной воде) и идеального водомета (рис. 10) [29]. Из этого графика

видно, что при одинаковых коэффициентах нагрузки по движущей силе качества идеального водометного движителя всегда выше, чем у изолированного движителя в свободной воде, что является следствием допущения цилиндричности струи водометного движителя. Ниже в § 7 будет показано, что в водометном движителе всегда имеются значительные потери энергии в трубопроводе, часто приводящие к тому, что действительный пропульсивный к. п. д. у этого движителя оказывается меньше, чем у соответствующего гребного винта. Очевидно, что одна из главных задач конструктора — разработка такой проточной части водомета, когда при одном и том же оптимальном размере

Рис. 10. Сравнение пропульсивных качеств идеальных движителей: *а* идеальный водометный движитель; *б* идеальный изолированный движитель в свободной воде. выходного отверстия (что обеспечит максимальный η<sub>i</sub>) будет минимум потерь энергии в тракте движителя, т. е. когда будут максимально использованы принципиальные преимущества этого типа движителя.

Идеальный пропульсивный к. п. д. водометного судна можно представить произведением

$$\eta_{i} = \eta_{ci} \eta_{si} = \frac{P_{ei} v_0}{P_i v_s} \cdot \frac{P_i v_s}{P_i v_{sp}}, \qquad (1.46)$$

где

ηсі — к. п. д. струи идеального движителя;

 $\eta_{si}$  — к. п. д. идеального движителя, работающего

в бесконечно длинной цилиндрической трубе; v<sub>s</sub> и v<sub>sp</sub> — средние скорости, рассчитанные по диаметру трубы и диаметру рабочего колеса (диска) движителя.

Очевидно, если движитель работает в трубе без зазора (в действительности радиальный зазор составляет  $0,001 \div 0,002$  от диаметра колеса, т. е. практически можно принимать его равным нулю),  $v_s = v_{sp}$ . Тогда  $\eta_{si} = 1$  и пропульсивный к. п. д. равен к. п. д. струи

$$\eta_i = \eta_{ci}.\tag{1.47}$$

Работа идеального движителя в цилиндрической трубе с произвольным зазором подробно разобрана в литературе [25, 29].

## Действительный к. п. д. движителя

Действительный пропульсивный к. п. д. водометного движителя можно представить произведением

$$\eta = \eta_{\rm c} \eta_{\rm H} \eta_{\rm T} \eta_{\rm M}, \qquad (1.48)$$

где  $\eta_c - \kappa$ . п. д. струи водомета;  $\eta_{\rm H} - \kappa$ . п. д. водометного насоса;  $\eta_{\rm T} - \kappa$ . п. д. трубопровода;  $\eta_{\rm M} -$ механический к. п. д. (валопровод, редуктор и т. д.).

К. п. д. струи водомета, если не принимать во внимание взаимодействие движителя с корпусом судна, мало отличается от соответствующего идеального к. п. д.  $\eta_{ct}$ . Это следствие двух обстоятельств. Первое — у водометного движителя при правильно спроектированных выходных элементах насоса и трубы отсутствует вращение и сжатие струи, а размер струи на бесконечности не зависит от режима работы движителя (от  $\sigma_c$ ); второе — вязкость не сказывается на величине движущей силы, так как уравнение количества движения в проекции на ось струи одинаково для вязкой и идеальной жидкостей. Остальные составляющие учитывают потери энергии в соответствующих элементах движителя, которые не изменяют работы движителя, а приводят только к увеличению потребляемой им мощности.

# Глава 2. ВОДОМЕТНЫЙ НАСОС

## 5. НАЗНАЧЕНИЕ. ОЗИЗВНЫЕ ПАРАМЕГРЫ И ЭТЕМЕЛГЫ

Теория идеального движителя, основные положения которой рассмотрены в § 4, позволяет определить, каким должно быть поле скоростей вне движителя, чтобы он мог обеспечить требуемую движущую силу. При этом условно принимается, что сам движитель является некоторым устройством, сообщающим проходящей через него жидкости необходимую механическую энергию. Теория идеального движителя не может ответить на вопрос о том, каким должно быть это устройство.

В водометном движителе таким устройством является насос.

Энергия, сообщаемая жидкости насосом, определяется произведением

$$E = \gamma HQ, \qquad (2.1)$$

где E — механическая энергия потока ( $\kappa \Gamma \cdot m$ )/сек;

γ — удельный вес жидкости, *кГ*/*м*<sup>3</sup>;

- *H* напор, *м* ст. жидк.;
- Q расход, т. е. количество жидкости, проходящее через живое поперечное сечение потока в единицу времени, м<sup>3</sup>/сек.

Напором насоса называют приращение полной удельной энергии, т. е. энергии 1 кГ жидкости, прошедшей через него.

Удельная механическая энергия в жидкости может существовать в трех формах: энергии давления, энергии положения и скоростной энергии. Удельную величину первой из них определяют в *м* ст. жидк. отношением  $p/\gamma$ ; значение второй характеризуют превышением частицы жидкости над некоторым уровнем, принятым за пулевой, т. е. координатой *z*; трстья форма энергии определяется выражением  $v^2/2g$ . Применительно к потоку жидкости в насосе или его внешней сети (см. ниже) каждое из этих выражений определяет некоторое среднее значение соответствующей составляющей удельной энергии в рассматриваемом месте (поперечном сечении) потока. Удельная энергия при входе в насос (рис. 11)

$$E_{\rm B} = \frac{p_{\rm B}}{\gamma} + z_{\rm B} + \frac{\tau_{\rm B}^2}{2g}$$

и при выходе из него

$$E_{\rm H}=\frac{p_{\rm H}}{\gamma}+z_{\rm H}+\frac{v_{\rm H}^2}{2g}.$$

Согласно определению напор насоса

$$H = E_{_{\rm H}} - E_{_{\rm B}} = \frac{p_{_{\rm H}} - p_{_{\rm B}}}{\gamma} - z_{_{\rm H}} - z_{_{\rm B}} + \frac{v_{_{\rm H}}^2 - v_{_{\rm B}}^2}{2g}, \qquad (2.2)$$

здесь *p*<sub>B</sub>, *z*<sub>B</sub>, *v*<sub>B</sub> — давление, высота от плоскости отсчета и средняя скорость жидкости перед насосом; *p*<sub>H</sub>, *z*<sub>H</sub>, *v*<sub>H</sub> — то же за насосом;

g — ускорение силы тяжести.

Размерность напора

$$[H] = \left[\frac{\kappa\Gamma \cdot M^3}{M^2 \cdot \kappa\Gamma} + M + \frac{M^2 \cdot ce\kappa^2}{ce\kappa^2 \cdot M}\right] = [M].$$

Подачей насоса Q называют объемный расход жидкости, проходящей через отвод насоса (место измерения на рис. 11). Третьим параметром, ха-



соса, является его мощность: потребляемая насосом N или полезная N<sub>n</sub>, передаваемая им потоку жидкости,

рактеризующим работу

$$V_{\rm m} = \frac{\gamma Q H}{102} [\kappa_{\rm B} m] =$$
  
=  $\frac{\gamma Q H}{75} [\Lambda, \ c.].$  (2.3)

на-

Рис. 11. Схема измерения напора насоса.

Степень совершенства преобразования энергии насосом определяют его к. п. д.

$$\gamma_{\rm H} = \frac{N_{\rm ff}}{N} = \frac{\gamma Q H}{N} \,, \tag{2.4}$$

откуда мощность насоса

$$N=\frac{\gamma QH}{\gamma_{\rm H}}.$$

Лопастные насосы подразделяют на три основные группы: центробежные, осевые и вихревые. Главным признаком служит преимущественное направление движения жидкости в проточной части рабочего колеса насоса. Вихревые насосы по разным причинам не применяются в водометных движителях и в дальнейшем не рассматриваются.

В центробежном насосе (рис. 12) преимущественное направление движения жидкости в рабочем колесе — радиальное: от

центра к периферии; в осевом (рис. 13) параллельное оси вращения.

Основные элементы насосов показаны на рис. 12 и 13. Главным элементом является колесо. При пабочее вращении происего преобразование ходит механической энергии, насосом получаемой от двигателя, В ГИД-



Рис. 12. Схема центробежного насоса. 1 – рабочее колесо; 2 – корпус; 3 – подвод; 4 – спиральный отвод; 5 – отвол.

равлическую энергию потока. Подвод жидкости к колесу осуществляется по подводящему патрубку (каналу) или подводу, а отвод от него — по отводящему (напорному) патрубку. Отвод может быть спиральным (рис. 12) или лопаточным



Рис. 13. Схема осевого насоса. 1 — рабочее колесо; 2 — корпус; 3 — подвод; 4 — логаточный отвод (выправляющий аппарат).

(рис. 13). Последний часто называют выправляющим аппаратом. Все элементы насоса заключены в общий корпус.

Работа лопастных насосов основана на общем для всех типов принципе — силовом взаимодействии лопастей рабочего колеса с непрерывно обтекающей их жидкостью, в процессе которого механическая энергия передается от лопастей потоку. При этом по

обе стороны лопастей создается разность давлений, т. е. сила, благодаря которой происходит непрерывное перемещение жид-кости через рабочее колесо.

Вследствие общности физического процесса преобразования механической энергии вращающегося рабочего колеса в гидравлическую все типы лопастных насосов составляют один непрерывный ряд машин (см. § 7).

Осевые насосы по способу закрепления лопастей рабочего колеса на втулке (ступице) подразделяют на пропеллерные, или жестколопастные и поворотнолопастные насосы. В первом типе насосов лопасти жестко закреплены на втулке. Часто, особенно в насосах с диаметром рабочего колеса менее 0,3---0,5 *мм*, рабочие колеса выполняют цельными, лопасти отливают заодно со втулкой. На рис. 14 и 15 показаны цельнолитое колесо и колесо с отъемными лопастями.

В поворотнолопастных насосах лопасти выполняют с круглыми цапфами. Последние подвижно закрепляют в гнездах втулки (рис. 16). Это позволяет поворачивать лопасти вокруг осей цапф, т. е. осей, перпендикулярных оси вращения всего ко-



Рис. 14. Цельнолнтое рабочее колесо.

леса, и тем самым изменять угол их установки. Благодаря такому повороту лопастей можно существенно расширить характеристику насоса по его подаче. Некоторые конструкции поворотнолопастных насосов (см. рис. 16) позволяют выполнять поворот лопастей рабочего колеса при работе насоса. Тем самым осуществляется непрерывное регулирование его работы.

Между периферийными (наружными) торцами лопастей и охватывающей их камерой рабочего колеса необходим радиальный зазор. Его величину<sup>1</sup> выбирают в пределах 0,001—0,002

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> В водометных насосах, особенно при использовании резиновых направляющих подшипников, эти зазоры выполняют большими, что ухудшает энергетические качества как насоса [36], так и движителя.

от значения диаметра рабочего колеса. В качестве номинального диаметра рабочего колеса (обычно его называют просто диаметром колеса) принимают внутренний диаметр камеры. Так, если диаметр рабочего колеса составляет 400 мм, то это



Рис. 15. Рабочее колесо жестколопастного насоса с отъемными допастями.



Рис. 16. Пример поворотнолопастного рабочего колеса с кулисным механизмом привода лопастей.

1 — лопасть; 2 — цанфа (рычаг лопасти с эксцентричным пальцем); 3 — кулиса; 4 втулка рабочего колеса; 5 — шток механизма поворота лопастей; 6 — боковая плоскость кулисы с косыми пазами; 7 — шпоночный выступ кулисы; 8 — квадратный камень.

значит, что внутренний диаметр камеры рабочего колеса равен 400 мм, а наружный диаметр колеса 399,2—398,4 мм.

У пропеллерного насоса форма камеры рабочего колеса цилиндрическая. Периферию лопастей колеса также обтачивают по цилиндру. В поворотнолопастных насосах (особенно в крупных) камере рабочего колеса в области, охватывающей лопасти, придают сферическую форму. Соответственно периферию колеса также обтачивают по сфере. Таким образом, при повороте лопастей радиальный зазор между ними сохраняется постоянным.

Лопаточный отвод выполняет две функции: обеспечивает равномерный по окружности отвод жидкости от рабочего колеса и изменяет направление движения жидкости от вращательного за колесом в чисто осевое за аппаратом. Тем самым лопаточный отвод преобразует окружную скоростную составляющую энергии жидкости в энергию давления.

Пропеллерные насосы по своей конструкции весьма просты. Проточная часть по существу представляет собой участок цилиндрической трубы, и насос может быть просто встроен в общий трубопровод, к которому он подключен.

При равных параметрах осевой насос имеет меньшие (особенно поперечные) габариты и вес по сравнению с любым другим типом насоса, что в судовых условиях часто играет решающую роль.

В водометных движителях функции подвода и отвода насоса выполняют входной и выходной (отливной) патрубки водометного трубопровода. Размеры и форма проточной части этих патрубков существенно влияют на качества движителя в целом, и их конструирование должно быть подчинено задаче обеспечения параметров движителя (см. гл. 3).

Осевой насос водометного движителя конструктивно ограничен участком цилиндрического корпуса, и его осевой габаритный размер определяется размерами лопастной системы (лопасти рабочего колеса, лопатки лопаточного отвода и необходимый осевой зазор между ними). Напор такого насоса определяют как разность полных удельных энергий жидкости в сечениях за лопаточным отводом и перед рабочим колесом.

#### § 6. ФИЗИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ РАБОТЫ НАСОСА И ЕГО ЛОПАСТНОП СИСТЕМЫ

Прежде чем приступить к изложению основ рабочего процесса насоса, напомним кратко некоторые положения механики жидкости, необходимые для изучения работы насоса.

# Уравнения Д. Бернулли

Закон сохранения энергии в жидкости выражается уравнением Д. Бернулли.

Обычно в гидравлике [43] рассматривают стационарные течения, т. е. такие, при которых в любой точке пространства давления и скорости остаются неизменными во времени. В этом случае любой поток жидкости можно рассматривать состоящим из элементарных струек.

Вдоль такой элементарной струйки идеальной несжимаемой жидкости уравнение Бернулли имеет вид:

$$\frac{p}{\gamma} + z + \frac{v^2}{2g} = \text{const},$$

т. е. полная удельная энергия сохраняет свое значение вдоль рассматриваемой струйки (рис. 17). Из этого выражения следует, что для двух сечений струйки





Рис. 17. Схема элементарной струйки жидкости. *l* – криволинейная координата вдоль линии тока.



Рис. 18. Распределение давлений по окружности в рабочем колесе.

Движение реальной (вязкой) жидкости сопровождается потерями энергии. В этом случае энергия в сечении 2 будет меньше, чем в сечении 1, на величину потерь энергии  $h_{1-2}$  на участке течения между ними.

Уравнение Бернулли вдоль струйки реальной жидкости

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_1 + \frac{v_2^2}{2g} + h_{1-2}.$$
 (2.6)

В гидравлических машинах, как правило, уравнение Бернулли в форме (2.6) распространяют на весь поток.

В насосе жидкость течет в неподвижных каналах — подводе и отводе — и во вращающемся рабочем колесе.

Движение жидкости в неподвижных каналах может быть стационарным. В рабочем колесе поток вращается вместе с ним. По обе стороны лопасти давления, а значит и относительные скорости, должны быть различными (рис. 18). Следовательно, мимо неподвижного наблюдателя, т. е. мимо некоторой неподвижной точки пространства при вращении рабочего колеса будут проходить различные участки рабочего колеса вдоль окружности соответствующего радиуса. Вдоль этой окружности скорости и давления неодинаковы, следовательно, в рабочем колесе течение нестационарно. Однако в относительном движении, т. е. в системе координат, вращающейся вместе с колесом, течение стационарно.

Частица жидкости внутри рабочего колеса перемещается вместе с ним, т. е. имеет переносную скорость. В любой точке пространства внутри рабочего колеса может быть построен так



Рис. 19. Треугольник скоростей в рабочем колесе.

$$u = r\omega = r \frac{\pi n}{30}, \qquad (2.7)$$

- где r радиус расположения рассматриваемой частицы жидкости;
  - ω угловая скорость вращения рабочего колеса;

*n* — число оборотов колеса в минуту.

В треугольнике рассматривают проекции абсолютной скорости на два направления: переносного движения и перпендикулярное ему. Первую проекцию называют окружной составляющей и обозначают индексом  $u(v_u)$ , вторую — меридианной или для осевых насосов — осевой составляющей и обозначают индексом  $z(v_z)$ .

Поскольку абсолютное движение в рабочем колесе нестационарно, для него нельзя применять уравнение Бернулли в форме (2.6). При относительном стационарном течении это уравнение принимает вид [43]:

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\gamma} + z_2 - \frac{w_2^2 - u_2^2}{2g}.$$
 (2.8)

## Основное уравнение работы насоса

Уравнение Бернулли (2.8) можно использовать для исследования взаимодействия лопастного колеса с протекающим через него потоком жидкости.

Напишем условие сохранения энергии в относительном движении для частицы жидкости при переходе ее вдоль элементарной струйки от некоторого положения 1 перед рабочим колесом до произвольной точки х внутри колеса

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{w_1^2 - u_1^2}{2g} = \frac{p_x}{\gamma} + z_x + \frac{w_x^2 - u_x^2}{2g}.$$
 (2.9)

Относительную скорость *w* выразим через абсолютную *v* и переносную *u* скорости (рис. 19)

$$\omega^{2} = (u - v_{u})^{2} + v^{2} - v_{u}^{2} = v^{2} + u^{2} - 2uv_{u}.$$
 (2.10)

Из выражений (2.9) и (2.10) получим

$$\frac{p_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{u_1 v_{u1}}{g} = \frac{p_x}{\gamma} + z_x + \frac{v_x^2}{2g} - \frac{u_x v_{ux}}{g}.$$
 (2.11)

Обозначим удельную энергию в абсолютном движении

$$E = \frac{p}{\gamma} + z + \frac{v^2}{2g} \, .$$

Тогда

$$E_1 - \frac{u_1 v_{u_1}}{g} = E_x - \frac{u_x v_{u_x}}{g} ,$$

откуда приращение удельной энергии абсолютного движения

$$\Delta_{1-x}E = E_x - E_1 = \frac{u_x v_{u_x} - u_1 v_{u_1}}{g} \,. \tag{2.12}$$

Распространив это уравнение на промежуток от сечения 1 до сечения 2 за лопастным колесом, получим полное приращение удельной энергии частицы, прошедшей через рабочее колесо, или согласно определению приращение ее напора. Поскольку выражение (2.12) получено из уравнения Бернулли для идеальной жидкости (отсутствуют потери энергии h), то мы получим не действительный, а теоретический напор (см. § 7)

$$\Delta_{1-2}E = H_{\tau} = \frac{u_2 v_{u_2} - u_1 v_{u_1}}{g} .$$
 (2.13)

Выражение (2.13) называют основным уравнением работы насоса. Это уравнение относится не к потоку в целом, а к отдельной (элементарной) струйке.

Для различных струек величина H<sub>т</sub> может быть различной.

В насосах, как правило, к рабочему колесу подходит чисто осевой поток, поскольку перед колесом нет и, как будет показано ниже, не должно быть никаких специальных устройств, приводящих жидкость во вращение. Следовательно,  $v_{u1}=0$ . Тогда уравнение (2.13) принимает вид

$$H_{\rm T} = \frac{u_2 v_{u2}}{g} \,. \tag{2.14}$$

В осевых насосах, особенно в насосах, предназначенных для водометных движителей с относительными подачами, бо́льшими чем у обычных, полезно в гидравлическом к. п. д., определяющем  $H_{\rm T} = H/\eta_{\rm F}$ , учесть все потери в лопастной системе, кроме потерь на трение жидкости о поверхность камеры рабочего колеса. Выделить эти потери можно, если для вывода основного уравнения (2.14) использовать закон изменения момента количества движения. В результате получим [36]

$$H_{\rm T}' = \frac{u_2 v_{u2}}{g} - \Delta H_{\rm T}, \qquad (2.15)$$

где  $\Delta H_{\tau}$  определяет потери напора на тренне жидкости о камеру рабочего колеса.



Рис. 20. К определению ориентировочной величины потерь на трение жилкости о камеру рабочего колеса осевого насоса. К<sub>О</sub> - коэффициент подачи.

Был сделан анализ возможных величин относительных потерь трения о камеру  $\Delta H_T/H_T$ . Результаты расчетов показаны на рис. 20, где даны кривые  $\Delta H_T/H_T$  в зависимости от коэффициента быстроходности  $n_s$  (см. § 7) при различных постоянных величинах коэффициента подачи  $K_{\phi}$  (см. § 9).

инента оыстроходности  $n_s$  (см. § 1) при различных постоянных величинах коэффициента подачи  $K_Q$  (см. § 9). Из этого графика видно, что  $\Delta H_{\rm T}/H_{\rm T}$  увеличивается с ростом коэффициента быстроходности. Для  $n_s = 600 + 1200$  поправка  $\Delta H_{\rm T}/H_{\rm T} \approx 1\%$ . Следовательно, при расчете обычных осевых насосов вполие допустимо принимать основное уравнение работы по формуле (2.14).

При разработке водометных осевых насосов повышенной быстроходности основное уравнение работы насоса необходимо
принимать по формуле (2.15) с оценкой дополнительного члена по графику (рис. 20).

Основное уравнение работы насоса показывает, как должны измениться скорости движения жидкости после прохода через рабочее колесо, чтобы обеспечить получение требуемого через расочее колесо, чтобы обеспечить получение треоуемого напора. Однако оно не дает ответа на вопросы: как нужно спроектировать проточную часть насоса и почему в насосе воз-никают силы, полезно используемые для его работы? Разберем сначала второй из этих вопросов, для чего кратко рассмотрим взаимодействие тел с обтекающим их потоком.

#### Циркуляция скорости. Обтекание круглого цилиндра

В гидромеханике [33] подробно исследуют простейшие эле-ментарные потоки и обтекание бесконечного круглого цилиндра плоским потоком идеальной жидкости. Рассмотрим обтекание такого цилиндра двумя элементарными плоскими потоками — плоскопараллельным и циркуляционным. Плоскопараллельным называют такое движение, при кото-ром линии тока прямые, параллельные одна другой. Очевидно, что в таком потоке частицы жидкости не вращаются. Циркуля-имочным называют такое движение когда все настицы жидко-

ционным называют такое движение, когда все частицы жидко-сти описывают окружности вокруг некоторой оси. При этом линейная скорость любой частицы жидкости обратно пропорци-ональна радиусу ее расположения, т. е. расстоянию от частицы до оси вращения.

Жидкость может вращаться либо вокруг одной общей оси, либо отдельные се частицы вокруг собственных осей.

либо отдельные ее частицы вокруг собственных осей. Во втором случае наблюдается равномерно (или неравно-мерно) распределенная по объему завихренность. В неподвиж-ной или поступательно движущейся жидкости могут существо-вать изолированные вихревые нити или трубки. Примером по-следнего может служить смерчь, т. е. вихревая трубка, внутри которой воздух вращается, а вне се атмосфера либо покоится, либо движется поступательно (ветер). Интенсивность плоскопараллельного движения определяют величиной и направлением скоростей. Интенсивность враща-тельного движения в некоторой области потока удобно харак-теризовать с помощью понятия имркулянии скорости пот кото-

теризовать с помощью понятия циркуляции скорости, под кото-рой понимают некоторую математическую величину, подсчиты-ваемую по формуле

$$\Gamma = \oint v ds \cos(v, ds) = \oint v_s ds. \qquad (2.16)$$

Как скорости величина циркуляции видно, получается непрерывным суммированием вдоль некоторого замкнутого контура, охватывающего исследуемую область потока. При этом в каждой точке этого контура определяют произведение абсолютной скорости v на элементарный отрезок длины контура ds и на косинус угла между ними

$$v\cos\left(v, ds\right) = v_s, \qquad (2.17)$$

где v<sub>s</sub> — проекция v на направление ds.

Если жидкость не вращается, то циркуляция скорости равна нулю.

Основные физические результаты исследования обтекания круглых цилиндров могут быть сведены к следующим положениям:



Рис. 21. Обтекание кругового цилиндра плоским потоком: *a* – без циркуляции; б – с циркуляцией.

1. При натекании на цилиндр плоскопараллельного потока идеальной жидкости (рис. 21,  $\alpha$ ) вблизи цилиндра параллельный характер потока нарушается. Линин тока огибают цилиндр. Раздвоение потока происходит в критических точках: входа  $O_1$  и выхода  $O_2$ , расположенных на диаметре цилиндра, параллельном направлению скорости на бесконечности  $v_{\infty}$ . При этом суммарная сила давления на цилиндр со стороны жидкости равна нулю, что является результатом симметричности картины течения относительно двух его диаметров (симметричны течения справа и слева, а также сверху и снизу от цилиндра).

При обтекании цилиндра реальной (вязкой) жидкостью появляются силы трения и вихревого сопротивления, т. е. сопротивление давления.

2. Обтекание цилиндра циркуляционным потоком можно получить, например, вращая его в неподвижной жидкости. При этом последняя будет увлекаться поверхностью цилиндра и постепенно вращение распространится на весь объем жидкости. При таком вращении не в неподвижной жидкости, а в движущейся прямолниейный цилиндр будет как бы одновременно обтекаться двумя элементарными потоками — плоскопараллельным и циркуляционным (рис. 21, б). Скорости жидкости в каждой точке пространства будут геометрически складываться. Это приведет к тому, что на верхней половние поверхности цилиндра (при принятом направлении циркуляционного потока по часовой стрелке) скорости возрастут, а на нижней уменьшатся по сравнению с первым случаем. Следовательно, критические точки, т. е. точки на поверхности цилиндра с иулевыми значениями скорости, сместятся вниз от диаметра.

Скорость в верхней миделевой точке A станет больше, чем в нижней B. Применив уравнение Бернулли вдоль линий тока, определим, что в точке B давление больше, чем в точке A. Следовательно, при обтекании цилиндра двумя потоками идеальной жидкости, один из которых циркуляционный, на цилиндр со стороны жидкости действует сила, перпендикулярная направлению плоскопараллельного потока. Эту силу называют подъемной. Величина подъемной силы тем больше, чем больше скорость набегающего потока  $v_{\infty}$  и интенсивность циркуляционного  $\Gamma$ . Согласно теореме Н. Е. Жуковского величина подъемной силы

$$R = \rho v_{\infty} \Gamma. \tag{2.18}$$

3. Рассмотрим обтекание того же цилиндра при дополнительном условии. Пусть положение точки схода B неизменно при любой величине циркуляции  $\Gamma$  или любом направлении скорости набегающего потока  $v_{\infty}$  относительно обтекаемого цилиндра. При отсутствии циркуляции это условие соответствует только одному направлению  $v_{\infty 0}$ , параллельному горизонтальному диаметру цилиндра. Будем называть это направление направлением бесциркуляционного обтекания.

При различных направлениях  $v_{\infty}$  по отношению к  $v_{\infty 0}$ , но не совпадающих с ним, данное условие может быть осуществлено только при наложении на систему циркуляционного потока. Величина требуемой циркуляции скорости будет тем больше, чем больше угол *i* между направлениями  $v_{\infty 0}$  и  $v_{\infty}$ .

## Обтекание единичного профиля

Перейдем к рассмотрению аналогичных обтеканий крылового профиля. На рис. 22, a показано обтекание профиля плоским потоком идеальной жидкости без циркуляции. Поскольку здесь  $\Gamma = 0$ , подъемная сила согласно уравнению (2.18) также рав<u>н</u>а нулю.

Точка схода потока находится на выпуклой поверхности профиля. Такое обтекание профиля идеальной жидкостью возможно, но при этом на правой заостренной кромке будут бесконечные скорости, а значит и бесконечные отрицательные давления. В реальной жидкости это невозможно. Аналогично тому, как это было сделано во втором из рассмотренных выше случаев обтекания цилиндра, наложим на течение вокруг профиля циркуляционный поток так, чтобы сместить точку схода на острие (рис. 22, б). Вследствие циркуляции скорости на профиль станет действовать подъемная сила. Если точка схода будет на острие, то скорости на нем будут иметь конечную величину.

Если профиль, имеющий острие, обтекается реальной жидкостью, то точкой схода потока с профиля может быть только его выходная заостренная кромка. Это положение составляет содержание постулата Чаплыгина — Жу-

a)





Рис. 22. Обтекание крылового профиля плоским потоком идеальной жидкости: a - beз циркуляции; b - c циркуляцией. ковского.

Циркуляция скорости вокруг профиля сосредоточена в тонком слое в непосредственной близости от его поверхности, т. е. в пограничном слое, где существенно сказывается вязкость жидкости, обтекающей профиль. Природа возникновения завихренности пограничного слоя станет понятной, если вспомнить, что в пределах его толщины величина скорости движения частиц жидкости изменяется от нуля на самой поверхности до значения скорости в основном потоке, т. е. на границе слоя.

Таким образом, вязкость жидкости является причиной возникновения циркуля-

ции скорости на профиле, а наличие острой выходной кромки однозначно определяет величину циркуляции и обеспечивает устойчивость обтекания.

При изменении направления набегающего на профиль потока при безотрывном обтекании точка схода сохраняет свое положение на выходной кромке, что соответствует рассмотренному выше случаю обтекания цилиндра с фиксированной второй критической точкой. Для обтекания профиля сохраним понятие о бесциркуляционном направлении (когда циркуляция скорости вокруг профиля равна нулю).

Угол і между  $v_{>0}$  и  $v_{>}$  при произвольном направлении последней будем называть аэродинамическим углом атаки. Тогда величины циркуляции скорости и подъемной силы на профиле

$$\Gamma = 4\pi a m_v v_s \sin i; \qquad (2.19)$$

$$R = \gamma \cdot 4\pi a m_{\gamma} v_{\gamma}^2 \sin i, \qquad (2.20)$$

Величина ат характеризует форму обтекаемого профиля.

На рис. 23 показаны основные геометрические элементы профиля, применяемые при рассмотрении его обтекания. Геометрическое место центров окружностей, вписанных в профиль, т. е. середин толщин, диаметр максимальной из которых обозначают  $d_m$ , называют средней линией профиля. Последняя часто имеет форму дужки окружности.

Внешнюю касательную к профилю называют его хордой, а расстояние между перпендикулярами к пей, касательными к профилю,— его длиной *l*. Прямая, проходящая через выходную кромку и середину средней дужки профиля (если это дужка окружности), совпадает с направлением бесциркуляци-



онного обтекания профиля. Так как практически измерять угол *i* трудно, вводят геометрический угол атаки  $\delta$  (рис. 23)

$$\delta = i - \frac{3}{2}, \qquad (2.21)$$



Рис. 23. Основные геометрические элементы профиля.

Рис. 24. Схема сил, действующих на профиль.

где β — угол между хордой профиля и касательной к средией лужке в ее конце, характеризующий кривизну дужки, а следовательно, и профиля.

Обычно угол в сокращенно называют углом атаки.

При обтекании профиля реальной жидкостью на нем, кроме подъемной силы, возникает и сила сопротивления, направленная параллельно скорости на бесконечности (рис. 24). Полная сила *R*, действующая на обтекаемый профиль, может быть разложена на подъемную силу *Y* и силу сопротивления *X*, которые направлены перпендикулярно и параллельно скорости на бесконечности.

В экспериментальной аэродинамике рассматривают не сами силы Y и X, а их отношение к скоростному напору набегающего потока  $\frac{1}{2} \wp v_{\infty}^2$  и длине хорды l. Эти отношения назы-

вают коэффициентами подъемной силы  $C_y$  и силы сопротивления  $C_x$ 

$$C_y = \frac{Y}{\rho \frac{v_\infty^2}{2} l}; \qquad (2.22)$$

$$C_x = \frac{X}{\frac{v_{\infty}^2}{2}l}.$$
 (2.23)

В частном случае обтекаемым профилем может служить пластина. Иногда при рассмотрении обтекания профиля его заменяют эквивалентной пластиной, подъемная сила на которой равна подъемной силе заменяемого профиля.

Очевидно, что бесциркуляционное направление при обтекании пластины совпадает с направлением самой пластины, поэтому эквивалентная пластина направлена по бесциркуляционному направлению профиля. Для обтекаемой дужки длина эквивалентной пластины составляет 2 *l*. В этом случае

$$C_y = 2\pi \sin i. \tag{2.24}$$

Или при малых углах атаки, когда sin  $i \approx i$ ,

$$C_y \approx 2\pi i. \tag{2.25}$$

# Решетка профилей

При изучении течения в лопастной системе осевого насоса принимают допущение, что во всей области радиальные проекции скоростей отсутствуют. Это равносильно предположению о том, что течение в насосе происходит по цилиндрическим слоям и движение в каждом из них не оказывает влияния на остальные.

Используя цилиндричность течения, вырежем в области рабочего колеса осевого насоса элемент двумя соосными цилиндрами с радиусами r и r+dr (рис. 25). Полученный элементарный цилиндрический слой развернем на плоскость. Для сохранения симметричности течения продолжим полученную развертку в обе стороны до бесконечности. В результате получим так называемую плоскую прямую бесконечную решетку профилей (рис. 26).

Важнейшие конструктивные характеристики решетки следующие: шаг  $t = (2\pi r)/Z$ , где Z — число лопастей в рабочем колесе, r — радиус цилиндрического сечения; густота решетки l/t; угол установки профиля в решетке  $\alpha$ , равный углу между хордой профиля и осью решетки (на рис. 26 ось u); кривизна профиля  $\beta$ . В соответствии с вращением колеса решетка профилей на рис. 26 движется влево вдоль своей оси с переносной скоростью вращательного движения цилиндрического слоя, т. е. со скоростью *и*. Главное отличие обтекания бесконечной прямой ре-







шетки профилей от течения вокруг единичного профиля в том, что решетка профилей поворачивает поток, т. е. направление относительной скорости до решетки  $w_{\sim 1}^{4}$  и за ней  $w_{\sim 2}$  различно, в то время как до единичного профиля  $v_{\sim 1}$  и за ним  $v_{\sim 2}$  оно неизменно (см. рис. 22).  $w_{u\infty} = \frac{w_{u1} + w_{u2}}{2}$ 

Вследствие цилиндричности течения в колесе окружные скорости до и за решеткой одинаковы  $u_1 = u_2$ . Осевые составляющие скоростей до решетки и за ней в силу условия сплошности – потока также равны между собой  $v_{z1} = v_{z2}$ . Это позволяет совместить треугольники скоростей до и за решеткой. Результаты такого совмещения показаны на рис. 27.



Рис. 27. Треугольники скоростей до и за решеткой профилей.

Среднегеометрическую относительную скорость в решетке  $w_{\infty} = (w_1 + w_2)/2$  называют скоростью на бесконечности. В теории решеток она играет ту же роль, что и скорость  $v_{\infty}$  при обтекании единичного профиля.

Величина циркуляции скорости вокруг профиля в решетке [36]

$$\Gamma_1 = t \, (v_{u\,2} - v_{u\,1}). \tag{2.26}$$

Принятые гипотезы о цилиндричности течения в области лопастной системы осевого насоса приводят к тому, что напор должен быть одинаковым во всех цилиндрических сечениях, т. е. не зависеть от радиуса сечения  $H(r) = \text{const. Torga ochoв$ ное уравнение работы насоса (2.13) можно представить в виде:

$$H_{\tau} = \frac{r_{\omega}}{g} \left( v_{\mu 2} - v_{\mu 1} \right). \tag{2.27}$$

Из сравнения выражений (2.26) и (2.27) следует, что

$$H_{\mathrm{T}} = \frac{r\omega}{g} \cdot \frac{\Gamma_1}{t}$$

или с учетом  $t = 2\pi r/Z$ 

$$H_{\tau} = \Gamma_1 Z \frac{\omega}{2\pi g} , \qquad (2.28)$$

где Г<sub>1</sub> — циркуляция скорости вокруг одного профиля решетки;

 $\Gamma_1 Z = \Gamma$  — то же вокруг всего лопастного колеса.

#### Подъемная сила и гидравлический к. п. д. решетки

Силы, действующие на профиль в решетке при обтекании ее потоком идеальной жидкости, определяются теоремой Н. Е. Жуковского [32, 36]. Этот вопрос — основной в теории решеток и его рассмотрение важно для понимания физической сущности работы осевого насоса и широко применяемых в дальнейшем формул.

Выделим в области решетки профилей объем, ограниченный контуром, заданным на рис. 26. Ширину рассматриваемого объема в направлении, перпендикулярном плоскости чертежа, примем равной единице.

На профиль со стороны жидкости действует подъемная сила.

Разложим ее на две составляющие (рис. 28):  $P_u$  — параллельную оси решетки и  $P_z$  — перпендикулярную ей. Применяя теорему об изменении количества движения в проекции на ось u, получим

$$P_{u} = -\rho \omega_{z} t \left( v_{u2} - v_{u1} \right) = -\rho \omega_{z} \Gamma_{1}.$$
 (2.29)

Применяя ту же теорему в проекции на ось z и используя для преобразования найденного уравнение Бернулли (2.8), получим

$$P_z = -\rho \omega_{u\infty} \Gamma_1. \tag{2.30}$$

Величина полной силы Р, действующей на профиль,

$$P = \sqrt{P_{u}^{2} + P_{z}^{2}} = \rho \Gamma_{1} \sqrt{w_{z\infty}^{2} + w_{u\infty}^{2}} = \rho \Gamma_{1} w_{\infty}.$$
(2.31)

Направление ее действия определим углом между силой *Р* и осью *z* 

$$\operatorname{tg}(P, z) = \frac{P_u}{P_z} = \frac{w_{z\infty}}{w_{u\infty}} = \operatorname{tg}\beta_{\infty}, \qquad (2.32)$$

откуда

$$(P, z) = (w_{x}, u); P \perp w_{x}.$$
(2.33)

Уравнение (2.31) и условие (2.33) являются выражением теоремы Н. Е. Жуковского: величина подъемной силы *P*, с которой поток жидкости действует на обтекаемый профиль в ре-



Рис. 28. Силы, действующие на профиль в решетке при обтекании его идеальной жидкостью.

Рис. 29. Силы, действующие на профиль в решетке при обтекании его реальной жидкостью.

шетке, равна произведению плотности жидкости  $\rho$ , циркуляции скорости вокруг профиля  $\Gamma_1$  и скорости на бесконечности (среднегеометрической относительной скорости в решетке)  $w_{\infty}$ . Направление вектора силы P перпендикулярно направлению  $w_{\infty}$ .

Уравнения (2.29) и (2.30) были получены применением теоремы об изменении количества движения, одинаково справедливой для идеальной и реальной жидкостей. Но при выводе формулы (2.30) было использовано уравнение Бернулли для идеальной жидкости. При описании движения реальной вязкой жидкости в это уравнение должен быть введен член, учитывающий потери напора,

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} + z_2 - z_1 = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} - h_p = \frac{w_{u1}^2 - w_{u2}^2}{2g} - h_p. \quad (2.34)$$

Тогда выражение для осевой составляющей подъемной силы примет вид:

$$R_{z} = -t_{i}\left(\frac{\omega_{u1}^{2} - \omega_{u2}^{2}}{2g} - h_{p}\right) = -\left(\rho\Gamma_{1}\omega_{\infty} - t_{i}h_{p}\right). \quad (2.35)$$

Отсюда следует, что

$$R_z = P_z - t\gamma h_p. \tag{2.36}$$

На рис. 29 показаны силы, действующие на профиль в решетке при обтекании его реальной жидкостью. В этом случае сила R направлена под некоторым углом  $\lambda$  к нормали N к вектору скорости  $w_{\infty}$ . Веледствие потерь напора  $h_p$  на профиле возникает сила  $X_p$ . Силы  $Y_p$  и  $X_p$  называют подъемной силой и лобовым сопротивлением. Отношение

$$\frac{X_p}{Y_p} = \mathrm{tg}\,\lambda \tag{2.37}$$

(рис. 29) называют обратным качеством профиля.

Гидравлический к. п. д. решетки

$$\eta_{\rm r. p} = \frac{H_{\rm r. \kappa} - \Delta H_{\rm r. \kappa}}{H_{\rm r. \kappa}} = 1 - \frac{\Delta H_{\rm r. \kappa}}{H_{\rm r. \kappa}}.$$
 (2.38)

Потерю напора  $\Delta H_{\mathbf{T},\mathbf{K}}$  можно представить как величину работы силы  $X_p$  на пути, проходимом профилем относительно жидкости в единицу времени, т. е.  $\omega_{\infty}$ , отнесенную к единице веса протекающей жидкости  $\gamma t \omega_{z^{\infty}}$ 

$$\Delta H_{\mathrm{r. \kappa}} = \frac{X_{p} \omega_{\infty}}{\gamma t \omega_{z\infty}} = \frac{\omega_{\infty} R \sin \lambda}{\gamma t \omega_{\infty} \sin \beta_{\infty}} = \frac{R \sin \lambda}{\gamma t \sin \beta_{\infty}} \,. \tag{2.39}$$

Теоретический напор  $H_{\text{т.к}}$  равен работе окружной составляющей силы  $R_u$ , действующей на профиль и отнесенной к единице веса жидкости,

$$H_{\mathbf{r}.\mathbf{K}} = \frac{uR_u}{\gamma t \omega_{z\infty}} = \frac{uR \sin\left(\beta_\infty + \lambda\right)}{\gamma t \omega_\infty \sin\beta_\infty} \,. \tag{2.40}$$

Подставив выражение (2.40) в формулу (2.38), после сокращений получим

$$\eta_{\rm r. p} = 1 - \frac{w_{\infty}}{u} \cdot \frac{\sin \lambda}{\sin \left(\beta_{\infty} + \lambda\right)} \,. \tag{2.41}$$

Формула (2.41) позволяет определить значение гидравлического к. п. д. вращающейся решетки профилей, если известна величина λ.

#### 7. ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ И МОДЕЛИРОВАНИЕ НАСОСОВ

#### Виды потерь и соответствующие к. п. д.

При работе осевого насоса различают три вида потерь энергин: гидравлические, объемные и механические.

В проточной части насоса течет реальная жидкость, движение которой всегда сопровождается потерями энергии на преодоление гидравлических сопротивлений. Полный напор насоса

$$H = H_{\rm T} - h_{\rm H}, \qquad (2.42)$$

где *h*<sub>н</sub> — сумма всех удельных гидравлических потерь в насосе. Гидравлическое совершенство элементов проточной части

насоса характеризуют его гидравлическим к. п. д.

$$\eta_{\rm r} = \frac{H}{H_{\rm r}} = \frac{H_{\rm r} - h_{\rm H}}{H_{\rm r}} = 1 - \frac{h_{\rm H}}{H_{\rm r}} \,. \tag{2.43}$$

Объемные потери имеют большое значение в центробежных насосах, где через рабочее колесо проходит больше жидкости, чем подается насосом в сеть. В осевых насосах, как правило, объемные потери не характерны и соответствующий к.п. д. принимают равным единице.

Если при эксплуатации насоса часть подаваемой им жидкости отводится на посторонние нужды, например, на смазку направляющих подшипников (лигнофолевые, резиновые и другие вкладыши подшипников скольжения), то эти затраты можно учесть объемным к. п. д. насоса

$$\tau_{io6} = \frac{Q}{Q_{\rm r}} = \frac{Q_{\rm T} - q_{o6}}{Q_{\rm T}} = 1 - \frac{q_{o6}}{Q_{\rm T}}, \qquad (2.44)$$

где  $Q_{\tau}$  — количество воды, подаваемое рабочим колесом за 1 сек;

q<sub>об</sub> — секундный расход через подшипники.

Часть энергии, подаваемой насосу двигателем, расходуется на преодоление механического трения (трение в подшипниках и сальниках, трение о воду вращающегося вала и т. д.). Степень влияния механических потерь на совершенство насоса оценивают его механическим к. п. д.

$$\gamma_{\rm M} = \frac{N - N_{\rm M}}{N} = 1 - \frac{N_{\rm M}}{N},$$
 (2.45)

где N<sub>м</sub> — мощность механического трения.

47

Мощность насоса за вычетом мощности механического трения представляет собой мощность, передаваемую рабочим колесом потоку жидкости,

$$N - N_{\rm M} = \frac{\gamma Q_{\rm T} H_{\rm T}}{102} \ \kappa_{\rm S} m = \frac{\gamma Q_{\rm T} H_{\rm T}}{75} \ \Lambda. \ c. \tag{2.46}$$

Полный к. п. д. насоса равен произведению его составляющих

$$\eta_{\rm H} = \eta_{\rm \Gamma} \eta_{\rm o6} \eta_{\rm M} = \frac{H}{H_{\rm T}} \cdot \frac{Q}{Q_{\rm T}} \cdot \frac{\gamma H_{\rm T} Q_{\rm T}}{75N} = \frac{\gamma Q H}{75N} \,. \tag{2.47}$$

### Условия подобия насосов

Строгое теоретическое решение вопросов течения реальной жидкости в области со сложными граничными условиями, которые имеют место в насосе, представляет значительные трудности. Поэтому обычно проектирование проточной части насосов выполняют с рядом допущений, упрощающих эту сложную задачу. К таким допущениям относятся идеальность жидкости, потенциальность течения, его стационарность и т. д. Суждение о действительных качествах насоса можно получить только по результатам соответствующих испытаний. Особенно это относится к случаю, когда требуется знание качеств насоса при его работе на режимах, отличающихся от расчетного.

С другой стороны, прежде чем изготовлять насос или серию насосов, необходимо проверить испытаниями его качества, а иногда выполнить экспериментальную отработку проточной части. Очевидно, при этом необходимо распространять полученные на моделях экспериментальные результаты на другие натурные машины. Такое распространение возможно лишь в случае, когда модельные испытания были выполнены с соблюдением соответствующих условий (условия геометрического, кинематического и динамического подобия).

Геометрическое подобие сводится к тому, что все геометрические размеры проточной части исследуемой модели (включая и шероховатость обтекаемых поверхностей) подобны таковым у натурной машины. Масштабной серией будем называть ряд насосов с геометрически подобными проточными частями, отличающимися только абсолютными размерами. В качестве определяющего геометрического размера принимают диаметр рабочего колеса насоса. Следовательно, у насосов масштабной серии все сходственные размеры проточной части относятся так же, как диаметры их рабочих колес.

Кинематическое подобие предполагает, что картины течения (поля скоростей) у сравниваемых насосов подобны. При этом

отношения одноименных скоростей в сходственных точках обоих потоков остаются постоянными

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{v_1}{v_2} = \frac{u_1}{u_2} \,.$$

Следовательно, у кинематически подобных потоков треугольники скоростей в сходственных точках подобны (углы равны и величины скоростей пропорциональны).

Динамическое подобие сводится к пропорциональности одноименных сил, действующих на соответственные элементы проточных частей сравниваемых машин.

Обозначим отношение линейных размеров натуры *l*<sub>н</sub> и модели *l*<sub>м</sub> коэффициентом

$$K_l = \frac{l_{\rm H}}{l_{\rm M}} = \frac{D_{\rm H}}{D_{\rm M}}.$$
 (2.48)

Тогда отношение переносных скоростей

$$\frac{u_{\rm H}}{u_{\rm M}} = \frac{\omega_{\rm H} r_{\rm H}}{\omega_{\rm M} r_{\rm M}} = K_l \frac{n_{\rm H}}{n_{\rm M}} . \tag{2.49}$$

Подача насоса, т. е. количество жидкости, проходящей через рабочее колесо, пропорциональна произведению скорости на площадь живого сечения. Следовательно,

$$\frac{Q_{\text{T. H}}}{Q_{\text{T. M}}} = \frac{v_{\text{H}}F_{\text{H}}}{v_{\text{M}}F_{\text{M}}} = \frac{v_{\text{H}}D_{\text{H}}^2}{v_{\text{M}}D_{\text{M}}^2} = K_l^3 \frac{n_{\text{H}}}{n_{\text{M}}}.$$
 (2.50)

Это выражение справедливо и для полезных подач с точностью до изменения величины  $\eta_{o5}$  при переходе от модели к натуре, т. е.

$$Q_{\rm H} = Q_{\rm M} K_l^3 \frac{n_{\rm H}}{n_{\rm M}} \,. \tag{2.51}$$

Теоретические напоры пропорциональны квадратам скоростей течения

$$\frac{H_{\rm T, \ H}}{H_{\rm T, \ M}} = \frac{v_{\rm H}^2}{v_{\rm M}^2} = K_l^2 \left(\frac{n_{\rm H}}{n_{\rm M}}\right)^2.$$
(2.52)

Это выражение с точностью до изменения величины  $\eta_r$  при переходе от модели к натуре справедливо и для действительных напоров насоса, т. е.

$$H_{\rm H} = H_{\rm M} K_l^2 \left(\frac{n_{\rm H}}{n_{\rm M}}\right)^2$$
 (2.53)

Потребляемая насосом мощность пропорциональна произведению подачи и напора и обратно пропорциональна полному

3 А. Н. Панир

к. п. д. насоса. С точностью до изменения механического к. п. д. при переходе от модели к натуре при  $\gamma_{\rm H} = \gamma_{\rm M}$ 

$$\frac{N_{\rm H}}{N_{\rm M}} = \frac{Q_{\rm H}}{Q_{\rm M}} \cdot \frac{H_{\rm H}}{H_{\rm M}} = K_l^3 \frac{n_{\rm H}}{n_{\rm M}} K_l^2 \left(\frac{n_{\rm H}}{n_{\rm M}}\right)^2,$$

откуда

$$N_{\rm H} = N_{\rm M} K_l^5 \left(\frac{n_{\rm H}}{n_{\rm M}}\right)^3. \tag{2.54}$$

#### Коэффициент быстроходности насоса

Для суммарной характеристики насосов по скорости вращения, подаче и напору, а также для сравнения геометрических параметров рабочих колес в гидромашиностроении используют так называемый коэффициент быстроходности n<sub>s</sub>.



Рис. 30. Зависимость типа и формы лопастных рабочих колес от коэффициента быстроходности насоса.

Коэффициент быстроходности численно равен скорости вращения (числу оборотов) рабочего колеса насоса данной масштабной серии, который при полезной мощности 75 (к $\Gamma \cdot m$ )/сек (1 л. с) имеет напор, равный 1 м. При этом принимают, что  $\eta_{\Gamma,H} = \eta_{\Gamma,M}$  и  $\eta_{0.6,H} = \eta_{0.6,M}$ .

Из формулы (2.3) при у=1000 кГ/м<sup>3</sup>

$$Q_{\rm M} = \frac{75N_{\rm fr.M}}{\gamma H_{\rm M}} = \frac{75}{1000} \cdot \frac{1}{1} = 0,075 \ \text{m}^3/\text{cerc}.$$

Обозначим  $Q_s$ ,  $H_s$ ,  $n_s$  — параметры модельного насоса и Q, H, n — натурного. Тогда согласно формулам (2.51) и (2.53) получим

$$Q = 0.075K_l^3 \frac{n}{n_s};$$
$$H = 1K_l^2 \left(\frac{n}{n_s}\right)^2.$$

Исключив К<sub>l</sub>, получим

$$n_{s} = \sqrt{\frac{1000}{75}} n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \frac{3,65n \sqrt{Q}}{H^{3/4}} . \qquad (2.55)$$

При изменении режима работы насоса меняется и величина *ns.* В отличие от коэффициента быстроходности коэффициентом быстроходности насоса называют величину *ns*, подечитанную по режиму работы при максимальном значении к. п. д. насоса.

Величина *n<sub>s</sub>* насоса связана с формой его рабочего колеса. На рис. 30 показаны типы и основные конструктивные формы лопастных колес в зависимости от коэффициента быстроходности насосов.

#### К. п. д. насоса и масштабный эффект

Из трех составляющих полного коэффициента полезного действия осевого насоса механический к.п. д. практически не зависит от масштаба насоса, а объемный — не характерен для осевых машин и обычно его можно принимать  $\eta_{o5} \approx 1$ . Таким образом, определяющим является значение гидравлического к.п. д., главную долю в котором составляют относительные потери в рабочем колесе.

Направление абсолютной скорости до рабочего колеса осевого насоса и за его лопаточным отводом является осевым, величины этих скоростей вследствие сплошности потока одинаковы. Следовательно, приращение механической энергии потока жидкости в насосе осуществляется путем увеличения энергии давления (это справедливо для любого типа обычных насосов). Течение, при котором жидкость движется в сторону увеличивающегося давления, называют диффузорным по аналогии с течением в расширяющейся конической трубе — диффузоре.

Течение в диффузорных каналах сопровождается двумя типами потерь гидравлической энергии потока: потерями, связанными с диффузорностью потока, так называемыми местными сопротивлениями, и потерями трения, в основном являющимися следствием шероховатости поверхности. По аналогии со способом подсчета потерь энергии при течении в круглых диффузорных трубах А. А. Ломакин [32] предложил формулу для оценки гидравлического к. п. д. насосов

$$\gamma_{\rm r} = 1 - \frac{0,42}{(\lg D_{\rm 1\,np} - 0,172)^2} \,. \tag{2.56}$$

Здесь приведенный диаметр  $D_{1\,\text{пр}}$  является днаметром круга (в *мм*), площадь которого равна площади живого сечения потока при входе в рабочее колесо. В осевых насосах

$$D_{1 np} = D_{np} = D \sqrt{1 - d^2}, \qquad (2.57)$$

где  $d = D_{\rm BT}/D$  — втулочное отношение.

51

Значения постоянных коэффициентов в формуле (2.56) были определены се автором путем анализа результатов испытаний ряда центробежных насосов.

Результаты расчета величны  $\eta_{\Gamma}$  по формуле (2.56) показаны на рис. 31 кривой 1. Практика показала, что в осевых насосах формула (2.56) дает несколько завышенные значения гидравлического к. п. д.



Рис. 31. Гидравлический к. п. д. и масштабный эффект. 1 — значение  $\tau_{\Gamma}$  по формуле (2.56); 2 — то же по формуле (2.58); 3 —  $2\tau_{\Gamma}$  — ожидаемый масштабный эффект.

Анализ данных испытаний высококачественных осевых насосов, в том числе вошедших в ГОСТ по насосам этого типа [1], показал, что значения более близкие к практике дает формула

$$\tau_{\rm ir} = 1 - \frac{0,616}{(\lg D_{\rm np} - 0,172)^2} \,. \tag{2.58}$$

Результаты расчетов по этой формуле показаны на том же рисунке кривой 2. Пользование этой кривой позволяет оценивать значение ожидаемой величины гидравлического к. п. д. осевого насоса в оптимуме его характеристики. Оговорим, что фактические величины  $\eta_{\rm r}$  при значениях  $D_{\rm np} < 300~$  мм могут быть меньше, чем это дано на графике, вследствие нарушения автомодельности течения. Окончательное суждение о качествах насоса может быть получено только по результатам соответствующих испытаний. Потери трения, входящие в состав потерь гидравлической энергии, зависят от относительного размера шероховатости. У насосов любой данной масштабной серии, имеющих разные размеры, абсолютная величина шероховатости практически одинакова, так как она зависит только от технологических возможностей изготовления. Следовательно, с ростом размера насоса данной масштабной серии величина относительной шероховатости уменьшается, что приводит к уменьшению относительных потерь на трение и повышению гидравлического к. п. д. насоса. Это увеличение гидравлического к. п. д. называют масштабным эффектом. Определение его величины — один из наиболее сложных и наименее разработанных вопросов современного насосостроения.

Ориентировочная оценка масштабного эффекта может быть выполнена с помощью формулы (2.58).

На рис. 31 дана кривая зависимости  $\Delta \eta_r = \eta_{r.H} - \eta_{r.M}$  от приведенного диаметра колеса, дающая приращение гидравлического к. п. д. насоса при переходе от модели с диаметром  $D_{np} =$ = 350 мм к натуре. Величины  $\Delta \eta_r$  по рис. 31 позволяют оценивать величину масштабного эффекта для максимального гидравлического к. п. д. насоса, Приближенно эту поправку можно принимать и для полного к. п. д. Для оценки маштабного эффекта при режимах, отличающихся от оптимального, в первом приближении можно принимать, что величина  $\Delta \eta_r$  остается постоянной (рис. 31) при перемене режима работы насоса.

#### § 8. КАВИТАЦИЯ В НАСОСЕ

#### Явление кавитации

Кавитацией называют нарушение сплошности капельной жидкости вследствие образования в жидкости областей (каверн), заполненных паром или парогазовой смесью.

Возникновение и развитие кавитационных явлений в жидкости, а тем более в гидромащине — сложный быстротекущий процесс, общая теория которого еще только начинает складываться [20, 36, 37].

Схематично явление кавитации может быть проиллюстрировано рассмотрением течения в трубе с местным сужением. На рис. 32 показаны схема трубы и кривые изменения скорости и давления вдоль ее оси. В области течения, где давление в жидкости падает до давления парообразования  $p_d$ , которое в данной жидкости зависит только от температуры, возникают паровые пузырьки. Они перемещаются вместе с основным потоком.

вые пузырьки. Они перемещаются вместе с основным потоком. Когда пузырек вместе с потоком переместится в область, гле давление больше  $p_d$ , пар внутри него мгновенно сконденсируется, и давление впутри области, которая до этого была заполнена паром, упадет до нуля. В это пространство устремится окружающая его жидкость и пузырек захлопнется. При этом в центре замкнувшейся сферы развиваются весьма высокие давления (и температуры). Величина давления здесь может достигать 10 000 ат (температура 10 000 К°).

Необходимо оговорить, что столь высокие давления (и температуры) действуют в областях очень малых размеров и в течение весьма короткого времени (доли микросекунды).

В работающем насосе кавитация может возникать в тех местах проточной части, где давления минимальны. Такие ме-



Рис. 32. Схема трубы с местным сужением.

ста образуются на поверхностях лопастей рабочего колеса, где скорости течения максимальны.

# Следствия кавитации в насосе

Кавитация в насосе приводит к образованию кавитационной эрозии, разрушающей насос, и изменению динамических характеристик насоса.

Сами по себе высокие давления, развивающиеся на обтекаемой поверхности,

если пузырек захлопнулся в непосредственной близости от нее, не могут разрушить материал, так как они действуют практически в точке (сила равна произведению давления на площадь) и в течение слишком короткого времени. Но так как мимо рассматриваемого места непрерывно течет поток, а с ним приходят и здесь захлопываются все новые пузырьки, это место поверхности непрерывно бомбардируется местными гидравлическими ударами.

Главным фактором, вызывающим разрушение, по-видимому, является поверхностная усталость материала от цикла одностороннего сжатия. При кавитации образуется поверхностный наклеп, а затем происходит разрушение наклепанного слоя и прогрессирующее разрушение основного материала.

Техника практически не знает материала, который не разрушался бы кавитацией. Однако время, в течение которого разрушение достигает заметных размеров, у разных материалов различно. На рис. 33 в качестве примера приведен график, где показана потеря веса образцов различных материалов в зависимости от времени воздействия кавитации.

Быстрее всего разрушается чугун и дольше всего стоит

аустенитная сталь. Быстрота разрушения чугуна объясняется присутствием в его структуре мягких графитовых включений, которые и разрушаются в первую очередь. Аустенитные стали устойчивы главным образом благодаря полной равномерности их структуры. Большое значение при прочих равных условиях имеет твердость материала. Именно этим, по-видимому, можно объяснить очень высокую стойкость алюминиевой бронзы.





Потери веса материалов после двух часов воздействия кавитации<sup>1</sup>.

| Матернал                                            | образцом<br>через два<br>часа, <i>ма</i> |
|-----------------------------------------------------|------------------------------------------|
| Горячекатаная алюминиевая бронза (Си — 83%; А1 —    |                                          |
| 10,3%; Fe = 5,8%)                                   | 3,2                                      |
| Литая алюминиевая бронза (Cu — 83, 1%; A1 — 10, 3%; |                                          |
| Fe = 4,1%)                                          | 5,8                                      |
| Наваренная в два слоя нержавеющая сталь (Cr — 17%;  |                                          |
| Ni - 7%)                                            | 6                                        |
| Горячекатаная нержавеющая сталь (Cr — 26%;          |                                          |
| Ni - 13%)                                           | 8                                        |
| Отпущенная катаная нержавеющая сталь (Cr - 12%)     | 9                                        |
| Литая нержавеющая сталь (Cr — 18%; Ni — 8%)         | 13                                       |
| » » » $(Cr - 12\%)$                                 | 20                                       |
| » марганцевая бронза                                | 80                                       |
| Толстолистовая сталь                                | 98                                       |
| Литая сталь                                         | 105                                      |
| Алюминий                                            | 124                                      |
| Латунь                                              | 156                                      |
| Чугун                                               | 224                                      |

Рассмотрим схематично, как изменяются динамические характеристики насоса под действием кавитации. На рис. 34 показан характерный график распределения давления вдоль

<sup>&#</sup>x27; Из работы [20].

одного из профилей лопасти рабочего колеса. Проследим за его изменением при кавитационных испытаниях насоса, которые обычно проводят при следующих условиях: режим работы насоса остается постоянным (величины *n*, *H* и *Q* поддерживаются неизменными); меняется только общее давление в потоке, что на графике условно соответствует перемещению вверх нулевого значения шкалы давления.

Когда давление в некотором месте на лопасти станет меньше давления парообразования  $p_d$ , в этом месте начнется кавитация и часть эпюры давления, лежащая ниже величины  $p_d$ , как бы



Рис. 34. Расчетная эпюра распределения безразмерного давления вдоль периферийного профиля лопасти рабочего колеса насоса ОД-10.



Рис. 35. Срывные характеристики, полученные при одном из кавитационных испытаний насоса ОД-10.

срежется. Общая площадь эпюры определяет напор, развиваемый данным элементом лопасти. Уменьшение этой площади является причиной падения напора.

Процесс изменения динамических параметров насоса обычно исследуют при кавитационных испытаниях (см. § 9), результаты которых изображают на так называемых срывных характеристиках. На рис. 35 даны такие характеристики, полученные при испытаниях насоса ОД-10 на одном из исследованных режимах его работы. Из этого графика видно, что при увеличении вакуума перед рабочим колесом ( $H_v$ ) до 6,5 *м* все параметры оставались неизменными.

По данным срывных характеристик подсчитывают величины кавитационных коэффициентов.

#### Кавитационные коэффициенты

Кавитационные качества насоса определяются двумя главными факторами — давлением в жидкости, поступающей в него, и уменьшением этого давления в проточной части насоса вследствие местного увеличения скорости. Для некоторого данного насоса, забирающего воду из открытого резервуара со свободной поверхностью, давление на которой равно атмосферному  $p_a$ , величина давления перед рабочим колесом  $p_s$  определяется при прочих равных условиях расстоянием до свободной поверхности водоема. Это расстояние  $H_s$  называют геометрической высотой всасывания насоса.

Для осевых насосов с горизонтальным расположением вала, в частности для водометных насосов, высотой всасывания называют превышение наивысшей точки диска рабочего колеса над уровнем забортной воды. Если эта точка расположена ниже уровня забортной воды, то высота всасывания отрицательна и ее называют подпором.

Движение во всасывающем канале — установившееся в абсолютном движении, а в рабочем колесе — в относительном. Примем в качестве нулевой плоскости, т. е. плоскости отсчета, свободную поверхность.

От точки на свободной поверхности до точки s перед колесом уравнение Бернулли имеет вид:

$$\frac{p_a}{\gamma} = \frac{p_s}{\gamma} + H_s + \frac{v_s^2}{2g} + h_s, \qquad (2.59)$$

где  $h_s$  — сумма гидравлических потерь на рассматриваемом участке, т. е. во всасывающем патрубке, включая потери на вход в него.

Давление в жидкости минимально на поверхности лопасти рабочего колеса в некоторой точке x, где относительная скорость  $w_x$  максимальна. Величина давления  $p_x$  может быть определена из уравнения Бернулли в относительном движении

$$\frac{p_s}{\gamma} + H_s + \frac{w_s^2 - u_s^2}{2g} = \frac{p_x}{\gamma} + H_{sx} + \frac{w_x^2 - u_x^2}{2g} + h_{s-x}.$$
 (2.60)

Величиной потерь  $h_{s-x}$  на участке от точки *s* до точки *x* можно пренебречь.

Из треугольника скоростей перед рабочим колесом

$$w_s^2 = v_s^2 + u_1^2 - 2u_1 v_{u1}. \tag{2.61}$$

Тогда уравнение (2.60) с учетом выражения (2.61) примет вид:

$$\frac{p_s}{\gamma} + \frac{v_s^2}{2g} = \frac{p_x}{\gamma} + \frac{w_x^2 - u_x^2}{2g} + \frac{u_1 v_{u_1}}{g}.$$
 (2.62)

Сумма  $\frac{p_s}{7} + \frac{v_s^2}{2g}$  представляет собой полный удельный запас энергии перед рабочим колесом на отметке  $H_s$ .

Отсутствие кавитации определяется условием  $p_{\min} > p_d$ ; с этой точки зрения важна не величина полного удельного запаса энергии, а превышение его над энергией  $H_d = (p_d/\gamma)$ , соответствующей давлению насыщенного пара жидкости при данной температуре,

$$H_{sv} = E_s - \frac{p_d}{\gamma} = \frac{p_s - p_d}{\gamma} + \frac{v_s^2}{2g}.$$
 (2.63)

Величину  $H_{sv}$  называют избыточным напором всасывания над напором, соответствующим давлению парообразования. Некоторые авторы называют величину  $H_{sv}$  кавитационным запасом.

Отнимем от обеих частей равенства (2.62) величину  $p_d/\gamma$ . С учетом выражения (2.63) получим

$$H_{sv} = \frac{p_x - p_d}{\gamma} + \frac{w_x^2 - u_x^2}{2g} + \frac{u_1 v_{u1}}{g}.$$
 (2.64)

Минимально допустимой величина  $H_{sv}$  будет в точке колеса, где  $(w_x^2 - u_x^2)_{max}$  и  $p_x = p_d$ , следовательно,

$$H_{sv_{\min}} = \frac{(w_x^2 - u_x^2)_{\max}}{2g} + \frac{u_1 v_{u_1}}{g} .$$
 (2.65)

Формула (2.65) показывает, что величина  $H_{semin}$  численно равна максимальному динамическому падению давления в проточной части лопастного колеса. Если поток перед рабочим колесом не закручен, то последний член правой части уравнения (2.65) равен нулю. Следовательно,

$$H_{sv_{nlin}} = \frac{(w_x^2 - u_x^2)_{\max}}{2g}.$$
 (2.66)

Приравняем значения  $p_s/\gamma$  из формул (2.59) и (2.60), затем вычтем из обеих частей этого равенства величину  $p_d/\gamma$  и примем  $v_{u1}=0$ . Тогда

$$H_{a} - H_{d} - H_{s} - h_{s} = \frac{p_{x} - p_{d}}{\gamma} + \frac{w_{x}^{2} - u_{x}^{2}}{2g}$$

Сравнив это выражение с формулой (2.64), получим  $H_{sv} = H_a - H_d - H_s - h_s,$  (2.67) где  $H_a = (p_a/\gamma)$  и  $H_d = (p_d/\gamma)$ .

Исходя из предположения, что величина *H*<sub>sv</sub> является некоторой долей напора

$$H_{sv} = -\tau H, \qquad (2.68)$$

Д. Тома предложил оценивать кавитационные качества гидромашин коэффициентом

$$\sigma = \frac{H_a - H_d - H_s - h_s}{H}$$
, (2.69)

где величина о [32] определяется только отношениями скоростей.

Если у двух геометрически подобных насосов при одинаковых параметрах кавитационные коэффициенты равны ( $\sigma_{\rm H} = \sigma_{\rm M}$ ), то эти насосы работают в одинаковых кавитационных условиях.

Кавитационные качества насоса при данном режиме работы характеризуют критической величиной коэффициента

$$\sigma_{\kappa p} = \frac{H_{sv_{\min}}}{H} = \frac{(\omega_x^2 - u_x^2)_{\max}}{2gH} \,. \tag{2.70}$$

Значения коэффициента ( $\sigma_{\kappa p}$ )<sub>онт</sub> в оптимумах характеристик насосов изменяются в широких пределах. Например, для осевых насосов ( $\sigma_{\kappa p}$ )<sub>онт</sub> = 0,2 ÷ 4, что связано в основном с широким диапазоном напоров.

Определяющим (с точки зрения кавитационных качеств) является не напор насоса, а условия на всасывающей стороне колеса. Учитывая это, С. С. Руднев предложил на основании обобщения опытных данных уравнение для максимального значения динамического разрежения

$$\Delta h_{\max} = 10 \left( \frac{n \sqrt{Q}}{C} \right)^{4_3}.$$
 (2.71)

Приняв  $\Delta h_{\max} = H_{sv_{min}}$ , можно получить выражение для коэффициента С

$$C = \frac{n \sqrt{Q}}{\left(\frac{H_{sv_{\min}}}{10}\right)^{3/4}} = \frac{5.62n \sqrt{Q}}{\left(H_{sv_{\min}}\right)^{3/4}},$$
 (2.72)

который вследствие внешнего сходства формул (2.72) и (2.55) для коэффициента быстроходности  $n_s$  был назван кавитационным коэффициентом быстроходности. Заменим значение  $H_{sr_{min}}$  в формуле (2.72) величиной  $\sigma H$ .

Сравнив полученное выражение с формулой (2.55), найдем

$$C_{\rm Kp} = 1.54 \frac{n_{\rm S}}{\left(\tau_{\rm Kp}\right)^{3/4}}$$
 (2.73)

Для большинства пасосов при режимах работы с макси-мальным к. п. д. величина С является практически постоянной. Ее изменения непосредственно отражают кавитационные качества машины. Так, для обычных осевых насосов C<sub>0</sub>=900—1100.

Величины коэффициентов  $C_{\rm Kp}$  современных насосов приве-дены в табл. 1, где даны значения параметров в оптимуме универсальных характеристик десяти осевых насосов. Лопастные системы О разработаны ВНИИ гидромашиностроения и вошли в ГОСТ 9366—60. Значения  $\eta_{max}$  для лопастных систем О показаны в таблице на  $\sim 1\%$  выше, чем для всего насоса. Лопастные системы ОД разработаны в ЛПИ.

Таблица 1

| Параметры                    | Лопастные системы                  |                                    |                                    |                                    |                                     |
|------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|-------------------------------------|
|                              | 02                                 | O3 .                               | 05                                 | 06                                 | 07                                  |
| $K_Q K_H n_s C_{Kp} T_{max}$ | 0,49<br>,0,195<br>525<br>965<br>88 | 0,45<br>0,195<br>500<br>1030<br>88 | 0,505<br>0,14<br>850<br>1060<br>87 | 0,42<br>0,085<br>900<br>1140<br>86 | 0,40<br>0,065<br>1110<br>1190<br>84 |

# Параметры лопастных систем осевых насосов в оптимальной точке их характеристик

Продолжение

| Параметры                          | Лопастные системы                  |                                     |                                  |                                   |                                    |
|------------------------------------|------------------------------------|-------------------------------------|----------------------------------|-----------------------------------|------------------------------------|
|                                    | 08                                 | ОД-1                                | 0Д-2                             | ОД-10                             | ОД-18                              |
| $K_Q K_H n_s C_{Kp} \gamma_{imax}$ | 0,44<br>0,230<br>440<br>1060<br>89 | 0,467<br>0,082<br>980<br>1200<br>87 | 0,8<br>0,06<br>1620<br>810<br>89 | 0,58<br>0,06<br>1350<br>950<br>86 | 0,88<br>0,11<br>1080<br>1220<br>84 |

#### Допустимые скорости вращения и высоты всасывания

Из формул (2.69) и (2.70) следует, что критическая величина геометрической высоты всасывания

$$H_{s \kappa p} = H_a - H_d - \sigma_{\kappa p} H - h_s. \qquad (2.74)$$

Величниу  $\sigma_{\rm NP}$  обычно определяют по результатам кавитационных испытаний. Ее значение подсчитывают по значению  $(H_{sv})_{\rm min}$ , а последнее определяют по срывным характеристикам (см. рис. 35). Однако напор насоса начинает падать не в момент начала кавитации, а когда на лопастях уже разовьются значительные кавитационные каверны. Следовательно, если высота всасывания насоса  $H_s = H_{s \to p}$ , то он будет работать при некотором развитии кавитации и подвергаться интенсивному эрозионному разрушению. цтобы уменьшить интенсивность кавитационной эрозни, принимают, что допустимая геометрическая высота всасывания  $H_{s\,\text{доп}}$  может составлять только некоторую долю от  $H_{s\,\text{кр}}$ .

Величину *Н*<sub>з дои</sub> определяют по формуле

$$H_{s \pi o \pi} = H_a - H_d - \varphi \sigma_{\kappa p} H - h_s, \qquad (2.75)$$

где ф — коэффициент запаса.

Для осевых насосов согласно ГОСТ 6134—58 запас может быть принят равным 0,15  $H_{sv}$ , т. е.  $\varphi = 1,15$ .

Для водометных насосов можно приближенно принимать

$$H_{\rm sgon} \approx 10 - \varphi \sigma_{\rm kp} H = 10 - 1,15 \sigma_{\rm kp} H.$$
 (2.76)

Очевидно, что величина  $H_{s\,\text{доп}}$  должна быть определена по фактическим ожидаемым режимам работы насоса, и геометрическая высота всасывания насосной установки

$$H_{sy} \leqslant (H_{sgon})_{\max}. \tag{2.77}$$

Условие отсутствия кавитации или наличия кавитации, интенсивность которой не превышает допустимого предела, аналогично условию (2.77) можно выразить и через кавитационные коэффициенты, т. е.  $\sigma_y \gg \phi \sigma_{\rm Kp}$ .

При проектировании водометной установки геометрическая высота всасывания обычно является заданной величиной, которая определяется условиями размещения движителя в корпусе, и не может быть сколько-нибудь существенно изменена. В этом случае кавитационное ограничение работы насоса учитывается выбором скорости вращения его рабочего колеса.

Избыточный напор всасывания водометной установки

$$(H_{sv})_{y} = H_{a} - H_{d} - H_{sy} - h_{s} \approx 10 - H_{sy} - h_{s} \qquad (2.78)$$

является заданной величиной. Тогда при условии  $(H_{sv})_{\min} = (H_{sv})_y$  получим

$$n_{\rm Kp} = \frac{C (H_{sv})_{\rm Y}^{sl_4}}{5,62 \sqrt{Q}} \,. \tag{2.79}$$

Принимая коэффициент запаса  $\varphi = 1,15$ , определим допустимую величину числа оборотов

$$n_{\rm gon} = \frac{C \left(H_{\rm sv}\right)_{\rm y}^{3_4}}{1.15^{3_4} \cdot 5.62 \, V \, \overline{Q}} = \frac{C \left(H_{\rm sv}\right)_{\rm y}^{3_4}}{6.3 \, V \, \overline{Q}} \,. \tag{2.80}$$

Очевидно, что число оборотов рабочего колеса насоса не может быть больше, чем  $n_{\text{дон}}$  по формуле (2.80).

Формула (2.78) справедлива для обычных насосов, забирающих воду из некоторого резервуара. Водометный насос движется относительно воды. Энергия этого относительного движения увеличивает давление перед входом в его рабочее колесо

61

примерно на величину  $\beta(v_0^2/2g)$ . Формула (2.78) для водометного насоса примет вид:

$$(H_{sv})_{y} = H_{a} - H_{d} - H_{sy} - h_{s} + \beta \frac{v_{0}^{2}}{2g}.$$
 (2.81)

Именно эту величину и следует подставлять в формулу (2.80) при определении допустимого числа оборотов. Здесь  $\beta$ —коэффициент, учитывающий взаимодействие движителя с корпусом судна и сопротивление входного участка водометной трубы (см. § 11 и 13).

При малых скоростях хода (меньше 10—12 км/час) последний член в формуле (2.81) пренебрежимо мал и значение  $(H_{sr})_{sr}$ с некоторым запасом можно принимать по выражению (2.78). Очевидно, что это относится и к швартовному режиму.

У водометных насосов величина  $H_{sy}$  обычно близка к нулю. Для ориентировочной оценки допустимого числа оборотов можно принимать  $H_a - H_d - H_{sy} - h_s \approx 10$ . Тогда, подставив это значение в формулу (2.81), а полученное — в выражение (2.80), приняв  $C \approx 900 - 1000$  и подсчитав постоянные величины, получим

$$n_{\pi \circ \pi} = \frac{800 \cdot 900}{\sqrt{Q}} + (15, 6 - 17, 4) \frac{3^{3/\nu} v_0^{3/2}}{\sqrt{Q}}.$$
 (2.82)

При малых значениях v<sub>0</sub> вторым членом этого уравнения можно пренебречь и принять

$$n_{\rm mon} \approx \frac{800 \div 900}{\sqrt{Q}} \,. \tag{2.83}$$

При больших скоростях хода у глиссирующих катеров величина второго члена в формуле (2.82) достигает 50—100% от значения первого члена и тогда этим членом пренебрегать нельзя.

#### § 9. ХАРАКТЕРИСТИКИ НАСОСОВ

Качества насоса, особенно при нерасчетных режимах его работы, обычно задают соответствующими графиками, называемыми характеристиками. Зависимость напора и к. п. д. насоса от его подачи при постоянной скорости вращения рабочего колеса называют рабочей характеристикой насоса. На рис. 36 дан пример такой характеристики.

Если лопасти осевого насоса выполнены поворотными, то каждое новое положение их относительно втулки рабочего колеса, вообще говоря, даст новый насос. Обычно положение лопастей характеризуют углом их поворота с от расчетного (чертежного) положения. При этом расчетному положению лопастей соответствует  $\varphi = 0^{\circ}$ . Положительными значениями угла  $\varphi(+\varphi^{\circ})$  обозначают углы поворота лопасти в сторону увеличения углов установки, а отрицательными ( $-\varphi^{\circ}$ ) — в сторону их уменьшения от положения, при котором  $\varphi = 0^{\circ}$ .

Очевидно, что каждому углу установки лопастей данного насоса соответствует своя рабочая характеристика. На рис. 37 даны такие характеристики при пяти различных углах поворота лопастей.

Рабочие характеристики, полученные при испытаниях насоса с различными фиксированными положениями лопастей (рис. 37), можно объединить в одну общую (универсальную)

характеристику следующим способом. Если на рис. 37 горизонтальную провести некотором прямую при (круглом) значении к. п. д., то она пересечет каждую в кривых  $\eta(Q)$ ЛВVХ ИЗ точках. Каждой из этих точек соответствует своя точка на кривой напора H(Q). Так как во всех этих точках величина к. п. д. одна и та можно соелинить же, ИХ плавной кривой, вдоль которой величина к. п. д. имеет постоянное значение. Повторив такое построение не-



Рис. 36. Рабочая характеристика пропеллерного насоса. D=350 мм; n=800 об/мин.

сколько раз для различных  $\eta = \text{const}$ , получают универсальную характеристику (рис. 38).

Любая рабочая или универсальная характеристика определяет качества насоса данного размера и при постоянном числе оборотов его рабочего колеса. На каждой характеристике проставляют значения D и n, при которых она была построена. Очевидно, что при изменении размера или скорости вращения насоса, но при сохранении подобия, каждому новому значению D или n соответствует своя характеристика. Эта новая характеристика может быть получена по результатам соответствующих испытаний или путем пересчета с характеристики, полученной при других значениях D и n [формулы (2.51), (2.53) и (2.54)].

Пользуясь формулами подобия, можно привести (пересчитать и перестроить) конкретную универсальную (или рабочую) характеристику в некоторые обобщенные координаты  $K_H$  и  $K_Q$ (см. ниже), которые с точностью до масштабного эффекта являются общими для всей масштабной серии. Такую характеристику называют приведенной универсальной.



Рис. 37. Рабочие характеристики осевого насоса при различных углах поворота лопастей.

— — — значения к. п. д.; — — значения напора. D= 350 мм; n=800 об/мин.



Рис. 38. Универсальная характеристика осевого насоса. D=350 мм; n=800 об/мин.

Из формул (2.51) и (2.53) следует, что для данной масштабной серии машин

$$\frac{Q_{\rm H}}{(n_{\rm c}D^3)_{\rm H}} = \frac{Q_{\rm M}}{(n_{\rm c}D^3)_{\rm M}} = \text{const} = K_Q; \qquad (2.84)$$

$$\frac{H_{\rm H}}{\left(n_{\rm c}^2 D^2\right)_{\rm H}} = \frac{H_{\rm M}}{\left(n_{\rm c}^2 D^2\right)_{\rm M}} = {\rm const} = K_H.$$
(2.85)

Здесь индексами «н» и «м» обозначены два сравниваемых насоса (натурный и модельный); n<sub>c</sub> — число оборотов колеса в секунду.

Из выражений (2.84) и (2.85) следует, что

$$Q = K_Q n_c D^3$$
 или  $K_Q = \frac{Q}{n_c D^3}$ ; (2.86)

$$H = K_H n_c^2 D^2$$
 или  $K_H = \frac{H}{n_c^2 D^2}$ . (2.87)

Величины K<sub>Q</sub> и K<sub>II</sub> называют коэффициентами подачи и напора.

В приложении даны приведенные универсальные характеристики ряда водометных осевых насосов. Для обычных осевых насосов в соответствующем каталоге [1] также даны характеристики в координатах  $K_{II}$ — $K_Q$ .

# Глава 3. СВЯЗЬ РАБОТЫ ВОДОМЕТНОГО ДВИЖИТЕЛЯ И ЕГО НАСОСА

#### § 10. СОВМЕСТНАЯ РАБОТА НАСОСА И ЕГО ВНЕШНЕЙ СЕТИ

Любая насосная установка состоит из двух частей: насоса, создающего гидравлическую энергию, и его внешней сети, потребляющей эту энергию. Условие существования установившегося режима работы этой системы — наличие ее энергетического и материального баланса.

Материальный баланс обеспечивается равенством весовой подачи насоса G и расхода сети G<sub>c</sub>

$$G = G_{\rm c}.\tag{3.1}$$

Для несжимаемой жидкости при постоянной величине ее удельного веса

$$Q = Q_{\rm c}.\tag{3.2}$$

Энергетический баланс системы насос — сеть предполагает равенство энергии  $G_cH_c$ , потребляемой сетью, той энергии, которая подается в сеть с потоком жидкости от насоса,

 $GH = G_cH_c$ .

Учитывая (3.1), получим

$$H = H_{c}.$$
 (3.3)

Внешняя сеть водометного насоса (см. рис. 7) состоит из всасывающего и напорного участков водометного трубопровода.

В сети водометного насоса энергия расходуется в основном на создание струи жидкости и на преодоление сопротивления в водометной трубе. В общем виде можно написать, что энергия, затрачиваемая на преодоление гидравлических сопротивлений,

$$E_{\rm comp} = \zeta_{\rm comp} \frac{v^2}{2g}, \qquad (3.4)$$

66

где ζ<sub>сопр</sub> — суммарный коэффициент, характеризующий данную форму и размеры трубопровода;

 v — средняя скорость жидкости в том элементе трубопровода, для которого определяют сопротивление.

Энергию, затрачиваемую на создание струи жидкости в выходном отверстии водомета, можно определить как полную кинетическую энергию струи, подсчитанную по средней скорости в выходном сечении  $v_{\rm BMX}$  с учетом коэффициента гидравлических потерь в этом месте  $\zeta_{\rm BMX}$ 

$$E_{\rm crp} = \frac{v_{\rm BMX}^2}{2g} . \quad (3.5)$$

Тогда напор сети

$$H_{\rm c} \approx E_{\rm comp} - E_{\rm bux}.$$

Следовательно,

$$H \sim K_{\rm c} Q^2. \tag{3.6}$$

Графически зависимость напора сети от расхода через нее выражается параболой (рис. 39). В общем случае ее вершина расположена в точке  $(p/\gamma)_{cr}$  на оси напоров. Вели-



Рис. 39. Характеристики насоса и его внешней сети. А — рабочая точка.

чина  $(p/\gamma)_{cr}$  равна статической части напора сети, например высоте подъема жидкости у водомета с атмосферным выбросом воды.

Равенство напоров насоса и его внешней сети предполагает наличие общей точки их характеристик (рабочей точки, или точки рабочего режима), которая может быть получена при построении на одном графике характеристик внешней сети (кривая *C*) и насоса (кривая *H*).

#### § 11. ОСНОВНЫЕ РАСЧЕТНЫЕ ФОРМУЛЫ РАБОТЫ ДВИЖИТЕЛЯ И ЕГО НАСОСА

#### Движущая сила

Вопрос о величине движущей силы водометного движителя впервые был решен Н. Е. Жуковским еще в 1908 г. [16]. Формула, получениая им, является основной в теории работы водометного движителя.

Н. Е. Жуковский показал, что если выбрасываемая ракетным движителем жидкость целиком расходуется из внутреннего запаса судна, величина движущей силы в случае, когда выбрасываемая движителем струя имеет постоянное сечение от движителя и до бесконечности и судно неподвижно, составляет

$$R = m v_{\rm BMX} = \rho Q v_{\rm BMX}. \tag{3.7}$$

Если судно движется относительно окружающей его жидкой среды или судно стоит, а среда относительно него движется, и выбрасываемая движителем жидкость забирается им из окружающего судно пространства,

$$R = m (v_{\rm bbix} - v_0) = \rho Q (v_{\rm bbix} - v_0), \qquad (3.8)$$

- здесь *m* = oQ секундная масса выбрасываемой жидкости;
  - *v*<sub>вых</sub> средняя скорость в струе относительно корпуса судна;
    - v<sub>0</sub> скорость движения судна относительно окружающей жидкости.

Формула (3.8) совпадает с выражением для движущей силы идеального водометного движителя (1.27), так как  $F_p v_s = Q$ . Н. Е. Жуковский показал, что формула (3.8), принимав-

Н. Е. Жуковский показал, что формула (3.8), принимавшаяся до него всеми исследователями, неверна, так как не отражает изменения в силе сопротивления воды движению судна и изменения работы движителя, т. е. не отражает взаимодействия движителя с корпусом.

ствия движителя с корпусом. Опуская вывод [36], запишем окончательное выражение движущей силы, предложенное И. М. Коноваловым,

$$P_e = \rho Q (v_{\text{вых}} - \alpha v_0), \qquad (3.9)$$

где α— суммарный коэффициент взаимодействия движителя с корпусом судна по количеству движения.

Значение коэффициента а может быть определено только экспериментально (см. гл. VII).

#### Напор насоса

Напор водометного насоса (см. § 10) определяется удельной энергией, потребляемой его внешней сетью. Следовательно, напор водометного насоса можно определить, рассмотрев сумму всех потерь удельной энергин в его внешней сети, т. е. в водометном трубопроводе. С этой точки зрения первой составляющей напора сети является удельная энергия  $v_{\rm выx}^2/2g$ .

При движении жидкости в водометном трубопроводе вследствие ее вязкости возникают потери трения и местные сопротивления: повороты, сужения, расширения и т. д. К местным сопротивлениям относят также потери на вход в водометный трубопровод. При обычных плавных и коротких обводах водометной трубы потери на входе наибольшие в общей сумме этих потерь. Сумма гидравлических потерь в водометном трубопроводе

$$\frac{v_{\rm BMX}^2}{2g}\sum \zeta_{\rm up},$$

где Σζ<sub>пр</sub> — сумма коэффициентов потерь, отнесенных к выход-. ной скорости воды.

И, наконец, к потерям энергин следует отнести подъем водо-метной струи или ее части над уровнем забортной воды  $h_c$ . Суммируя все перечисленные виды потерь напора и прирав-

нивая эту сумму напору насоса, получим

$$H_{\rm m} = \frac{v_{\rm Bbix}^2}{2g} \left(1 + \sum_{\rm np}\right) + h_{\rm c} = K \frac{v_{\rm Bbix}^2}{2g} + h_{\rm c}.$$
 (3.10)

Таковы составляющие напора только при неподвижном судне, т. е. на швартовном режиме. Если судно движется, то входное отверстие водомета работает как приемное сопло. Оно воспринимает удельную энергию относительного движения воды, полная величина которой v<sub>0</sub><sup>2</sup>/2g.

Обычно приемное отверстие водометной трубы расположено вблизи кормы корпуса. Здесь у поверхности корпуса всегда имеется попутный поток, уменьшающий величину скорости жидимсется попутныя поток, уменьшающий величину скорости жид-кости, поступающей в водометную трубу. Это уменьшение учи-тывают введением соответствующего коэффициента попутного потока  $\beta$ , осредненного по энергии. Коэффициент  $\beta$  учитывает также и потерю части энергии  $v_0^2/2g$  при проходе через входной, участок трубы, т. е. вследствие этого местного сопротивления.

Тогда удельная энергия движения корпуса, используемая водометным движителем,

$$\beta \frac{v_0^2}{2g}.$$

Величина напора водометного насоса *H* при движении судна будет меньше величины *H*<sub>ш</sub> и может быть определена по формуле

$$H = K \frac{v_{\text{Bbix}}^2}{2g} + h_{\text{c}} - \beta \frac{v_0^2}{2g}.$$
 (3.11)

Значение коэффициента сопротивления входного отверстия водометной трубы зависит не только от его формы и степени закругления кромок отверстия или расположения здесь защитной решетки, но и от скорости хода судна. Максимального значения оно достигает обычно при  $v_0=0$ .

При правильном проектировании формы входного участка водометной трубы минимальное значение коэффициента потерь, а одновременно и максимальная величина коэффициента β по-лучаются при расчетной скорости хода.

#### К. п. д. движителя

В § 4 было отмечено, что к. п. д. водометного движителя можно представить произведением

$$\gamma_{\rm l} = \gamma_{\rm c} \gamma_{\rm ls} \gamma_{\rm lr} \gamma_{\rm lm}. \tag{3.12}$$

Очевидно, что у будет нанбольшим, когда все его составляющие будут максимально возможными. Величина механического к. п. д. определяется только конструкцией валопровода и не характеризует гидравлических качеств движителя, значение его примерно постоянно и может быть принято  $\eta_M \approx 0.97 \leftrightarrow 0.99$ .

Объединим величины к. п. д. насоса η<sub>н</sub> и трубопровода η<sub>т</sub> понятием внутреннего к. п. д. движительной установки η<sub>в</sub>. Тогда, пренебрегая значением η<sub>м</sub>, получим

$$\eta = \eta_{\rm c} \eta_{\rm B}, \tag{3.13}$$

где полный к.п. д. складывается из внутренней  $\eta_{\rm B}$  и внешней  $\eta_{\rm c}$  составляющих. Из них к. п. д. струи отличается от идеального к. п. д. движителя (см. § 4) только влиянием взаимодействия его с корпусом судна.

При проектировании водометного движителя более удобно не разделение пропульсивного к. п. д. на внутреннюю и внешнюю части, а выделение к. п. д. насоса, т. е.

$$\eta = \eta_{\rm H} \eta_{\rm H}, \qquad (3.14)$$

где η<sub>и</sub> отражает степень совершенства преобразования механической энергии двигателя в энергию потока жидкости, а η<sub>д</sub> совершенство преобразования этой энергии в энергию движения корпуса судна.

Рассмотрим условия максимума величины ηд.

Обозначим

$$\frac{v_{\text{Bbix}}}{v_0} = q. \tag{3.15}$$

Из выражения (3.9) видно, что положительная движущая сила будет создаваться при условии q>1.

Заменим в формуле напора (3.11)  $v_{вых}$  через  $v_0$  по выражению (3.15). Получим

$$H = K \frac{q^2 v_0^2}{2g} + h_{\rm c} - \beta \frac{v_0^2}{2g} \,. \tag{3.16}$$

Для упрощения преобразований примем  $h_c=0$ , что соответствует подводному выбросу. Тогда из уравнения (3.16)

$$H = \frac{v_0^2}{2g} \left( Kq^2 - \beta \right). \tag{3.17}$$

После аналогичной подстановки в выражение (3.9) получим

$$P_e = \langle Qv_0 (q-a). \tag{3.18}$$

Условие установившегося движения судна можно записать

$$P_e = R = av_0^2. (3.19)$$

Здесь принято, что вблизи расчетной скорости хода сопротивление воды движению корпуса пропорционально квадрату скорости хода. Это неточно. Строго говоря, коэффициент *а* непостоянен и при расчете движителя это необходимо учесть (см. гл. 8). Однако принятие зависимости (3.19) позволяет упростить вид дальнейших формул.

Из выражений (3.18) и (3.19) получим

$$Q = \frac{av_0}{\rho \left(q - \alpha\right)} \,. \tag{3.20}$$

Мощность, потребляемая насосом,

$$N = \frac{\gamma Q H}{\gamma_{\rm H}} , \qquad (3.21)$$

откуда с учетом выражений (3.17) и (3.20)

$$QH = \frac{N\gamma_{\rm H}}{\gamma} = v_0^2 \frac{Kq^2 - \beta}{2g} \cdot \frac{av_0}{\rho(q-\alpha)} = v_0^3 \frac{a(Kq^2 - \beta)}{2g\rho(q-\alpha)} \,. \tag{3.22}$$

Из последнего выражения определим

$$v_0^3 = \frac{N_{\gamma_{\rm H}} 2g_2(q-\alpha)}{\gamma a (Kq^2 - \beta)} = \frac{2N_{\gamma_{\rm H}}}{a} \frac{q-\alpha}{Kq^2 - \beta} . \tag{3.23}$$

Покажем физический смысл последней дроби этого уравнения. Подставим величину v<sub>0</sub> из выражения (3.23) в уравнение (3.19)

$$P_{e} = av_{0}^{2} = a\left(2N\eta_{H}\right)^{2/3}a^{-2/3}\left(\frac{q-a}{Kq^{2}-3}\right)^{2/3}.$$
 (3.24)

Согласно определению к. п. д. движителя

$$\eta = \frac{P_e v_0}{N} \,. \tag{3.25}$$

Заменим здесь величины v<sub>0</sub> и P<sub>e</sub> их значениями из формул (3.23) и (3.24). После преобразований получим

$$\eta = \eta_{\rm H} 2 \frac{q-\alpha}{Kq^2 - \beta} , \qquad (3.26)$$

откуда в соответствии с зависимостью (3.18) найдем

$$2\frac{q-\alpha}{Kq^2-\beta} = \gamma_{a}. \tag{3.27}$$

71

Следовательно, к. п. д. движителя зависит от отношения скоростей q, коэффициентов взаимодействия  $\alpha$  и  $\beta$  и суммарного коэффициента гидравлических потерь в водометном трубопроводе K.

Выражение (3.27) позволяет определить величину q<sub>опт</sub>, при которой к. п. д.  $\eta_{\pi}$  будет максимальным. Опуская вывод [36], напишем окончательные выражения для отношения скоростей

$$q_{\text{ont}} = \alpha + \sqrt{\alpha^2 - \frac{\beta}{K}}, \qquad (3.28)$$

и максимальной величины к. п. д.

$$\gamma_{l_{\pi} \max} = \frac{1}{Kq_{\text{onr}}} \,. \tag{3.29}$$

Формула (3.28) позволяет при известных величинах коэффициентов  $\alpha$ ,  $\beta$  и K по заданному расчетному значению скорости хода определить такую величину выходной скорости, при которой  $\eta_{\alpha}$  будет максимальным.

#### § 12. КОЭФФИЦИЕНТ БЫСТРОХОДНОСТИ ВОДОМЕТНОГО НАСОСА

Как уже говорилось (см. § 7), величина коэффициента быстроходности характеризует тип насоса и определяется выражением

$$n_s = \frac{3,65n\,\sqrt{Q}}{H^{3/4}}\,.\tag{3.30}$$

Покажем, как при известных величинах коэффициентов взаимодействия движителя с корпусом  $\alpha$  и  $\beta$  и коэффициенте K, характеризующем гидравлические потери в водометном трубопроводе, можно определить величину  $n_s$  насоса для движителя с максимальным  $\eta_{\pi}$ , если известна величина сопротивления воды движению корпуса при заданной (расчетной) скорости хода, т. е.

$$a = \frac{R}{v_0^2} \,. \tag{3.31}$$

Используем формулы (3.17) и (3.20):

$$H = rac{v_0^2}{2g} \left( Kq^2 - \beta \right)$$
 и  $Q = v_0 rac{a}{\rho \left( q - \alpha \right)}$ .

Подставив эти выражения в формулу (3.30), получим

$$n_{s} = \frac{3,65 (2g)^{\frac{n}{2}}}{(q-\alpha)^{\frac{1}{2}} (Kq^{2}-\beta)^{\frac{2}{2}} e^{\frac{1}{2}}} \cdot \frac{n \, V \, a}{v_{0}} \,. \tag{3.32}$$
Обозначим

$$A = \frac{3,65 (2 \cdot 9,81)^{3/4}}{102^{1/2} (q-\alpha)^{1/2} (Kq^2-\beta)^{3/4}} = \frac{3,36}{(q-\alpha)^{1/2} (Kq^2-\beta)^{3/4}}.$$
 (3.33)

Тогда

$$n_{\rm s} = A \, \frac{n \, V \, \overline{a}}{v_0} \, . \tag{3.34}$$

Здесь А зависит только от коэффициентов взаимодействия а и  $\beta$  и величин q и K. Для проектируемого судна при значении скорости хода, близком к данному расчетному, величина A постоянна. Коэффициенты  $\alpha$ ,  $\beta$ , K для однотипных судов при расчетной скорости хода вообще меняются незначительно. Например, для тихоходных водоизмещающих судов, оснащенных водометным движителем с полуподводным выбросом без выходного сопла, можно приближенно считать  $\alpha \approx \beta \approx 0.95$ ;  $K \approx 1.1 \div$  $\rightarrow 1.2$ ;  $q \approx 1.4 : 1.6$ . Тогда  $A \approx 2.3 \leftrightarrow 5.0$  или

$$n_{\rm s} \approx (2,3 \div 5) \frac{n \sqrt{a}}{v_0} , \qquad (3.35)$$

что можно принять в качестве нулевого приближения, если упомянутые коэффициенты неизвестны (см. § 13). Рассмотрим формулы (3.33) и (3.35). Сравним, как изме-

Рассмотрим формулы (3.33) и (3.35). Сравним, как изменится требуемый тип насоса при различном проектировании водометной трубы для одного и того же движителя. Если при разработке движительной трубы будет принят вариант с худшими гидравлическими качествами, т. е. с большими гидравлическими потерями энергии, это приведет к увеличению коэффициента K, а следовательно, уменьшению величины A и быстроходности насоса. Аналогичный результат получится при выборе меньшего (чем оптимальный) размера выходного отверстия (последнее вызовет увеличение выходной скорости  $v_{вых}$ , а значит коэффициента q и уменьшение  $n_s$ ). Другими словами, увеличение при прочих равных условиях потерь энергии внутри водометной трубы (величина K) и потерь скоростной энергии  $v_{вых}^2/2g$  приводит к необходимости иметь насос с большим напором для возмещения обоих видов потерь, т. е. более тихоходный насос. У такого насоса будет больший диаметр рабочего колеса и, следовательно, больший общий поперечный размер, чем у более быстроходного насоса (с большим значением коэффициента быстроходности  $n_s$ ). В формуле (3.35) меньшее значение численного коэффициента соответствует бо́льшим величнам K и q, т. е. менее благоприятным условиям работы водометного насоса. Влияние увеличения этих коэффициентов на качества собствению движителя рассмотрено ниже.

## Глава 4. РАЗРАБОТКА ДВИЖИТЕЛЯ

### § 13. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТИПОВОГО НАСОСА

## О величинах коэффициентов а, β, К и q

При проектировании движителя с использованием типового насоса необходимо решить две главные задачи: выбрать основные размеры движителя и типовой насос. Обе задачи необходимо решить таким образом, чтобы обеспечить максимально возможный пропульсивный к. п. д. Выше было показано, что решающее влияние на качества движителя оказывают величины коэффициентов скорости q и потерь энергии K, а также значения коэффициентов взаимодействия движителя с корпусом  $\alpha$  и  $\beta$ . К сожалению, экспериментальные данные о значениях этих величин для различных судов и движителей пока очень скудны. Приведенные ниже рекомендации весьма ориентировочны и в каждом конкретном случае требуют экспериментальной проверки.

Потери энергии в водометной трубе складываются из потерьна вход в приемное отверстие и в решетке, на повороты потока и трение. Суммарный коэффициент потерь

$$K = 1 + \sum_{\tau_{\rm pp}} \zeta_{\rm np} = 1 + \zeta_{\rm BX, np} + \zeta_{\rm nob, np} + \zeta_{\tau_{\rm pp, np}} + \zeta_{\rm pett, np}.$$
(4.1)

Приведение коэффициентов потерь покажем на примере потерь на вход. Предположим, что известна величина  $\zeta_{\text{вх}}$  для расчета потерь по формуле

$$h_{\rm BX} = \zeta_{\rm BX} \frac{v_{\rm BX}^2}{2g}, \qquad (4.2)$$

где *v*<sub>вх</sub> — средняя скорость во входном отверстии

$$v_{\rm BX} = \frac{Q}{F_{\rm BX}};$$

здесь  $F_{\rm BX}$  — площадь живого сечения входного патрубка (живым сечением называют поверхность, в каждой точке которой линии тока перпендикулярны этой поверхности; в первом приближении это плоская поверхность, перпендикулярная оси трубы).

Тогда приведенный коэффициент потерь

$$\zeta_{_{\mathrm{BX, \, \Pi p}}} = \zeta_{_{\mathrm{BX}}} \frac{v_{_{\mathrm{BX}}}^2}{v_{_{\mathrm{BMX}}}^2} = \zeta_{_{\mathrm{BX}}} \frac{F_{_{\mathrm{BMX}}}^2}{F_{_{\mathrm{BX}}}^2}.$$
(4.3)

Значение входящего в формулу (4.1) коэффициента потерь на трение  $\zeta_{\tau p}$  зависит от способа изготовления водометной трубы. Ориентировочно это значение можно принимать по гра-



Рис. 40. Зависимость коэффициента потерь иа трение от диаметра трубы и абсолютной шероховатости ее поверхиости.

фику (рис. 40), который составлен по результатам подсчетов по формуле (ГОСТ 3262-46)

$$\lambda = \frac{0.25}{\left( \lg \frac{3.7d}{\Delta} \right)^2} , \qquad (4.4)$$

$$\zeta_{\rm Tp} = \lambda \frac{L}{d} \,, \tag{4.5}$$

где *L* — длина трубопровода.

Коэффициент местного сопротивления при повороте потока можно определять по рис. 41, где даны величины ζ для круглых колен при повороте потока на 90° в зависимости от отношения диаметра трубы к радиусу поворота средней линии колена *d/r*. При неполном повороте, как это имеет место в водометных трубах,

$$\zeta_{\text{пов}} = \zeta \frac{\theta^{\circ}}{90^{\circ}}, \qquad (4.6)$$

где ζ — см. рис. 41; θ° — угол поворота колена водометной трубы.

Из всех потерь в водометной трубе наибольшие — потери на вход. Они определяют величину К и ее зависимость от скорости хода корпуса. Коэффициент потерь на вход является сложной



Рис. 41. Коэффициент местного сопротивления при повороте потока и 90° в колене круглого сечения.

функцией от формы входного отверстия, формы закругления кромок отверстия, степени конфузорности входного участка трубопровода, скорости хода корпуса, формы днища в районе входного отверстия и т. д. Величина  $\zeta_{\rm BX}$  может быть определена только экспериментально при специальных испытаниях.

Потери на вход аналогичны подробно исследованным в гидравлике потерям в отводах [19], если принять размер основной магист-

ральной трубы бесконечным. На рис. 42 дан график величин коэффициентов сопротивления применительно к такому схематичному случаю входа в водометную трубу при днищевом заборе. Водометная труба цилиндрическая и просто вварена в плоское днище без скругления кромок.

Из графика видно, что величина  $\zeta_{Bx}$  резко зависит от угла наклона оси входного патрубка к плоскости днища  $\alpha$ , соотношения скорости в трубе w и скорости хода  $v_0$ . Минимальное значение  $\zeta_{Bx}$  может быть при малом угле  $\alpha$  и скорости в трубе, равной скорости хода.

Величины коэффициента потерь на вход в водометную трубу могут быть заметно меньше, чем заданные на графике (рис. 42). Уменьшения потерь энергии при прочих равных условиях можно достичь двумя способами: скруглением кромок при сопряжении трубы с поверхностью днища и выполнением входного участка трубы сужающимся, т. е. в форме конфузора. Особенно большую роль играет скругление кромок. Для входа с хорошо скругленными кромками и при небольшой конфузорности канала в первом приближении можно принимать, что коэффи-



Рис. 42. Коэффициенты потерь иа вход в водометную трубу при днищевом заборе.

циент потерь на вход уменьшается по сравнению с данными рис. 42 примерно в полтора-два раза.

Еще меньше исследован вопрос о значениях коэффициентов взаимодействия движителя с корпусом а и в. Величина а в основном зависит от характера обтекания кормовой оконечности корпуса и его изменения от работы водомета. Коэффициент в — от формы, размеров и обтекания подводной части корнуса, места расположения, формы, размеров и потерь энергии во входном участке водометной трубы. Оба они зависят от скорости хода данного корпуса и режима работы водомета (расхода, а следовательно, числа оборотов рабочего колеса во-дометного насоса). Кроме того, значение коэффициента α сравнительно просто можно определить при ходовых испытаниях (см. гл. 7), а для определения в необходимо проводить специальные исследования. Величина коэффициента в всегда меньше единицы и зависит от двух главных факторов: наличия (и мощности) пограничного слоя на смоченной поверхности корпуса в районе входного отверстия движителя и потерь энергии во входном участке водометного трубопровода. Оба они могут только уменьшать значение β.

Грубо ориентировочно для малых судов можно пренебречь влиянием пограничного слоя по сравнению с потерями в водометной трубе и для примерной оценки величины β считать, что она зависит только от потерь.

Потери энергии в водометной трубе учитывают величиной  $K=1+\Sigma \zeta_{np}$ . По смыслу рассматриваемого члена формулы (3.11), пренебрегая влиянием пограничного слоя,

$$\beta \approx 1 - \sum \zeta_{\rm BX}.\tag{4.7}$$

Для оценочного анализа примем, что потери на вход, поворот и в решетке в среднем составляют  $0.75 \div 0.8$  от всех гидравлических потерь в водометной трубе. Учтем, что при определении величины K коэффициенты потерь приводят к выходной скорости водомета, следовательно, для оценки потерь на входном участке

$$\sum \zeta_{\rm BX} \approx (0,75 - 0.8) \left(K - 1\right) \left(\frac{D_{\rm BX}}{D_{\rm BMX}}\right)^4.$$
(4.8)

Зададимся приближенно для движителей с выходным соплом (см. рис. 73)  $(D_{\rm BX}/D_{\rm BMX})\approx 1,2.$  Тогда

$$\sum \zeta_{\rm BX} \approx 1.6 \, (K-1)$$

И

$$\beta \approx 1 - 1,6 (K - 1) = 2,6 - 1,6K.$$
 (4.9)

78

Возвращаясь к величинам qопт, получим

$$q_{\text{off}} \approx \alpha \perp \sqrt{\alpha^2 - \frac{1 - \sum_{\text{BX}}}{\kappa}}$$

или

$$q_{\rm onr} \approx \alpha + \sqrt{\alpha^2 - \frac{2.6}{K} + 1.6}$$
 (4.10)

Это приближенное выражение позволяет проанализировать влияние значения  $\alpha$ ,  $\beta$ , q и K на качество водометного движителя.

Такой анализ был выполнен, и результаты расчетов по формуле (4.10) даны на рис. 43. Из рисунка видно, что при



Рис. 43. Зависимость коэффнциента выходной скорости от а и К.



Рис. 44. Зависимость к.п.д. движителя от  $\alpha$ , q и K.

уменьшении  $\alpha$  от 1,0 до 0,9 и постоянных значениях K оптимальная величина  $q_{\text{онт}}$  падает, а с увеличением K — резко возрастает. При среднем значении  $\alpha = 0.95$  увеличение K от 1,05 до 1,3 приводит к росту  $q_{\text{опт}}$  от 1,11 до 1,65.

Использование формулы (3.29) позволяет оценить, как сказываются изменения  $\alpha$  и K на величине максимального к. п. д. движителя  $\eta_{\pi \max}$ . Результаты расчетов даны на рис. 44, откуда видно, что  $\eta_{\pi\max}$  слабо зависит от  $\alpha$  и очень резко от коэффициента потерь K. При  $\alpha$ =0,95 увеличение K от 1,05 до 1,3 приводит к падению максимального к. п. д. движителя от 86 до 46%, т. е. уменьшению его примерно вдвое. Этот график показывает, как тщательно нужно подходить к проектированию водометного трубопровода для всемерного уменьшения всех гидравлических потерь в нем. Пренебрежение этим — одна из главных причин низкого качества большинства движителей, особенно разработанных любителями. Здесь уместно оговорить, что принятие оптимального отношения скоростей q<sub>опт</sub> приводит к необходимости выполнить движитель с относительно большими диаметрами его трубопровода и, следовательно, насоса. В связи со стремлением уменьшить эти размеры иногда при проектировании принимают

$$q_p \approx 1.1 q_{\text{onr}}.\tag{4.11}$$

Это несколько снижает величину к. п. д. движителя, но зато позволяет заметно уменьшить его размеры.

### Определение основных параметров движителя

Часто при проектировании водометного движителя требуется разработка его применительно к заданному корпусу судна. В этом случае до начала проектирования собственно движителя необходимо решить одну из следующих двух задач: либо определить мощность главного двигателя, необходимую для осуществления заданной (желательной) скорости хода корпуса, либо найти возможную скорость хода судна при заданной (располагаемой) мощности двигателя. При разработке движителя любителям обычно нужно решать обе задачи. Сначала по желаемой скорости хода определить требуемую мощность, затем, подобрав двигатель, найти возможную скорость хода.

В § 11 были получены основные расчетные формулы, пользуясь которыми, можно решить обе сформулированные выше задачи.

Ранее было получено: мощность двигателя

$$N_e = \frac{\gamma QH}{75_{\ell_{\rm H}}}; \tag{4.12}$$

движущая сила

$$P_e = \rho Q v_0 (q - \alpha); \tag{4.13}$$

напор водометного насоса

$$H = \frac{v_0^2}{2g} \left( Kq^2 - \beta \right). \tag{4.14}$$

Из выражения (4.12)

$$Q = \frac{N_e \cdot 75\gamma_{\rm H}}{\gamma H} \,. \tag{4.15}$$

Подставим сюда напор по формуле (4.14)

$$Q = \frac{75N_{e^{\gamma} \mu} 2g}{\gamma v_0^2 (Kq^2 - \beta)} .$$
 (4.16)

80

Это значение подачи насоса подставим в формулу (4.13) и после замены рg = у и сокращений получим

$$P_e = \frac{150N_e \tau_{\rm iff} (q-\alpha)}{v_0 (Kq^2 - \beta)}.$$
(4.17)

Приравняв движущую силу силе сопротивления воды движению корпуса  $P_e = R$  и выразив последнюю через скорость хода  $R = av_0^2$ , приведем выражение (4.17) к виду:

$$av_0^3(Kq^2-3) = 150N_e \gamma_{l_{\rm H}}(q-\alpha).$$
 (4.18)

Применяя эту формулу, можно решить обе поставленные выше задачи.

Подставив уравнение (4.18) в формулу (4.17) и решая его относительно скорости хода, получим

$$v_0 = \sqrt[3]{\frac{150N_e\gamma_{\rm H}(q-\alpha)}{a(Kq^2-\beta)}}.$$
 (4.19)

Либо, определяя из выражения (4.18) мощность, находим

$$N_{e} = \frac{a x_{0}^{3} (Kq^{2} - \beta)}{150 \gamma_{\text{in}} (q - \alpha)} .$$
(4.20)

Очевидно, расчет по формулам (4.19) и (4.20) возможен после того, как определены или выбраны значения коэффициентов взаимодействия  $\alpha$  и  $\beta$ , коэффициента сопротивления водометного тракта K и отношения скоростей q.

Оговорим, что  $R = av_0^2$  можно принимать только для водоизмещающих судов и что величина коэффициента а зависит от  $v_0$ . Эта зависимость для каждого корпуса своя, поэтому формулами (4.19) и (4.20) можно пользоваться только для оценочных расчетов. При окончательном расчете определение  $v_0$  и  $N_e$ ведут последовательными приближениями (см. гл. 8).

Пропульсивные качества движителя будут максимальными при  $q = q_{\text{опт}}$ . Формулы (4.19) и (4.20) позволяют рассмотреть также и варианты при  $q > q_{\text{опт}}$ . При этом, конечно, пропульсивный к. п. д. движителя будет тем меньше максимально возможного, чем q больше  $q_{\text{опт}}$ .

## Выбор насоса

В формулы (4.19) и (4.20) входит величина к. п. д. насоса  $\eta_{\rm H}$ . При одних и тех же параметрах движителя чем больше  $\eta_{\rm H}$ , тем меньше требуемая мощность, или (при одной и той же мощности двигателя) тем большую скорость хода может обеспечить движитель.

Максимальный к. п. д. хорошего осевого насоса практически одинаков для различных типов насосов, однако при некоторых

неудачных сочетаниях параметров к. п. д. насоса будет различным. Максимальным он будет только в том случае, если правильно выбран тип насоса.

Чтобы определить тип насоса, наилучшим образом удовлетворяющего условию обеспечения максимального значения к.п.д. движителя, нужно подсчитать его коэффициент быстроходности по формуле (3.34).

Коэффициент a и скорость хода  $v_0$  были определены при выборе основных параметров движителя. Следовательно, значение  $n_s$ , а значит и тип насоса определятся величиной числа оборотов, которое должно быть выбрано из числа возможных при принятом двигателе и редукторе, а также не должно быть больше допустимого по условиям отсутствия кавитации в насосе. Предварительно допустимое число оборотов определяют по формуле (2.80).

По значению n<sub>s</sub>, полученному в результате расчета по формуле (3.34), подбирают (по универсальным характеристикам) насос, у которого нужное значение n<sub>s</sub> может быть получено при наивысшем из возможных значений к. п. д. насоса.

### Определение размеров главных элементов движителя

При выбранной схеме движителя главными являются размеры: выходного отверстия, диаметра рабочего колеса насоса и входного отверстия. Правильность выбора первого определяет величину к. п. д. движителя  $\eta_{z}$ , второго — поперечные размеры движителя и третьего — величину потерь энергии в водометном тракте, а следовательно, пропульсивный к. п. д. установки  $\eta$ .

Положим, что при рассмотрении основных параметров движителя были выбраны величны  $v_0$ ,  $q_{onr}$ , Q. Тогда размер выходного отверстия движителя

$$D_{\rm BMX. \ OUT} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{\rm BMX}}}. \tag{4.21}$$

Размер входа в соответствии с рис. 42 должен быть выбран из условия  $w/v_0 = 1$ , т. е.

$$D_{\rm BX} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_0}} \,. \tag{4.22}$$

(условие  $w/v_0 = 1$  необязательно, см. § 34).

Обратим внимание на то, что под размером входа D<sub>вх</sub> следует понимать днаметр трубы, т. е. размер, перпендикулярный ее оси.

По величине  $n_{s \text{ опт}}$  был выбран типовой насос и по его универсальной характеристике вдоль линии  $n_s = n_{s \text{ опт}}$  был определен режим работы этого насоса при максимально возможном к. п. д.  $\eta_{\rm H}$ . Этому режиму соответствуют вполне определенные значения  $K_{\rm H}$  и  $K_{\rm Q}$ . Тогда по первому из них определим размер насоса.

Для этого предварительно найдем напор насоса по формуле (4.14), а затем

$$D = \sqrt{\frac{H}{n_{\rm c}^2 K_H}}, \qquad (4.23)$$

где *n*<sub>c</sub> — число оборотов в секунду.

Выбор насоса можно считать окончательным, если, кроме обеспечения требуемых параметров, его размер удовлетворяет условию

$$1 < \frac{D_{\pi p}}{D_{\text{blix}}} < 1, 1.$$
 (4.24)

Здесь приведенный диаметр  $D_{\rm пр}$  находят но формуле (2.57). В этом условии нижний предел является обязательным, так как при  $(D_{\rm пp}/D_{\rm вых}) < 1$ , т. е.  $D_{\rm пp} < D_{\rm вых}$ , за насосом поток будет расширяться. Диффузорность течения не только вызовет местные сопротивления, т. е. увеличит величину K, но и приведет к неустойчивости течения в струе и неравномерному полю осевых скоростей в ней. Оба эти обстоятельства приведут к уменьшению  $\eta_{\rm A}$ .

Верхний предел не является строго обязательным, если только  $D < D_{\rm BX}$ , чтобы избежать диффузорности течения перед насосом. Случается, что в выполненных водометных движителях диаметр насоса  $D_{\rm пр}$  больше (иногда значительно больше), чем 1,1  $D_{\rm вых}$ . Однако, чем больше размер насоса D, а значит и  $D_{\rm пр}$ , тем больше поперечный размер движителя, а следовательно, его вес и потеря водоизмещения корпуса. Увеличение размера насоса за пределы рекомендуемого условием (4.24) нежелательно. Иногда оно бывает вынужденным, что свидетельствует о том, что выбранный для движителя насос более тихоходный, т. с. у него слишком низкое значение  $n_{\rm s}$ , ниже, чем это требуется условиями работы данного движителя. Часто вынужденное использование насоса с приведенным диаметром больше, чем 1,1 $D_{\rm вых}$ , является следствием того, что при меньшем размере колеса и, следовательно, более высокой скорости его вращения не удается избежать появления кавитации.

Иногда размер выходного отверстия, определенный по оптимальной величине  $q_{\text{опт}}$ , получается больше, чем это конструктивно может быть выполнено в данном корпусе судна. В этом случае размер  $D_{\text{вых}}$  выбирают конструктивно максимально возможным. Изменение  $D_{\text{вых}}$  по сравнению с  $D_{\text{вых, опт}}$  приводит к необходимости определять новые основные параметры движителя, что должно быть подчинено задаче обеспечения максимально возможной скорости хода при располагаемой мощности двигателя.

Такая задача может быть решена в результате серии расчетов. По универсальной характеристике выбранного насоса задаются рядом точек. В каждой из них известны параметры насоса  $K_H$  и  $K_Q$ . Размером насоса задаются, например, из условия (4.24). По выбранному D и известному  $K_H$  определяют напор с помощью формулы (2.87).

Подачу насоса Q подсчитывают по формуле (2.86). По  $D_{вых}$ и Q находят  $v_{вых}$  и по формуле (4.13) — движущую силу для нескольких произвольных значений скорости хода. Эти значения наносят на график  $R = f(v_0)$ . Скорость хода определится точкой пересечения кривых  $R(v_0)$  и  $P_e(v_0)$ . В результате такого расчета для каждого из рассматриваемых значений  $K_H$  и  $K_Q$  находится своя величина скорости хода. Выбирают тот режим работы насоса, при котором  $v_0$  наибольшая. Очевидно, что в этом случае потребляемая насосом мощность ( $\gamma QH/75 \eta_H$ ) не должна превышать располагаемой мощности двигателя (с учетом механического к. п. д. установки).

Если в распоряжении проектировщика имеются характеристики ряда насосов, аналогичные расчеты следует провести и для других более тихоходных, чем оптимальный, насосов. Чем больше уменьшение размера  $D_{вых}$  по сравнению с оптимальным, тем более тихоходный насос требуется для данного движителя.

После выбора насоса и его n и  $\varphi$  необходимо проверить, удовлетворяет ли этот режим работы условню отсутствия кавитации. Это выполняют по заданному на характеристике значению кавитационного коэффициента, например, по коэффициенту  $C_{\kappa p}$  и формулам (2.80) и (2.81).

### Ходовая характеристика и ее построение

Расчет движителя заканчивают построением ходовой характеристики судна, которая определяет различные режимы работы спроектированного комплекса движитель—судно. Регулирование скорости хода судна обычно осуществляют изменением числа оборотов двигателя. Ходовая характеристика представляет собой график зависимости сопротивления воды движению корпуса судна R, движущей силы движителя  $P_e$  и мощности на валу двигателя  $N_e$  от скорости хода судна  $v_0$  при различных скоростях вращения n рабочего колеса водометного насоса. Иногда на характеристике наносят еще кривую значений пропульсивного к. п. д. судна. Характеристику обычно строят для движения судна на глубокой воде (см. § 2).

Двигатель, движитель и судно — элементы единого энергетического комплекса, поэтому их работа существенным образом взаимосвязана и ходовая характеристика является одним из основных способов выражения этой взаимосвязи.

Изменение работы корпуса судна обычно задают графиком зависимости  $R(v_0)$ , а изменение режимов работы водометного насоса — его универсальной характеристикой, т. е. также графиками  $K_H(K_Q)$ ;  $K_N(K_Q)$  и  $\eta_H(K_Q)$ . Использование всех этих зависимостей позволяет графоаналитическим способом построить ходовую характеристику, связывающую судовую характеристику с насосной.

Ходовая характеристика водометного судна при его проектировании может быть построена только при наличии насосной (винтовой) характеристики, т. е. только в случае, если движитель проектируют с использованием типового насоса (гребного винта). Тогда порядок построения ходовой характеристики следующий. Положим, что водометный движитель спроектирован. Имеется график  $R(v_0)$  и универсальная характеристика насоса. В ходе проектирования определен угол установки лопастей рабочего колеса насоса  $\varphi$ , значения коэффициентов  $\alpha$ ,  $\beta$ , Kи их зависимости от скорости хода  $v_0$ . Если последние зависимости неизвестны, характеристика может быть построена в первом приближении при условии, что величины  $\alpha$ ,  $\beta$  и K неизменны, т. е. не зависят от скорости хода.

Универсальная характеристика насоса дана в координатах  $K_H - K_Q$ . На ней для выбранного значения  $\varphi$  нанесена (или может быть нанесена интериоляцией) кривая  $K_H(K_Q)$ . Эта кривая должна быть исресчитана в размерные координаты H - Q. Пересчет величин  $K_H$  в H и  $K_Q$  в Q выполняют по формулам (2.86) и (2.87)

$$H = K_H n_c^2 D^2,$$
$$Q = K_Q n_c D^3,$$

где *n*<sub>c</sub> — число оборотов в секунду.

Задают ряд конкретных чисел оборотов в днаназоне возможных для используемого двигателя. Для каждого из этих *п* в результате пересчета будет получена своя кривая — характеристика насоса. На рис. 45 даны такие характеристики. Каждая из кривых 1—6 соответствует своему постоянному числу оборотов.

Напор водометного насоса определяется формулой (3.11). Подставим в нее

$$v_{\rm BMX} = \frac{4Q}{\pi D_{\rm BMX}^2} \,. \tag{4.25}$$

Тогда формула (3.11) может быть переписана в виде

$$H - h_{\rm c} = A Q^2 - B, \tag{4.26}$$

85

где

$$A = \frac{16K}{\pi^2 D_{\text{RMX}}^4 2g}; \qquad (4.27)$$

$$B = \beta \frac{v_0^2}{2g} \,. \tag{4.28}$$

Формула (4.26) является уравнением внешней сети насоса. Величины A и B для данного водометного движителя при каждой конкретной скорости хода — постоянные. В них, кроме са-



Рис. 45. Совмещение рабочих характеристик насоса и его внешней сети.

1-6 — характеристики насоса при различных скоростях вращения; а, б, в, г — характеристики внешней сети при различных  $v_0$ 

мой величины  $v_0$ , от скорости хода зависят также значения Kи  $\beta$ . Если эта зависимость известна, то при каждом значении  $v_0$  подставляют соответствующие величины K и  $\beta$ .

Задавая произвольно изменение величины расхода жидкости, проходящей через водометный движитель, можно по формуле (4.26) получить связь напора внешней сети с расходом при каждой данной скорости хода (величинам  $v_0$ , K,  $\beta$ , т. е. A и B). Результаты таких расчетов наносят на том же графике, что и характеристики насоса. На рис. 45 это кривые a, б, B и e. Пересечение этих кривых с характеристиками насоса (кривые 1-6) дадут соответствующие рабочие точки насоса. При данной скорости вращения из графика (рис. 46) известны величины подачи насоса для каждой из рассматриваемых скоростей движения v<sub>0</sub>. По формуле (4.25) можно под-

ò



Рис. 46. Ходовая характеристика водоизмещающего судна. 1-6 -кривые  $P_e$  при различных скоростях вращения; 7 — кривая сопротивления воды движенню корпуса; 8-13 — текущие зависимости  $\cdot_e(v_0)$  при тех же скоростях вращения; 14 — окончательная зависимость  $N_e(v_0)$  для конкретного судна; 15 — пропульсивный к. п. д.

считать соответствующие значения выходной скорости  $v_{\text{вых}}$ , а по формуле (3.9) — величины движущей силы  $P_e$ . Результаты этих расчетов наносят на график зависимости  $P_e(v_0)$ .

Каждому из рассматриваемых значений числа оборотов здесь будет соответствовать своя кривая. Такие зависимости

ноказаны кривыми 1-6 на рис. 46. Здесь же панесена зависимость  $R(v_0)$  сопротивления воды движению корпуса данного судна (кривая 7). Пересечения кривой 7 с кривыми 1-6 дают точки  $P_c = R$ , т. е. зависимость  $v_0(n)$ .

Для каждой из рассчитанных четырех скоростей хода (кривые  $a, \, 6, \, 6$  и  $e, \, рис. 45$ ) вдоль кривой  $P_e(v_0)$  при данном значении n известны величины Q и H. В свою очередь на универсальной характеристике насоса этому соответствуют также четыре точки, в которых можно определить и к. п. д. насоса  $\eta_{\rm H}$ . Тогда по формуле (4.12) можно найти соответствующее значение мощности, потребляемой насосом. Результаты таких расчетов в виде соответствующих кривых для различных n наносят на тот же график. На рис. 46 эти кривые (8—13) нанесены на нижнем графике, который построен под предыдущим с одинаковой для обоцх осью абсцисс. На последнем шкала мощности отложена по оси ординат сверху вниз.

Перенося вертикально (пунктирные линии) с верхней части графика точки пересечения кривых  $P_e(v_0)$  с линией  $R(v_0)$  на нижнюю до пересечения с кривыми  $N_e(v_0)$  при одноименных числах оборотов, получаем точки, через которые проходит результирующая искомая кривая  $N_e(v_0)$  — зависимость потребляемой мощности от скорости хода при различных числах оборотов рабочего колеса водомета.

В каждой точке полученной кривой известны скорость хода  $v_0$  и потребляемая мощность  $N_e$ ; по верхней части графика (по кривой 7) можно определить соответствующие значения движущей силы  $P_e$ . Пользуясь этими данными, можно найти для каждого из этих режимов величину пропульсивного к. п. д. по формуле (1.11).

На рис. 46 зависимость пропульсивного к. п. д. η от скорости хода показана кривой 15.

Совокупность всех кривых (см. рис. 46) представляет собой искомую ходовую характеристику.

### § 14. ДВИЖИТЕЛЬ'С НОВЫМ ПАСОСОМ

# Выбор двигателя и скорости хода судна

При проектировании водометного движителя разработка нового насоса необходима в случае, когда не удается подобрать типовой насос или когда типовой насос можно подобрать, но требуемый для проектируемого движителя режим работы этого насоса далек от оптимального, т. е. выбранный насос работает при слишком малом к. п. д. Тогда правильно спроектированный новый насос при требуемых для движителя (расчетных) параметрах может обеспечить более высокий (не менее 80%) к. п. д. Таким образом, должны быть решены две задачи: первая спроектировать движитель, который либо обеспечит требуемую скорость хода при минимуме расхода мощности, либо при выбранном двигателе позволит получить максимально возможную скорость хода; вторая — для окончательно выбранного движителя определить исходные расчетные параметры насоса.

Для расчета движителя необходимо выбрать (см. § 13) величны коэффициентов  $\alpha$ ,  $\beta$ , q, K. Если они известны, то мощность двигателя можно определить по формулам (4.12)—(4.14).

Найдем напор насоса по формуле (4.14), подачу его — по формуле (4.13), примем квадратичный закон сопротивления воды движению корпуса  $P_e = R = av_0^2$  (см. замечание в § 11), и, подставив все полученное в формулу мощности (4.12), найдем

$$N_e = \frac{(Kq^2 - 5) a}{(q - \alpha) 150 \gamma_{\rm H}} v_0^3. \tag{4.29}$$

Эта формула позволяет определить требуемую мощность по желательной скорости хода, либо по мощности выбранного двигателя найти достижимую скорость хода. Значение к. п. д. насоса здесь ориентировочно можно принимать (см. выше) равным 0,8.

# Определение напора и подачи насоса

Если выбраны величины  $v_0$  и  $N_e$  [формула (4.29)], то напор насоса определяют по выражению (4.14), а подачу — из условия потребления выбранной мощности, т. е. из формулы (4.15)

$$Q = \frac{75N_e^{\gamma_{\rm H}}}{\gamma H} .$$

Однако полученные значения напора и подачи могут оказаться не окончательными, так как при их определении было выбрано  $q = q_{\text{онт}}$ , а это, как было указано выше, может оказаться неприемлемым. Окончательно параметры H и Q можно определить по тем же формулам (4.14) и (4.15) после выбора величины выходного отверстия водометной трубы.

### Определение главных размеров движителя

Если приняты значения H, Q, q,  $\alpha$ ,  $\beta$ , K, то определение основных размеров водометного трубопровода ничем не отличается от разобранного в § 13.

Рассмотрим случай, когда размер выходного отверстия по конструктивным соображениям ограничен.

Расход воды в выходном сечении водометной трубы по формуле (4.25)

$$Q = \frac{\pi D_{\rm BMX}^2}{4} v_{\rm BMX}.$$

Заменив  $v_{выx} = qv_0$ , получим

$$Q = \frac{\pi D_{\text{BMX}}^2}{4} q v_0. \tag{4.30}$$

Из формулы для движущей силы расход в выходном сечении [выражение (4.13)] после аналогичной замены  $v_{\text{вых}} = qv_0$  и с учетом  $P_e = R = av_0^2$  будет

$$Q = \frac{P_e}{\rho v_0 (q - \alpha)} = \frac{a v_0^2}{\rho v_0 (q - \alpha)} = \frac{a v_0}{\rho (q - \alpha)}.$$
 (4.31)

Приравняем правые части выражений (4.30) и (4.31)

$$\frac{\pi D_{\text{Bbix}}^2 q v_0}{4} = \frac{a v_0}{\rho \left(q - \alpha\right)}$$

или

$$4a = \pi D_{\rm Bbix}^2 q o (q - \alpha),$$

откуда

$$q^2 - \alpha q - \frac{4a}{\rho \pi D_{\text{Bbix}}^2} = 0. \tag{4.32}$$

Решая уравнение (4.32), получим

$$q = \frac{\alpha}{2} \perp \sqrt{\frac{\alpha^2}{4} + \frac{4a}{\rho \pi D_{\text{BMX}}^2}}.$$

Здесь перед корнем практический смысл имеет только знак плюс, так как минус приводит к тому, что  $q < \frac{\alpha}{2}$ , т. е. q < 1. Следовательно,

$$q = \frac{\alpha}{2} + \sqrt{\frac{\alpha^2}{4} + \frac{4a}{c\pi D_{\text{Bbix}}^2}}.$$
(4.33)

Применение формулы (4.33) позволяет определить расчетное значение отношения скоростей *q* по принятому размеру выходного отверстия водометной трубы *D*<sub>вых</sub>.

Следующий этап расчета — определение ожидаемой скорости хода проектируемого судна при условии потребления полной (номинальной) мощности выбранного двигателя. Этот расчет выполняют по формуле (4.29). После расчета ожидаемой скорости хода полезно выполнить проверку расчетов в следующем порядке. Находят выходную скорость  $v_{вых} = qv_0$ ; по формулам (4.30), (3.9) и (3.11) — соответственно расход, движущую силу и напор насоса, а из выражения (3.21) — требуемую мощность, которая должна совпасть с принятой мощностью двигателя.

Новые параметры насоса, соответствующие новому расчетному значению скорости хода, определяют в следующем порядке: находят скорость выхода  $v_{вых} = qv_0$ ; подачу насоса по формуле (4.30); напор насоса из выражения (3.11). Затем необходимо рассчитать новый насос (см. гл. 5).

Определение размера входа в трубу аналогично изложенному в § 13.

# Глава 5. РАЗРАБОТКА НАСОСА

### § 15. ВЫБОР ИСХОДНЫХ РАЗМЕРОВ

Физические основы работы осевых насосов кратко изложены в гл. 2. Здесь даются практические рекомендации по расчету, проектированию и изготовлению водометных насосов и их элементов. Порядок изложения примерно соответствует порядку практических расчетов при создании таких насосов.

В первую очередь обычно должен быть решен вопрос о типе насоса.

### Число ступеней

Тип насоса определяется величиной его коэффициента быстроходности. Значение последнего, как показано в § 12, подсчитывают по формуле (3.34)

$$n_{\rm s} = A \, - \frac{n \, V \, a}{v_0} \, ,$$

откуда. видно, что чем быстроходнее проектируемое судно (больше  $v_0$  и меньше a), тем меньше требуемая величина  $n_s$ , т. е. тем тихоходнее нужен насос для оснащения его водометного движителя.

Если по формуле (3.34) или после определения параметров насоса по формуле (3.30)

$$n_s = \frac{3,65n \sqrt{Q}}{H^{3/4}}$$

было подсчитано значение коэффициента быстроходности и оно получилось меньше чем  $\sim 500$ , то для оснащения проектируемого движителя нужно применить многоступенчатый насос. Величина  $n_s$  для одной ступени такого насоса

$$n_{s1} = \frac{3,65n \sqrt{Q}}{H^{3/4} \left(\frac{1}{i}\right)^{3/4}},$$
(5.1)

где i — число ступеней при условии, что каждая из них развивает один и тот же напор. По этой же формуле можно определить требуемое число ступенси по значению из насоса и выбранному п<sub>s1</sub> ступени.

При проектировании водометных движителей бывают случаи, когда значение требуемого коэффициента быстроходности и не меньше 500, но тем не менее рационально применить многоступенчатый насос.

Йри одних и тех же величинах оборотов и подачи, но различных напорах диаметр рабочего колеса будет больше у того насоса, где выше напор, т. е. ниже n<sub>s</sub>. Применение тихоходного насоса иногда может привести к получению слишком большого диаметра насоса [нарушению условия (4.24)]. В этом случае рациональное применить двух-или более ступенчатый насос, где коэффицисит быстроходности ступени n<sub>s1</sub> достаточно высок. Это приводит к удлинению и некоторому усложнению насоса, но уменьшает поперечные габариты насоса, а иногда и потери энергии в водометной трубе.

### Определение диаметра и скорости вращения рабочего колеса

Из теории идеального водометного движителя (см. § 4) сле-дует, что его качества определяются только размером гидравлического сечения, т. е. величиной D<sub>вых</sub>, а размер (диаметр) водометного насоса не влияет на величину идеального к. п. д. η<sub>i</sub>. Однако для реального движителя стремление обеспечить минимум потерь водоизмещения и потерь энергии в водометной трубе приводит к существенному ограничению размеров насоса, которое определяется условием (4.24).

Размер насоса или соотношение диаметра и оборотов рабочего колеса (при заданных Н и Q) в значительной степени определяют эффективность насоса и его к. п. д. Рассмотрим эту связь. Водометный насос отличается от обычного осевого тем, что каналы подвода и отвода относятся к движителю, а собственно насос ограничен его лопастной системой.

Потери гидравлической энергии в нем можно представить суммой потерь в рабочем колесе и лонаточном отводе. В относительных величинах

$$\overline{h}_{_{\mathrm{H.\,\Gamma}}} = \frac{h_{_{\mathrm{H.\,\Gamma}}}}{H_{_{\mathrm{T}}}} = \overline{h}_{_{\mathrm{K}}} + \overline{h}_{_{\mathrm{a}}}.$$
(5.2)

Гидравлический к. п. д. насоса

$$\gamma_{l_{\Gamma}} = 1 - \frac{h_{\mathrm{H,\Gamma}}}{H_{\Gamma}} = 1 - \overline{h}_{\mathrm{H,\Gamma}} = \gamma_{l_{\Gamma,\mathrm{K}}} \gamma_{l_{\Gamma,\mathrm{a}}}, \qquad (5.3)$$

где  $\eta_{r. \kappa}$  — гидравлический к. п. д. колеса;  $\eta_{r. a}$  — то же лопаточного отвода.

Главные определяющие потери энергин в колесе и аппарате — потери в их лопастных системах. Относительные потери энергии в каждом цилиндрическом сечении лопастной системы определяются аналогично профильным, т. е. по формуле (2.41), из которой для колеса

$$\overline{h}_{\kappa. \operatorname{npo\phi}} = \frac{\omega_{\infty} \sin \lambda_{\kappa}}{u \sin \left(\alpha_{\kappa} + \lambda_{\kappa}\right)}.$$
(5.4)

Здесь все величины — функции радиуса.

Применение формулы (5.4) позволяет выполнить обобщенный анализ гидравлических потерь в осевом насосе. Это возможно при двух допущениях:

-- некоторая величина λ<sub>к</sub> является осредненным значением обратного качества колеса (или аппарата) в целом;

— все гидравлические потери в колесе (или аппарате) структурно относятся к профильным, т. е. могут быть определены по формуле, аналогичной (5.4).

Не останавливаясь на выводах [36], отметим, что имся в виду сказанное и заменяя в полученных формулах размерные параметры H и Q через безразмерные  $K_H$  и  $K_Q$ , можно получить общие формулы для гидравлического к. п. д. колеса (или аппарата). По ним гидравлический к. п. д. водометного насоса является функцией

 $\eta_{\rm r} = f(K_Q; K_H; \operatorname{ctg} \overline{\lambda}_{\kappa}; \operatorname{ctg} \overline{\lambda}_{\rm a}).$ 

Осредненные величины обратного качества колеса и аппарата могут быть определены только по результатам соответствующих экспериментов. Если значения  $\lambda$  известны, то, задаваясь  $K_H$ , можно рассчитать зависимость  $\eta_r(K_Q)$  и, объединив результаты таких расчетов для различных  $K_H$ , построить общий универсальный график, связывающий значения гидравлического к. п. д. со значениями  $K_H$  и  $K_Q$  [36].

На рис. 47 и 48 даны такие универсальные графики. При их построении значения  $\lambda$  были приняты по результатам испытаний двух осевых насосов. У одного густота периферийных решеток лопастей рабочего колеса (см. ниже) была равна единице, а у другого 0,3. Величины  $\lambda$  были подсчитаны в оптимуме универсальных характеристик насосов. Следовательно, эти графики дают величины  $\eta_{\rm r}$  только при расчетных (оптимальных) режимах работы различных насосов. Рис. 47 может быть использован для предварительной оценки  $\eta_{\rm r}$  при проектировании насосов с  $n_s < 1000 - 1200$ , а рис. 48 при проектировании насосов с  $n_s > 1200 - 1400$ .

При проектировании центробежных насосов для выбора величины осевой составляющей абсолютной скорости перед входом в колесо широко применяют формулу С. С. Руднева

$$v_{z0} = (0,06 \div 0,08) \sqrt[3]{n^2 Q}$$
, (5.5)

являющуюся обобщением результатов проектирования и испытаний лучших образцов центробежных насосов. Опыт показывает, что эту формулу можно с успехом использовать и при проектировании осевых насосов, если принять условие

$$v_z = v_{z0},$$
 (5.6)

где  $v_z$  — осевая составляющая скорости в области рабочего колеса без учета стеснения потока телом лопастей.

Из этого условия и с учетом сплошности потока получаем

$$v_z = \frac{4Q}{\pi D^2 \left(1 - d^2\right)} \,, \quad (5.7)$$

где  $d = (D_{BT}/D)$  — втулочное отношение колеса. Откуда

$$D = \sqrt{\frac{4Q}{v_{z^{\pi}}(1-d^{2})}} . \quad (5.8)$$

Приравняв выражения (5.7) и (5.5) и определив величину подачи насоса, после преобразований получим

$$egin{aligned} & Q = \left[ (0,06 - 0,08) imes \ & imes rac{\pi}{4} (1-d^2) 
ight]^{3/2} nD^3. \end{aligned}$$
 (5.9)



Рис. 47. Универсальный график гидравлического к. п. д. водометных насосов при (*l/t*) пер≈1.

η<sub>л. с</sub>-к. п. д. лопастной системы, приблизительно равный т<sub>иг</sub>.

Или, решая это уравнение относительно диаметра рабочего колеса,

$$D = (4 \div 4, 6) \sqrt{\frac{1}{1 - d^2}} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q}{n}}.$$
 (5.10)

Применение формулы (5.10) позволяет определить оптимальный диаметр рабочего колеса (о выборе значения втулочного отношения см. в § 15). Если результат этого расчета не согласуется с условиями установки насоса в движителе, например, условием (4.24), то размер D можно выбрать конструктивно, но при этом ожидаемое значение гидравлического к. п. д. будет ниже максимально возможного. Ориентировочно значение  $\eta_{\Gamma}$  можно определить по графикам (рис. 47, 48). Используем понятие о коэффициенте подачи

$$K_{Q} = \frac{60Q}{nD^{3}},$$
 (5.11)

где *n* — число оборотов в минуту.

Тогда из равенства (5.9) получим

$$K_Q = 60 \left[ (0,06 \div 0,08) \frac{\pi}{4} (1-d^2) \right]^{3/2}$$

или после подсчета постоянных

$$K_Q = (0,61 \div 0,94) \left(1 - d^2\right)^{s_{1/2}}$$
 (5.12)



Рис. 48. Универсальный график гидравлического к. п. д. водометных насосов при  $(l/t)_{nep} \approx 0.3$ .

Из этого выражения следует, что значения коэффициента нодачи при максимуме к. п. д. для всех насосов изменяются в узких пределах. Например, для тихоходных насосов, где (см. § 15)  $d\approx0.6$ ,  $K_Q\approx0.31 \div 0.49$ ; у очень быстроходных, где  $d\approx0.25$ ,  $K_Q\approx0.55 \div 0.85$ . Средние значения опытных коэффициентов:  $K_Q\approx0.4$ : 0,5 для обычных и  $K_Q\approx0.5$ : 0,7 для водометных насосов.

Рассмотрим формулу (2.72) для кавитационного коэффициента быстроходности

$$C = \frac{n \sqrt{Q}}{\left(\frac{H_{sv}}{10}\right)^{3/4}}.$$

Подставив сюда подачу из равенства (5.11) и решая относительно произведения nD, получим

$$nD = \frac{\frac{60^{1/_{3}} G^{2/_{3}} \left(\frac{H_{sv}}{10}\right)^{1/_{2}}}{K_{Q}^{1/_{3}}} = \frac{3.91 G^{2/_{3}} \left(\frac{H_{sv}}{10}\right)^{1/_{2}}}{K_{Q}^{1/_{3}}}.$$
 (5.13)

Все величины, стоящие в правой части уравнения (5.13), для всех насосов меняются очень слабо. Примем для хороших водометных насосов средние значения:  $C \approx 1000; (H_{sv}/10) \approx 1; K_Q \approx \approx 0,6.$  Подставив их в выражение (5.13), получим  $nD \approx 460.$ Условие nD = const равнозначно положению о постоянстве

максимальной окружной скорости для всех осевых насосов

$$u_{\rm nep} = R\omega = \frac{D}{2} \cdot \frac{\pi n}{30} = 0,0523nD.$$
 (5.14)

Следовательно, для средних условий водометных насосов  $u_{\text{пер}} = 24 \ \text{м/сек.}$ 

Отметим, что значение nD, а значит и ипер могут быть увеличены только для насосов с повышенными кавитационными качествами. Отсюда следует, что в формуле (5.10) меньшие значения коэффициентов соответствуют насосам с лучшими кавитационными качествами.

#### Выбор размера втулки

Формально используя формулы (5.10) и (5.14) при заданных Q и n, можно определить размер втулки. Однако полученнос таким способом втулочное отношение d не отражает оптимальных условий работы лонастей рабочего колеса вблизи втулки. Использование формулы (5.10) предопределяет получение оптимального направления потока перед лопастями, т. е. среднего для всего течения направления  $w_1$ . Применение формулы (5.14) позволяет определить такой размер рабочего колеса, при котором можно ожидать, что его кавитационные ка-чества, особенно в периферийной области, будут приемлемыми. При проектировании рабочего колеса напор вдоль радиуса принимают постоянным. Перед рабочим колесом  $v_{n1}(r) = \text{const} =$ 

=0. Это приводит к тому, что при уменьшении радиуса растут углы поворота потока лопастями и, следовательно, углы установки и кривизны профилей.

Размер втулки рабочего колеса ограничивают условием получения приемлемой формы корневых профилей.

Обобщение результатов проектирования и испытания высококачественных осевых насосов позволяет получить соответствующую зависимость для определения оптимальной величины втулочного отношения.

Коэффициент быстроходности насоса при скорости вращения в об/сек

$$n_{s} = \frac{219n_{c}\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = \frac{219\sqrt{K_{Q}}}{K_{H}^{3/4}} .$$
 (5.15)

Подача насоса

$$Q = \frac{\tau D^2 \left(1 - d^2\right)}{4} v_z. \tag{5.16}$$

Осевая составляющая абсолютной скорости из треугольника скоростей (см. рис. 27)

$$v_z = \left(u - \frac{v_u}{2}\right) \operatorname{tg} \beta_{\infty}. \tag{5.17}$$

Оружная скорость корневого сечения





 $u = r\omega - \frac{D_{BT}}{D} \cdot \frac{D}{2} 2n_c \pi =$  $= d\pi n_c D. \qquad (5.18)$ 

Из основного уравнения работы насоса с учетом выражения (5.18)

$$\frac{v_u}{2} = \frac{gH}{2\tau_r d\tau n_c D} \cdot (5.19)$$

Подставим выражения (5.17) и (5.19) в формулу (5.16); выразим в полученном уравнении подачу и напор через коэффициенты подачи и напора. Получим

$$K_Q = \frac{\pi^2}{4} (1 - d^2) \times \left( d - \frac{gK_H}{2\gamma_{\rm p}\pi^2 d} \right) \operatorname{tg} \beta_{\sim}. \quad (5.20)$$

Заменим в формуле (5.15) подачу из выражения (5.20)

$$n_{s} = \frac{219\pi}{2} \cdot \frac{\sqrt{(1-d^{2})\left(d - \frac{gK^{H}}{2\gamma_{r}\pi^{2}d}\right) \mathrm{tg}\beta_{s}}}{K_{H}^{3/4}}.$$
 (5.21)

Выше [формула (5.12)] было показано, что величина  $K_Q$  меняется слабо. В этих условиях формула (5.15) отражает практически однозначную связь между значениями  $K_H$  и  $n_s$ . На рис. 49 показана эта связь для ряда постоянных коэффициентов подачи  $K_Q = 0.4 \div 0.8$ . Белыми точками даны соответствующие, взятые в оптимумах универсальных характеристик, значения для высококачественных осевых насосов; черными точками — значения для лопастных систем водометных насосов. Все точки для обычных насосов хорошо группируются вокруг пунктирной прямой. Примем, что эта прямая дает искомую связь между n<sub>8</sub> и K<sub>H</sub>.

В формулу (5.21) входит значение tg  $\beta_{\infty}$ . Величина угла  $\beta_{\infty}$  для корневых сечений обычных насосов ( $n_s < 1200$ ) лежит вблизи значений 35—38°. Для водометных насосов с увеличенными значениями  $\beta_{\infty}$  при  $n_s > 1200$  эти углы растут и дости-



Рис. 50. График для выбора втулочного отношения.

гают 45—50°. Примерный учет значений втулочных углов  $\beta_{\infty}$  позволил рассчитать по формуле (5.21) связь  $d(n_s)$ .

Результаты этих расчетов в виде кривой даны на рис. 50. Этот рисунок может быть рекомендован для выбора втулочного отношения.

## Определение густоты периферийной решетки профилей

В отличие от гребных винтов режим работы водометного насоса слабо зависит от изменения скорости хода судна. Насос практически эксплуатируется при одном и том же режиме работы — расчетном. В связи с этой особенностью эксплуатации водометных насосов большое внимание при их проектировании следует обращать на то, чтобы обеспечить максимум к. п. д. насоса при расчетном режиме его работы.

В работе [36] подробно проанализирована связь потерь энергии в лопастях рабочего колеса с основным конструктивным параметром — густотой решеток профилей (см. § 6). Остановимся кратко только на основных положениях этого анализа.

99

Величина потерь напора в решетке профилей из уравнения Д. Бернулли для относительного движения может быть записана в виде:

$$\delta p = p_1 - p_2 + \frac{s}{2} \left( \omega_{u2}^2 - \omega_{u1}^2 \right) = \gamma \lambda h,$$
 (5.22)

где  $\Delta h$  — потеря напора.

Обычно рабочее колесо проектируют так, чтобы вдоль радиуса сохранялись постоянными следующие величины: теоретический напор  $H_{\rm T}$ , гидравлический к. п. д.  $\eta_{\rm F}$ , осевая составляющая абсолютной  $v_z$  и относительной  $w_z$  скоростей. Закрутку нотока перед колесом  $v_{u1}$  принимают равной нулю.

Сила сопротивления, т. е. проекция вектора силы, действующей на профиль со стороны жидкости, на направление w

$$X = t \sin \beta_{\infty} \delta p = \gamma t \sin \beta_{\infty} \Delta h.$$
 (5.23)

Выразим силу сопротивления через коэффициент сопротивления  $C_x$ 

$$X = C_{x} \rho \frac{w_{\infty}^2}{2} l.$$
 (5.24)

Так как из треугольника скоростей  $w_{\infty} \sin \beta_{\infty} = w_z$ , то

$$\Delta h = C_x \frac{l}{t} \cdot \frac{\omega_{\infty}^2}{2g \sin \beta_{\infty}} = C_x \frac{l}{t} \cdot \frac{\omega_{\infty}^3}{2g \omega_z} \,. \tag{5.25}$$

Относительная величина потерь энергии

$$\bar{h}_{\kappa} = \frac{\Delta h}{H} = C_{\kappa} \frac{l}{t} \cdot \frac{\omega_{\infty}^{3}}{2gH\omega_{z}}.$$
(5.26)

Из этого уравнения видно, что относительная величина потерь энергии в колесе зависит от густоты решеток профилей l/t и третьей степени среднегеометрической относительной скорости  $\omega_{\infty}^3$ . В правой части уравнения (5.26) величины  $C_x$  и l/tвдоль радиуса изменяются слабо; g, H и  $\omega_z$  — не изменяются, а  $\omega_{\infty}$  изменяется примерно пропорционально радиусу. Следовательно, максимальные потери энергии, в значительной степени определяющие потери во всем колесе, наблюдаются в периферийной области лопастей.

Потери энергии в рабочем колесе складываются из различных видов гидравлических потерь. Часть из них зависит от коэффициента подъемной силы  $C_y$ , часть — от  $C_y^2$  и часть не зависит от  $C_y$ . В самом общем виде можно написать, что коэффициент потерь энергии в колесе

$$C_{x} = aC_{y}^{2} + bC_{y} + c, (5.27)$$

где *a*, *b* и *c* — постоянные коэффициенты, зависящие в основном от геометрии решетки. Подставив выражение (5.27) в формулу (5.26) и выразив все входящие в него величины через коэффициенты напора и подачи, можно получить уравнение [36], позволяющее определить густоту решетки периферийного сечения лопастей рабочего колеса при условии минимума потерь энергии.

Результаты расчета значений густоты решеток периферийных сечений по этой формуле приведены на графике (рис. 51). Пунктирными кривыми даны решения полученных уравнений. Две кривые отражают возможный диапазон изменений угла



Рис. 51. График для выбора густоты решеток профилей периферийных сечений лопастей рабочих колес.

 $\beta_{\infty}$ . Бо́лышие значения  $(l/t)_{\text{пер. онт}}$  соответствуют бо́лышим углам установки, что совпадает с повышенными значениями расчетного коэффициента подачи и в большинстве случаев может быть рекомендовано для выбора густоты периферийных решеток у водометных насосов.

Специальные исследования показали, что каким бы ни было значение расчетного коэффициента напора  $K_H$  при принятом  $(l/t)_{\text{пер}}$ , максимум к. п. д. насоса будет расположен при величине  $(K_H)_{\text{онт}}$ , совпадающей с данными графика (рис. 51).

Пользуясь этим графиком, можно предсказать, на сколько сместится от расчетного значения по напору положение оптимума к. п. д., если при проектировании были вынуждены выбрать  $(l/t)_{nep}$ , отличающееся от требуемого по рис. 51. Такой случай может встретиться при необходимости улучшить кавитационные качества колеса. Очевидно, что при этом в расчетном режиме работы к. п. д. насоса будет меньше, чем в случае совпадения величины  $(l/t)_{nep}$  с требованием графика (рис. 51).

### Оценка ожидаемых кавитационных качеств

Проектируемый насос должен обладать требуемыми кавитационными качествами. Главный параметр, определяющий эти качества у рабочего колеса при прочих равных условиях, — густота решеток его лопастей.

Кавитационные качества машины могут быть охарактеризованы величиной коэффициента окр по формуле (2.70)

$$\sigma_{\rm kp} = \frac{\left(w_x^2 - u_x^2\right)_{\rm max}}{2gH}$$

Или, учитывая, что относительная скорость w и переносная и относятся к некоторому определенному радиусу, на котором проведено соответствующее сечение (рассчитывается прямая решетка профилей),

$$\sigma_{\kappa p} = \frac{w_{\max}^2 - u^2}{2gH} \,. \tag{5.28}$$

Тогда расчетная оценка кавитационных качеств проектируемого колеса (решетки профилей) сводится к определению максимальной относительной скорости на лопасти (на рассматриваемом профиле) [36].

Для осевых насосов с густотой решеток лопастей рабочего колеса не более 1—1,2 можно рекомендовать упрощенный метод оценки ожидаемых кавитационных качеств, когда достаточно знать основные параметры насоса и две геометрические характеристики профиля — его кривизну и максимальную толщину. Знание этих параметров позволяет использовать приближенную зависимость для определения максимальной относительной скорости, строго говоря, справедливую только для обтекания изолированного профиля и без угла атаки

$$\boldsymbol{w}_{\max} = \boldsymbol{m}\boldsymbol{w}_{\infty} = (1+\beta)\left(1+\frac{4}{\pi}\cdot\frac{d_m}{l}\right)\boldsymbol{w}_{\infty}, \qquad (5.29)$$

где  $\beta$  — угол, характеризующий кривизну профиля в радианах (см. рис. 23,  $\beta = \beta^{\circ}/57,3$ );

 $d_m/l$  — относительная величина максимальной толщины профиля.

Практика показывает, что формулу (5.29) можно использовать не только при безударном натекании, но и при небольших углах атаки, не превышающих 1,5—2°. Увеличение этих углов выше указанного предела ведет к убыстряющемуся возрастанию действительных величин  $\sigma_{\rm KP}$  по сравнению с рассчитанными по формуле

$$\sigma_{\rm Kp} = \frac{m^2 \omega_{\infty}^2 - u^2}{2gH} \,. \tag{5.30}$$

В большинстве случаев кавитационный коэффициент окр достигает максимального значения на периферийных сечениях. У водометных насосов эти сечения обычно составлены из негустых решеток слабоизогнутых профилей. В этом случае с достаточной степенью точности можно свести зависимость коэффициента окр только к двум величинам [36]

$$\sigma_{\kappa p} = f\left(K_H; \frac{l}{t}\right). \tag{5.31}$$

Решение этой формулы для возможного диапазона значений коэффициента напора показано на рис. 52 кривой  $\sigma_{\kappa p}(K_{II})$ . Этот график справедлив для расчетного режима работы периферий-

ных сечений рабочих колес и только в случаях, когда густота решетки этих сечений была выбрана по рис. 51.

Используя зависимость (2.73) и связь между  $K_H$  и  $n_s$ (см. рис. 49), можно перейти от  $\sigma$  к кавитационному коэффициенту быстроходности *С*. На рис. 52 дана полученная таким пересчетом зависимость  $C(K_H)_{out}$ .

Подчеркнем, что график на рис. 52, во-первых, поз-



Рис. 52. Оценка ожидаемых кавитационных качеств осевых насосов.

воляет оценить величины  $\sigma_{\rm KP}$  или *С* только для периферийного сечения лопастей. Аналогичная оценка для остальных сечений может быть выполнена по формуле (5.30). Во-вторых, при составлении расчетных формул, по которым построен график на рис. 52, был принят ряд допущений. Следовательно, пользуясь этим графиком, можно только предварительно оценить кавитационные качества. Окончательное суждение о них может быть получено только по результатам соответствующих испытаний. В-третьих, полученную зависимость можно рассматривать как оценочную. Специальными мерами при проектировании кавитационные качества могут быть несколько улучшены по сравнению с задаваемыми кривой на рис. 52 [36].

# Выбор густоты остальных решеток

Основная функция насоса — увеличение механической энергии протекающей через него жидкости. Величины средней абсолютной скорости до лопастной системы и за ней примерно одинаковы.

Приращение энергии потока осуществляется почти исключительно за счет увеличения давления. Следовательно, величины относительных скоростей за решетками профилей всегда должны быть меньше, чем до них. Это справедливо как для лопастей колеса, так и для лопаток аппарата.

Решетки профилей насоса всегда диффузорные. Течение происходит с уменьшением относительной скорости и увеличением давления. В основном потоке скорости велики, поэтому кинетическая энергия частиц жидкости достаточна для преодоления увеличивающегося давления.

В пограничном слое скорость меньше, чем в основном потоке, а на обтекаемой поверхности она близка к нулю. Средняя кинетическая энергия частиц в слое всегда меньше, чем в основном потоке. При некоторых условиях ее может не хватить для преодоления растущего вдоль течения давления. В этом случае у поверхности в некотором месте вдоль течения



Рис. 53. Отрывное обтекание профиля.

Рис. 54. Прямоосные диффузоры.

движение жидкости прекратится. Ниже этого места в слое образуется течение в сторону уменьшающегося давления (рис. 53). Пограничный слой оторвется и под ним образуется область с обратным направлением течения.

Если жидкость обтекает поверхность с отрывом пограничного слоя, то потери энергии на вихреобразование в области за отрывом резко возрастут и обтекание поверхности нарушится. При отрывном обтекании профилей изменяется вся картина течения в насосе, поток перестает соответствовать расчетному, и напор становится меньше требуемого.

Поэтому при проектировании лопастной системы насоса обязательно должна быть обеспечена безотрывность обтекания всех профилей.

При течении в прямом диффузоре — расширяющемся трубопроводе — одно и то же увеличение площади живого сечения, а следовательно, уменьшение скорости и увеличение давления может быть получено при различной длине диффузора, т.е. при различном угле его раскрытия  $\theta$  (рис. 54). Из гидравлики известно, что течение в диффузорной трубе будет безотрывным, если угол раскрытия  $\theta$  не больше 7—9°.

В решетке увеличение длины профилей *l* или густоты решетки *l/t* аналогично удлинению прямого диффузора или уменьшению угла его раскрытия. Одпако здесь не может быть названо простого предела, аналогичного указаниому ограничению угла раскрытия прямоосного диффузора. Решение вопроса может быть получено по данным систематических экспериментов на плоских прямых решетках.

Из треугольников скоростей (см. рис. 27) видно, что окружные составляющие скоростей

$$v_{\mu 1} = v_z \operatorname{ctg} \alpha_1$$
 и  $v_{\mu 2} = v_z \operatorname{ctg} \alpha_2$ .

Циркуляция скорости, а значит и напор при почти равных условиях определяются разностью направлений скорости до решетки и за ней

 $\Gamma = tv_{z} (\operatorname{ctg} \alpha_{1} - \operatorname{ctg} \alpha_{2}), \ (5.32)$ 

или через углы относительной скорости

 $\Gamma = tv_z \left(\operatorname{ctg}\beta_2 - \operatorname{ctg}\beta_1\right), (5.33)$ 

т. е. в конечном счете — углом поворота решеткой вектора относительной скорости  $\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$ . Чем больше угол поворота  $\Delta\beta$ , тем больший теоретический напор может быть в ней получен.

Опыт показывает, что при проектировании осевых насосов в качестве максимально допустимого (расчетного) угла поворота потока в решетке может быть принят угол, составляющий 80% от максимально возможного в данной решетке.

Этот угол называют номинальным и обозначают

$$\Delta\beta_{\rm H}=0,8\Delta\beta_{\rm max}.$$

Номинальный угол поворота потока Δβ<sub>п</sub> зависит от геометрических характеристик решетки. На рис. 55 дан график, предложенный А. Р. Хоуэллом, на основе обобщения результатов многочисленных систематических продувок прямых решеток профилей. Пользуясь этим графиком, можно определить минимально допустимую густоту решетки, при которой обеспечивается безотрывность течения в ней.

Таким образом, густоту решетки периферийного сечения лопастей рабочего колеса можно окончательно принять по графику рис. 51 в том случае, если эта густота обеспечивает безотрывность течения в проектируемой решетке, т. е. она не



Рис. 55. Допустимая густота решеток профилей в зависимости от номинального угла поворота потока Λβ<sub>н</sub> решеткой и угла выхода потока β<sub>2</sub>.

меньше, чем требуемая по графику (рис. 55), и если при этом кавитационные качества удовлетворяют требуемым, т. с. величина о по графику на рис. 52 не больше необходимой по формуле (2.77).

Густоту решеток на всех остальных расчетных радиусах выбирают такой, чтобы: она была не меньше требуемой по рис. 55; кавитационные качества решеток [формулы (5.29) и (5.30)] были не ниже требуемых; длины хорд профилей вдоль размаха лопасти (вдоль радиуса) изменялись плавно.

Водометные насосы практически работают при почти постоянном — расчетном режиме работы. В случае необходимости это позволяет несколько уменьшить запас, принятый при построении графика (рис. 55), и выбирать минимально допустимое значение густоты не по номинальному углу поворота потока  $\Delta\beta_{\rm H}$ , а по меньшему — предельному  $\Delta\beta_{\rm пред} = (0,90 \div 9.85) \Delta\beta_{\rm H}$ .

При проектировании лонаток выправляющего аппарата густоту решеток выбирают по первому и третьему условиям, т. е. при обеспечении безотрывности течения и плавности изменения длины хорд профилей.

### Число лопастей

Обычно число лопастей выбирают от 7 до 2, что соответствует изменению коэффициента быстроходности насоса в пределах от 450 до 3000. Более быстроходные насосы имеют меньшее число лопастей.

В работе [30] рассмотрено взаимодействие решеток профилей, расположенных на разных радиусах лопасти рабочего колеса осевой гидромашины. Для характеристики этого взаимного влияния введено понятие об относительной закрутке лопасти  $\Delta \alpha / \lambda$ . Здесь же показано, что для высококачественных осевых насосов этот параметр имеет почти постоянное значение. Последнее позволяет использовать данные статьи [30] для выбора числа лопастей.

Выше было показано, что энергетические и кавитационные качества колеса определяются густотой решеток его профилей. Если решетки колеса рассчитаны, то в результате расчета получены величины густоты l/t и углов установки профилей в решетках  $\alpha$ . Если отвлечься от взаимного влияния решеток, расположенных на разных радиусах, то рабочее колесо может быть спроектировано из рассчитанных решеток при любом числе лопастей. Изменение этого числа осуществляют пропорциональным изменением длины хорды профилей. Например, при некоторой решетке профилей можно спроектировать колесо с двумя, четырьмя или восемью лопастями. При этом на одном и том же расчетном радиусе профили будут подобны рассчитанному, но все их размеры при четырех лопастях вдвое, а при восьми вчетверо будут меньше, чем при двух.

Предложенный Ю. А. Лесохиным [30] параметр относительной закрутки лопасти составляет

$$\frac{\Delta \alpha}{\lambda} = \frac{\frac{x_{\rm K} - x_{\rm II}}{R_{\rm II} - R_{\rm K}}}{\frac{l_{\rm cp}}{l_{\rm cp}}},$$
(5.34)

где ак и ап-углы установки корневого и периферийного профилей лопасти;

*R<sub>к</sub>* и *R<sub>п</sub>* — раднусы расположения этих профилей; *l<sub>cp</sub>* — длина хорды среднего сечения лопасти.

Заменим в формуле (5.34) длину хорды густотой соответ- 1/t ствующей решетки



откуда число лопастей

$$Z = \frac{\left(\frac{l}{t}\right)_{\rm cp} 2\pi r_{\rm cp} \left(\alpha_{\rm K} - \alpha_{\rm n}\right)}{\left(R_{\rm n} - R_{\rm \kappa}\right) \frac{\Delta \alpha}{\lambda}} \,. (5.36)$$





Используем то, что  $(\Delta \alpha / \lambda) \approx \text{const} = 42 \div 50^{\circ}[30]$ . Тогда, подставив это значение в выражение (5.36), после подсчета постоянных получим формулу для определения наивыгоднейшего числа лопастей рабочего колеса

$$Z = (0, 12 :: 0, 15) \frac{\left(\frac{l}{t}\right)_{cp} r_{cp} (\alpha_{\kappa} - \alpha_{n})}{R_{\pi} - R_{\kappa}} , \qquad (5.37)$$

Входящий в это выражение радиус среднего сечения лопасти можно определить по формуле

$$r_{\rm cp} = \frac{1}{3} \left( 1 + \frac{d^2}{1+d} \right) D, \qquad (5.38)$$

где d — втулочное отношение;

D — диаметр рабочего колеса.

Очевидно, что значение  $(l/t)_{cp}$  в формуле (5.37) равно густоте решетки профилей, расположенной на радиусе гср. Если этот раднус расположен между расчетными, для которых известны густоты l/t, то  $(l/t)_{cp}$  определяют интерполяцией, которую удобно осуществить по графику l/t(r), рис. 56.

# Решетка пластин

Простейшей гидродинамической решеткой является прямолинейная решетка бесконечно тонких пластин (рис. 57).



Рис. 57. Прямолинейная решетка бесконечно тонких пластин,



 Рис. 58. Коэффициенты L<sub>п</sub> для прямолинейной решетки пластин.

Циркуляция скорости вокруг пластины в решетке отличается от циркуляции вокруг той же, но изолированной пластины

$$\Gamma_{ip,\pi} = L_{\pi}\Gamma_{i} = L_{\pi}\pi l\omega_{\infty}\sin i, \qquad (5.39)$$

где L<sub>п</sub> — коэффициент, учитывающий отличие обтекания пластины в решетке от единичной пластины, т. е. учиты-
вающий влияние всех остальных профилей решетки на обтекание данного профиля (пластины);

і — аэродинамический угол атаки.

На рис. 58 показан полученный Шильханзлем график коэффициентов  $L_{\pi}$  для прямолинейной решетки пластин в зависимости от относительного шага t/l (величина, обратная густоте решетки l/t) и угла установки пластин  $\alpha$ .

Коэффициент L<sub>п</sub> зависит только от геометрических характеристик решетки. В первом приближении рис. 58 может быть использован и для расчетов решеток неплоских профилей, но при этом профили должны быть заменены эквивалентными пластинами. При замене следует учитывать, что

$$l_{\pi\pi^{2}cr} = 2l_{\pi^{0}po\phi}, \qquad (5.40)$$

т. е.

И

$$\left(\frac{l}{t}\right)_{\pi\pi\text{act}} = 2\left(\frac{l}{t}\right)_{\pi\text{po}\phi}$$
(5.41)

$$\alpha_{\pi,\pi a cr} = \left(\alpha + \frac{\beta}{1}\right)_{\pi p \circ \phi}.$$
 (5.42)

# Расчет решетки дужек при безударном входе

. .

Развертка на плоскость цилиндрического сечения лопастей рабочего колеса дает прямолинейную решетку телесных (конечной толщины) профилей. Метод расчета такой решетки разработан А. Ф. Лесохиным [32, 36]. В результате расчета по этому методу получают координаты поверхности профиля и величины скоростей и давлений вдоль нее. Метод позволяет не только рассчитывать форму профиля, но и изменять ее расчетным путем, т. е. совершенствовать рассчитываемое колесо. Однако расчет этим методом громоздок. Проектирование одного рабочего колеса при ручном счете требует 200—250 час. работы квалифицированного расчетчика. Поэтому здесь мы не можем его рекомендовать.

Прямолинейную решетку профилей можно заменить решеткой эквивалентных бесконечно тонких дужек окружностей. Под эквивалентной будем понимать такую дужку, которая обеспечивает те же параметры (напор или циркуляцию скорости), что и заменяемый профиль. Гидродинамический расчет решетки дужек значительно проще, чем расчет решетки профилей и, как правило, может быть выполнен в течение 2—3 час. при помощи обычной логарифмической линейки.

Метод расчета решетки дужек был разработан И. Н. Вознесенским и В. Ф. Пекиным в 1930—1935 гг. Он основан на решении общего уравнения обтекания решетки дужек, замененных вихревыми слоями при безударном входе. Обтеканием с безударным входом называют такое, при котором направление среднегеометрической скорости (скорости на бесконечности) w совпадает с направлением хорды дужки в решетке. Сущность метода подробно изложена в работе [36]. Ниже приводится только последовательность практических действий при расчете этим методом без учета толщины профилей (см. ниже).

Перед началом расчета решеток должны быть определены: напор H (*м*), подача Q ( $m^3/ce\kappa$ ), число оборотов колеса n (об/мин); его диаметр D (*м*), втулочное отношение d, радиусы расположения расчетных сечений  $r_i$ , густота решеток на этих радиусах (l/t)<sub>i</sub>, гидравлический к. п. д. на каждом из радиусов  $\eta_{ri}$ .

Необходимые для расчета графики даны в приложении I (рис. П1---П13).

Обычно рассчитывают пять сечений. При этом расчетные радиусы выбирают: периферийный — на 2—3 мм меньше, чем D/2; корневой — на 3—4 мм больше, чем  $D_{\rm BT}/2$ ; остальные — на равных расстояниях. Гидравлический к. п. д. принимают постоянным вдоль радиуса или несколько уменьшающимся к периферии.

После этого производят расчет одного сечения:

1. Относительный шаг

$$T_0 = \frac{1}{\frac{l}{t}}.$$
 (5.43)

2. Циркуляция скорости

$$\Gamma = \frac{60gH}{r_{\rm p}n} \ m^2/ce\kappa. \tag{5.44}$$

$$u = \frac{\pi nr}{30} \ \text{m/cek.} \tag{5.45}$$

4. Окружная составляющая абсолютной скорости за профилем

$$v_{u2} = \frac{\Gamma}{2\pi r} = \frac{gH}{\gamma_{\Gamma} u} \quad m/ce\kappa.$$
(5.46)

5. Окружная составляющая среднегеометрической относительной скорости

$$w_u = u - \frac{v_{u2}}{2} \quad \text{m/cek.} \tag{5.47}$$

6. Осевая составляющая абсолютной скорости в колесе

$$v_z = \frac{1,273Q}{D^2 (1-d^2)} \ \text{M/cek.}$$
(5.48)

HO

7. Направление среднегеометрической скорости (скорости на бесконечности)

$$\operatorname{tg} \mathfrak{a}_{\infty} = \frac{v_z}{w_u} \tag{5.49}$$

или

$$\alpha_{\infty} = \operatorname{arctg} \frac{v_z}{w_u}$$
.

8. Скорость на бесконечности

$$w_{z} = \frac{w_{u}}{\cos \pi_{w}}.$$
 (5.50)

9. Величина L — по рис. П.1 (см. прилож. I)

$$L = f_1(T_0; \alpha_{\infty}).$$
(5.51)

На этом и последующих расчетных графиках индекс ∞ опущен.

10. Угол кривизны профиля

$$\beta = \frac{57.3\Gamma}{2\pi r \frac{l}{t} \omega_{\infty} L} = \frac{9.13\Gamma}{\frac{l}{t} \omega_{\infty} rL} .$$
(5.52)

11. Поправка угла установки профиля (угол доворота), учитывающая влияние всех остальных профилей решетки на работу данного (по рис. П.2, прилож. 1)

$$\Delta \alpha = f_2(T_0; \alpha; \beta). \tag{5.53}$$

Поправку  $\Delta a$  определяют по рис. П.2 в тех случаях, когда  $\alpha < 35 - 40^{\circ}$  и  $\beta < 20 - 26^{\circ}$ . Когда  $\alpha$  и  $\beta$  больше указанных, значение  $\Delta \alpha$  находят по одному из графиков (рис. П.3 - П.13), каждый из которых построен для постоянного значения кривизны  $\beta$  через 2°. При промежуточных величинах  $\beta$  значение  $\Delta \alpha$  определяют интерполяцией по двум соседним (меньше и больше требуемого) графикам для  $\beta$ = const.

12. Окончательное значение угла установки дужки

$$\alpha = \alpha_{\infty} + \Delta \alpha. \tag{5.54}$$

## Расчет решетки дужек с углом атаки

Иногда бывает необходимо несколько изменить углы установки профилей на части лопасти (см. § 18). Этого можно достигнуть введением угла атаки.

Если направление  $w_{\infty}$  не совпадает с направлением хорды дужек в решетке, то разницу углов этих двух направлений называют углом атаки. Если угол между  $w_{\infty}$  и осью решетки и больше угла установки дужки  $\alpha$ , то угол атаки положителен, если меньше — отрицателен. При этом следует иметь в виду, что при обтекании профиля с положительным углом атаки скорости на всасывающей стороне профиля вблизи входной кромки увеличатся по сравнению с его безударным обтеканием. Следовательно, давление уменьшится и кавитационные качества ухудшатся. Практика показывает, что заметное ухудшенис этих качеств начинается при увеличении угла атаки более 2—2,5°. При углах атаки меньше этой всличины критические значения кавитационных коэффициентов практически не отличаются от таковых при безударном обтекании.



Рис. 59. План скоростей на входе в решетку дужек, обтекаемых с углом атаки.

Решетки профилей при безотрывном течении обтекаются потенциальным, т. е. без свободных вихрей, потоком. Для таких обтеканий справедлив принцип сложения потоков. Скорости потоков складываются геометрически, а их циркуляции — алгебраически. Обтекание решетки дужек можно представить как результат сложения двух обтеканий, из которых одно является безударным. Оно может быть рассчитано методом Вознесенского — Пекина.

Для полного (искомого) обтекания решетки величины Г,  $\alpha_{\infty}$ и  $\omega_{\infty}$  определяются по формулам (5.44), (5.49) и (5.50).

Работа решетки расчленяется так, что полная (искомая) циркуляция скорости вокруг профилей решетки Г складывается из двух: циркуляции Г', создаваемой при безударном обтекании профилей, и циркуляции Г\*, создаваемой углом атаки  $\alpha^*$ . При этом искомая решетка дужек обтекается с углом атаки  $\alpha^*$ . Это значит, что для нее угол между направлением среднегеометрической скорости и осью решетки  $\alpha'_{\infty}$  при составляющем обтекании без угла атаки (рис. 59)

$$\alpha'_{\infty} = \alpha_{\infty} + \alpha^*. \tag{5.55}$$

Величина среднегеометрической скорости составляющего безударного обтекания

$$\boldsymbol{\omega}_{\infty}' = \boldsymbol{\omega}_{\infty} \cos \boldsymbol{x}^*. \tag{5.56}$$

Для определения величины циркуляции скорости вокруг дужек решетки при составляющем безударном обтекании нужно вычесть из полной циркуляции Г значение циркуляции Г\*, созда-ваемой за счет наличия угла атаки. Последняя приближенно может быть определена для одной дужки

$$\Gamma_1^* = \pi l \omega_{\infty} \alpha^* L \tag{5.57}$$

или для всей решетки

$$\Gamma^* = Z\Gamma_1^* = Z\pi \frac{l}{t} t w_{\infty} \alpha^* L = 2\pi^2 r w_{\infty} \alpha^* \frac{l}{t} L, \qquad (5.58)$$

где L- коэффициент, равный отношению циркуляций вокруг дужки в решетке и одиночной дужки.

Расчеты показали, что для профилей, применяемых в осевых насосах, L практически не зависит от кривизны. Для рассматриваемых дужек окружностей L можно принимать по рис. 58. Для применяемых малых величин угла атаки  $\alpha^*$  можно счи-тать, что введение угла атаки равнозначно увеличению угла установки дужек в решетке на величину угла атаки. Порядок расчета решетки, обтекаемой с углом атаки, сле-

дующий:

1. По уравнению (5.44) определяют циркуляцию скорости полного расчетного потока, обтекающего решетку. 2. По формулам (5.45) и (5.48) находят значения и и v<sub>z</sub>.

3. Направление среднегеометрической скорости полного расчетного потока

$$\operatorname{tg} \alpha_{\infty} = \frac{v_z}{u - \frac{\Gamma}{4\pi r}} \,. \tag{5.59}$$

4. Угол установки дужек решетки в первом приближении определяют из выражения (5.55). 5. По рис. 58 находят L.

6. Циркуляцию скорости, создаваемую углом атаки, подсчитывают по уравнению (5.58).

7. Циркуляция скорости составляющего потока безударного обтекания искомой решетки

$$\Gamma' = \Gamma - \Gamma^*. \tag{5.60}$$

8. Среднегеометрическую скорость составляющего потока без угла атаки подсчитывают по формуле (5.56), а величину  $w_{\infty}$  в ней — по формулам (5.46) и (5.47).

5 А. И Панир 9. Окончательную форму искомых дужек определяют, выполнив расчет решетки дужек методом Вознесенского — Пекина по найденным выше исходным величинам.

10. Окончательный угол установки этих дужек в искомой решетке определяют, увеличив полученный при расчете решетки угол  $\alpha_{\infty}$  на величину принятого угла атаки, т. е. по уравнению (5.55).

## Замена дужки профилем

В результате расчета методом Вознесенского — Пекина получают решетку бесконечно тонких дужек. Следующая задача — замена полученных тонких дужек практическими профилями, имеющими конечную (требуемую, см. § 20) толщину. Это должно быть выполнено так, чтобы суммарные характеристики рассчитанной решетки дужек после замены их профилями остались неизменными.

Эквивалентной будем называть решетку дужек, отличающуюся от рассчитанной так, чтобы решетка телесных профилей, для которых эквивалентные дужки являются средними линиями, создавала те же *H* и *Q*, что и рассчитанная.

Решетки профилей подразделяют на два класса: густые и редкие. К густым относят решетки  $(l/t>1, 2 \div 1, 4)$ , направление скорости за которыми практически не зависит от направления скорости перед решеткой, т. е. не зависит от изменения угла атаки или подъемной силы. Здесь направление скорости за решеткой практически совпадает с направление выходной кромки профилей вне зависимости от циркуляции скорости. Под редкими понимают решетки  $(l/t<0,5\div0,7)$ , направление скорости перед решеткой, т. е. от циркуляции скорости перед решеткой, т. е. от циркуляции скорости вокруг профиля, или его нагрузки.

На рис. 60 дан график [36] для определения величины поправки, на которую нужно изменить кривизну рассчитанной дужки в решетке, чтобы получить эквивалентную. По оси ординат на графике отложена величина  $\overline{\Delta f/c}$ . Здесь  $\Delta \overline{f} = (\Delta f/l)$  — изменение относительной стрелки прогиба эквивалентной дужки по сравнению с расчетной ( $\Delta f = f_{3KB} - f_{pacy}$ ), а  $\overline{c} = (d_m/l)$  — максимальная относительная толщина профиля. Отношение  $\overline{f/c}$ связано с параметром кривизны дужки

$$\frac{\overline{f}}{\overline{c}} = 2 \operatorname{tg} \frac{3}{2} \,. \tag{5.61}$$

Напомним, что  $\beta$  — это угол между хордой и касательной к дужке в ее конце. Очевидно, что угол  $\beta$  равен половине центрального угла дужки (рис. 61). По оси абсцисс (рис. 60) отложены значения угла  $\vartheta_2 = 90^\circ - \beta_2$ , где  $\beta_2$  — угол между направлением относительной скорости за решеткой и осью и решетки. Угол выхода потока может быть подсчитан по формуле

$$tg\,\beta_2 = \frac{w_z}{w_{u2}}\,,\tag{5.62}$$

где  $w_z = v_z - по формуле$  (5.48);  $w_{u2} = u - v_{u2}$ .

Из графика видно, что для густых решеток поправка  $\Delta \overline{f}/c$ не зависит от угла атаки, т. е. от угла поворота потока  $\Delta \beta =$ 



 $= \beta_2 - \beta_1$ , а зависит только от направления скорости за решеткой. Для редких решеток (l/t = 0,5), наоборот, величина поправки практически не зависит от направления



Рис. 60. Учет влияния телесности профиля в насосной решетке на кривизну эквивалентной дужки при обтекании идеальной жидкостью.

Рис. 61. Кривизиа и центральный угол дужки.

скорости за решеткой и существенно связана с углом поворота потока, т. е. с углом атаки и подъемной силой.

Кроме того, для густых решеток поправка положительна, т. е. кривизна эквивалентной дужки должна быть больше, чем у расчетной, а при очень редких решетках ( $l/t < 0.5 \div 0.6$ ) меньше, чем у расчетной.

Порядок определения поправки следующий:

1. В результате расчета решетки дужек получают: густоту решетки *l/t*, угол установки дужек α и их кривизну β.

- 2. Выбирают значение максимальной толщины d<sub>m</sub>.
- 3. Определяют угол выходной скорости β2 по формуле (5.62).
- 4. Находят дополнительный угол ϑ2=90°-β2.

5. Если l/t < 0.6, подсчитывают угол  $\beta_1$ 

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{v_z}{u}$$

и угол поворота потока  $\Delta\beta = \beta_2 - \beta = \Delta \vartheta$ .

6. По значениям  $\vartheta$  и l/t на рис. 60 находят величину  $\Delta f/c$ .

7. Подсчитывают поправку по формуле

$$tg\left(\Delta \frac{3}{2}\right) = 2 \frac{\Delta \bar{f}}{\bar{c}} \cdot \frac{d_m}{l}$$
(5.63)

и угол  $\Delta(\beta/2)$ .

8. Находят угол кривизны эквивалентной дужки

$$\beta_{\mathfrak{s}_{\mathsf{K}\mathsf{B}}} = \beta_{\mathsf{pac}\mathfrak{q}} + 2\left(\Delta \frac{\beta}{2}\right). \tag{5.64}$$

Угол установки эквивалентной дужки тот же, что и у расчетной.

Затем эквивалентные дужки, принимая их за средние линии, "одевают" профилями.

| Координаты симметричного профиля,<br>которые можно использовать<br>для получения размеров<br>проектируемой решетки |                |                |            |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------|----------------|------------|
| $\overline{x}$                                                                                                     | $\overline{y}$ | $\overline{x}$ | <u>y</u> . |
| 0                                                                                                                  | 0              | 0,45           | 1 .        |
| 0,0025                                                                                                             | 0,147          | 0,5            | 0,982      |
| 0,005                                                                                                              | 0,196          | 0,6            | 0,895      |
| 0,01                                                                                                               | 0,294          | 0,7            | 0,756      |
| 0,025                                                                                                              | 0,405          | 0,8            | 0,56       |
| 0,05                                                                                                               | 0,516          | 0,9            | 0,342      |
| 0,1                                                                                                                | 0,662          | 0,95           | 0,222      |
| 0,15                                                                                                               | 0,763          | 0,97           | 0,168      |
| 0,2                                                                                                                | 0,84           | 0,99           | 0,092      |
| 0,3                                                                                                                | 0,949          | 1              | 0          |
| 0.4                                                                                                                | 0,998          |                |            |

Здесь размеры длины даны в долях от длины дужки  $l_{a}$ , принятой за единицу, а размеры толщины  $\delta$  — в долях от максимальной толщины профиля, также принятой за единицу.

Для получения размеров проектируемого профиля нужно величины x умножить на  $l_{\pi}$ , а значения  $\overline{y}$  — на половину выбранной максимальной толщины  $d_m/2$ . Полученные абсциссы  $x_{\pi}$  откладывают (рис. 62) вдоль предварительно вычерченной эквивалентной дужки так, чтобы точка  $x_{\pi}=0$  совпадала с входной точкой дужки. Из каждой полученной на дужке точки (значения  $x_{\pi}$ ) как из центра проводят окружность, радиус которой равен соответствующему значению  $r_{\pi} = \overline{y}(d_m/2)$ . Искомая поверхность профиля является касательной к полученным окружностям. Длину дужки можно определить из выражения

$$l_{\rm g} = 0,0175l \, \frac{\beta_{\rm sKB}^0}{\sin\beta_{\rm sKB}} \,, \tag{5.65}$$

где *l* — длина хорды дужки; <sub>βәкв</sub> — угол кривизны эквивалентной дужки, град.



Рис. 62. «Одевание» эквивалентной дужки профилем.

Величина радиуса дужки

$$R_{\rm g} = \frac{l}{2\sin\beta_{\rm SKB}} \,. \tag{5.66}$$

Для уменьшения погрешностей определения координат полученного профиля полезно выполнять построение профиля не менее чем в пятикратном масштабе.

## Расчет лопаточного отвода

Принципиально гидромеханический расчет решеток профилей лопаточного отвода не отличается от расчета рабочего колеса. Здесь нет переносной скорости, так как n=0, и абсолютные скорости одновременно являются и относительными. Циркуляцию скорости вокруг аппарата принимают равной таковой вокруг колеса. Диаметры втулки у аппарата и колеса принимают равными. Тогда одинаковы и значения расчетных радиусов, а также величины циркуляции скорости на одинаковых радиусах у колеса и аппарата. Густоту решеток аппарата выбирают по условню безотрывности течения, т. е. не меньше, чем по рис. 55.

Число лопаток отвода при выбранной густоте решеток главным образом определяет его осевой габаритный размер. С этой точки зрения предпочтительно выбирать бо́льшее число лопаток.

Лопатки отвода неподвижны, а лопасти вращающегося впереди него рабочего колеса движутся. За лопастями образуются гидродинамические следы (рис. 63), которые смыкаются на значительном удалении за решетками. Чтобы поток перед аппаратом был равномерным, как это предусматривается расчетом, необходимо, чтобы осевое расстояние между лопастями колеса и лопатками аппарата было не меньше, чем длина основного участка за колесом (рис. 63). Однако это приводит к весьма значительному увеличению осевого размера лопастной системы.

Обычно осевое расстояние между выходными кромками колеса и входными отвода достаточно принимать  $(0,1 \div 0,15) l_{\kappa}$ ,



Рис. 63. Схема гидродинамических следов за решеткой профилей.

где  $l_{\rm R}$  — длина хорды лопастей колеса, что много меньше длины основного участка следа. При этом на лопатках возникают волны давления [36].

Можно считать, что длина лопаток должна быть такой, чтобы в каждый момент времени на ней было не менее двух волн давления. Из этого условия следует ограничение в выборе числа лопаток. Если выбрано число лопастей колеса Z<sub>1</sub>, то число лопаток

отвода  $Z_2$  можно определить по формуле

$$Z_{2} \approx \frac{Z_{1} \left(\frac{l}{t}\right)_{2}}{2 \sqrt{\frac{0,162 K_{Q}^{2}}{(1-d^{2})^{2}} + \frac{0,242 K_{H}^{2}}{\gamma_{\Gamma}^{2}}}}.$$
(5.67)

При этом число лопаток не должно быть равным или кратным числу лопастей.

Сказанное целиком относится к тем случаям, когда перед рабочим колесом насоса устанавливают статор. Так как обычно одна из колонок статора служит кронштейном направляющего подшипника, то ее выполняют толстой, что значительно увеличивает гидродинамический след за ней. В этом случае статор нужно устанавливать перед входными кромками колеса не ближе, чем на 1.0  $l_c$  или 0.5  $l_\kappa$ , где  $l_c$  — длина статорной колонки, а  $l_\kappa$  — наибольшая длина хорды лопасти колеса.

В многоступенчатых насосах осевой зазор между выходными кромками лопаточного отвода предыдущей ступени и входными кромками лопастей колеса последующей можно выбирать примерно в два раза больше указанного выше зазора между колесом и отводом.

## § 17. ПРОЕКТИРОВАНИЕ НАСОСА

## Рабочее колесо

Проектирование рабочего колеса начинают с составления теоретического чертежа его лопасти, где в основном дают раз-меры рассчитанных ранее решеток профилей. Объединение профилей, расположенных на различных радиу-сах, в лопасть должно быть выполнено так, чтобы обеспечить

плавность поверхности лопасти. Наиболее простым является

условие, когда на радиальной прямой совмещают середины напорной поверхности лопасти. Если рабочее колесо выполняют с отъемными лопастями (см. ниже), лучше совмещать на радиальной прямой сере-дины профилей. При этом корневая часть профиля будет расположена на цапфе симметрично.

Способ задания размеров профилей на теоретическом чертеже зависит от принятой технологии изготовления колеса. Наиболее удобен такой способ изготовления лопастей, при котором окончательную слесарную обработку напорной поверхности лопасти выполняют по пространственному шаблону (см. ниже), а всасывающей — по толщинам профилей. Дальнейшее изложено применительно к этому способу.



Рис. 64. Способ задания координат и толщин на теоретическом чертеже профиля лопасти рабочего колеса (первый способ).

По вычерченному в большом масштабе профилю (см. § 16) определяют координаты его напорной поверхности (рис. 64). Точка ц — средняя (по длине) точка поверхности. При состав-лении лопасти из рассчитанных профилей точки ц должны быть совмещены на радиальной прямой.

На некотором произвольном (круглом) расстоянии  $y_{\rm fl}$  от точки ц выбирают базовую горизонталь. Это расстояние должно быть на 20—30 мм больше половины максимальной высоты hоыть на 20—30 мм оольше половины максимальной высоты nкорневого профиля. Величину  $y_{\rm q}$  принимают одинаковой для всех сечений лопасти. Начало координат O для всех профилей выбирают на базовых горизонталях на постоянном расстоянии (10 мм) от входной кромки каждого профиля. Базовую гори-зонталь принимают за ось абсцисс, а вертикаль, проведенную через точку O,— за ось ординат. В этой системе и задают коор-динаты напорной поверхности профилей. При таком способе



задания координаты поверхности одновременно являются И размерами шаблонов.

Вторую — всасывающую поверхность профиля — задают величинами радиусов окружностей, проведенных из центров точек напорной поверхности, заданных координатами на чертеже (см. рис. 64). Кроме того, на чертеже нужно задать радиусы за-круглений кромок профиля:  $\rho^*$  — входной и  $\rho^{**}$  — выходной.

На теоретическом чертеже, пример оформления которого показан на рис 65, приводят все (как правило пять) развертки цилиндрических сечений лопасти, план рабочего колеса и вид лопасти сбоку. Здесь же указывают основные технологические требования.

Если обработку поверхностей лопас-тей предполагается вести по двум шаблонам, на теоретическом чертеже задают не толщины, а координаты обеих поверхностей. В этом случае размеры задают в двух системах координат, как это по-казано на схеме (рис. 66). Удобно ординату пулевой линии для размеров вса-сывающей поверхности выбирать на одинаковом (круглом) для всех профилей расстоянии У от нулевой линии напорной стороны.

На рис. 66 пунктиром нанесены внешние контуры шаблонов данного сечения. Очевидно, что размеры У и у<sub>ц</sub> должны быть одинаковыми для всех сечений колеса.



Рис. 66. Способ задания координат поверхностей на теоретическом чертеже профиля лопасти раколеса (второй бочего способ).

Требования к оформлению теоретического чертежа колеса и

при таком способе задания поверхностей остаются прежними. Рабочее колесо может быть изготовлено тремя способами: цельнолитым (см. рис. 14), с отъемными литыми и обработан-ными отдельно лопастями и сварным.

На рис. 67 дан пример рабочего чертежа сварного рабочего колеса. При изготовлении такого колеса сначала должны быть колеса. При изготовлении такого колеса сначала должны быть изготовлены заготовки втулки и лопастей, а затем последние приварены. Чтобы уменьшить поводку лопастей, сварку колеса выполняют в специальном приспособлении. Окончательная об-работка поверхностей лопастей и обточка периферии должна быть выполнена обязательно после отжига, либо нормализации для снятия остаточных напряжений после сварки. На рис. 68 дан пример рабочего чертежа колеса с отъем-ными лопастями. Здесь наибольшие трудности представляет расточка гнезд под цапфы лопастей во втулке.



Рис. 67. Рабочий чертеж сварного рабочего колеса (пример).



Рис. 68. Рабочий чертеж колеса с отъемными лопастями (пример).

Рабочий чертеж лопасти, которая полностью изготовляется отдельно, показан на рис. 69. Окончательную обточку периферии лопастей выполняют на колесе в сборе.

Если движитель был спроектирован по испытанному ранее прототипу, предпочтение следует отдавать сварному, либо цельнолитому колесу (чертеж последнего непринципиально отличается от сварного). В случае, когда движитель заново рассчитан и проектировщик не располагает результатами его испытаний, рабочее колесо лучше выполнить с отъемными лопастями.



Рис. 69. Чертеж отъемной лопасти рабочего колеса (пример).

Такая конструкция позволит при испытаниях точнее согласовать движитель с двигателем путем поворота лопастей.

После изготовления рабочее колесо (правильнее весь ротор движителя, т. е. вал со всеми закрепленными на нем деталями) должно быть статически отбалансировано.

Максимально допустимый небаланс на окружности наибольшего радиуса колеса допускается примерно 0,0010 ÷ 0,0015 от веса рабочего колеса (например, если колесо весит 10 кг, то максимальный допуск на небаланс составит 10—15 г).

# Лопаточный отвод

Для лопаточного отвода, как и для рабочего колеса, необходимо изготовить теоретический чертеж. Удобнее всего лопатку отвода составить из профилей, полученных в результате расчета решеток, собирая на радиальной прямой середины их хорд. Способ задания размеров зависит от принятой технологии изготовления. На рис. 70 показаны два способа задания размеров: при замере толщин и использовании двух шаблонов. На рис. 71 дан пример оформления теоретического чертежа отвода.

Пример рабочего чертежа лопаточного отвода можно видеть на рис. 72.

Обычно лопатки скрепляют с камерой (ободом) и втулкой с помощью сварки. В случае, когда лопатки и другие детали стальные — это электросварка, при бронзовых или латунных



Рис. 70. Два способа задання координат поверхностей на теоретическом чертеже профиля лопатки отвода: a — при изготовлении по одному шаблону и толщинам;  $\delta$  — по двум шаблонам.  $x_n$ ,  $y_n$  — координаты центра, принятые по напорной стороне.

деталях — газовая сварка, при пластмассовых (например, из полиэтилена, поливинилхлорида и т. д.) — сварка горячим воздухом. Иногда аппараты изготовляют цельнолитыми, но такой способ изготовления более трудоемок и при его применении трудно обеспечить требуемую чистоту обтекаемых поверхностей. Исключение составляют литье под давлением в кокиль, литье по выплавляемым моделям и прессование из пластмасс. Однако эти способы рационально применять только при массовом или крупносерийном производстве.

## Корпус насоса

Как правило, корпус насоса выделяют в отдельную конструкцию в крупных мощных движителях на сравнительно больших судах, судах на подводных крыльях, когда насос



Рис. 71. Пример оформления теоретического чертежа лопаточного отвода.







H

Разбертка сечения R,









Р<sub>ис.</sub> 72. Рабочий чертеж лопаточного отвода при цилиндрической поверхности камеры.

выделен в отдельную конструкцию и т. д. На малых судах корпус насоса обычно объединяют с корпусом движителя и изготовляют заодно с коленом. В этом случае необходимо выделять

из корпуса камеру рабочего колеса, которую выполняют как съемное цилиндрическое кольцо длиной несколько больше осевого размера лопастей колеса.

На рис. 73 в качестве примера дан чертеж волометного движителя с корпусом из стеклопластика, разработанный Э. Э. Клоссом [22]. Эта конструкция предельно проста. Отличительные ее черты следующие: корпуса движителя насоса И объединены в одну депередний наталь; правляющий полшипник вынесен во втулку лопаточного отвода, и ΠΟЭΤΟΜΥ специальные кронштейны перед рабочим колесом не требуются; весь движитель выполнен как KOHсамостоятельная собственструкция С ной подшипниковой сичто стемой. существенно упрощает MOHтаж валовой линии И делает ее независимой от двигателя: наличие упорного (на чертеже радиально - упорного шарикового) полшипника исключает пере-



дачу осевого усилия на подшипники двигателя. Все сказанное позволяет осуществить соединение валов движителя эластичной муфтой и снизить жесткие требования по центровке двигателя. На рис. 74 дан пример водометного насоса, выделенного в отдельную конструкцию. Отличительная особенность этой конструкции в том, что здесь подвод вращения осуществлен с помощью угловой передачи.



Рис. 74. Пример независимого корпуса водометиого иасоса с угловой передачей.

#### Многоступенчатые насосы

В § 15 отмечены случаи необходимого применения многоступенчатого насоса. Обычно в таком насосе используют две или более одинаковые ступени, при этом все ступени насоса дают одинаковые величины напора. Иногда для улучшения общих кавитационных качеств насоса рационально выполнять первую ступень с более высоким коэффициентом быстроходности, т. е. меньшим напором, чем у последующих ступеней. При этом стремятся подобрать такое распределение напоров, чтобы напор



Рис. 75. Пример коиструкции трехступенчатого водометного насоса. Верхняя половина — вариант с цельнолитыми (сварными) рабочими колесами, нижняя -- с отъемными лопастями.

8 н 17 - лопасти второй и третьей ступеней; 9 и 16 - нулки колес второй и третьей ступеней; 10 и 18 - камеры колес этих ступеней; 11 - лопаточный отвод второй ступени; 12 - основной резиновый подшининк; 14 - болт фиксации лопаточныго отвода: 15 - свинцовая либо резиновая шайба; 19 - корпус насоса; 20 - гайка вала; 21 - выходное сопло с лопаточным от-4-камера колеса первой сту-6 - промежуточный резиновый подшипник; 7 и 13 - распорные втулки; / - передний обтекатель; 2 --- лопасть первой ступени; 3 - втулка колеса первой ступени; водом третьей ступени. пени; 5 — лопаточный отвод первой ступени;

129

первой ступени обеспечивал бескавитационную работу второй при заданной величине геометрической высоты всасывания. При этом используют то, что рабочее колесо первой ступени является (по ходу жидкости) первым элементом в лопастной системе, и диаметр его втулки может быть выполнен меньше, чем у всех последующих.

На рис. 75 дан пример конструкции трехступенчатого насоса, у которого коэффициенты быстроходности составляют у первой ступени 700 и 350 у второй и третьей. На чертеже показаны два варианта изготовления рабочих колес. В верхней половине рисунка дан вариант с цельнолитыми (либо сварными) колесами, а в нижней — колес с отъемными лопастями.

Корпусом насоса служит прямая цилиндрическая труба. В насосе имеются два направляющих резиновых подшипника скольжения. Из них правый — основной несущий подшипник, а левый главным образом выполняет функции уплотнения между второй и первой ступенями (перепад давления по обе стороны подшипника в первом приближении равен разности давления до и за лопаточным отводом, т. е. приближенно  $\Delta v_{ua}^2/2g$ , где  $\Delta v_{ua} = v_{u2} - v_{u3}$ ). Чтобы обеспечить определенность в функциях подшипников, выполняют радиальный зазор в левом подшипнике в полтора-два раза больше, чем в правом.

Распорные втулки 7 и 13 одновременно являются рабочими шейками подшипников. Их изготовляют из бронзы, а иногда из нержавеющей стали. Однако следует учитывать, что нержавеющие стали при задирах способны образовывать спирально завитые заусенцы, что может значительно снизить срок службы подшипника.

Обратим внимание на то, что в этой и аналогичных конструкциях на валу установлено значительное число деталей, за-крепленных одной гайкой 20. В нашем примере таких деталей шесть. Если хотя бы у одной из них торцовые поверхности выполнены с увеличенным по сравнению с допускаемым торцовым боем, то затягивание гайки 20 вызовет изгиб вала. Это нарушит строго регламентированные зазоры в подшипниках, радиальные зазоры между рабочими колесами и их камерами, нарушит балансировку ротора. Все торцовые поверхности деталей, посаженных на вал, должны быть обработаны со строгим (не ниже второго класса) допуском на неперпендикулярность их с осью. непараллельность торцов между собой и с чистотой торцовых поверхностей не ниже шестого класса. Оценку правильности выполнения деталей осуществляют проверкой радиального боя шеек 7 и 13 на собранном роторе при отпущенной и затянутой гайке 20. Статической балансировке обязательно должен быть подвергнут ротор в целом с затянутой гайкой 20. При числе оборотов ротора насоса более 1500 в минуту необходимо вы-полнять его динамическую балансировку.

## Отъемные лоцасти

Рассмотрим порядок изготовления лопастей рабочего колеса на примере отъемных лопастей тихоходного осевого насоса.

Процесс начинают с изготовления приспособления, которое состоит из трех основных частей: плиты для установки шаблонов, оси, имитирующей ось насоса, и держателя для закрепления изготовляемой лопасти.

Конструкция плиты с закрепленными на ней шаблонами н осью показана на рис. 76. На плите проточены прямоугольные

кольцевые канавки, в которых **установлены** шаблоны. Последние изготовлены из однодвухмиллиметровой лиили стовой стали. Канавки в плите соответствующей выполнены ширины. Очевидно, что глубина всех канавок должна быть олинаковой. Средний ралиус канавок равен радиусу расчетных сечений лопасти, данному на ее теоретическом чертеже (см. рис. 65).

Шаблоны изготовляют по размерам соответствующих сечений лопасти, приведенным на ее теоретическом чертеже. Разметку координат ведут на плоском листе. После припиловки рабочей поверхности



Рис. 76. Конструкция опорной плиты приспособления для обработки лопастей с установленными на ней осью приспособления и пространственным шаблоном,

шаблона по разметке с обеих ее сторон снимают фаски под углом 30° к плоскости шаблона так, чтобы между ними остался рабочий поясок шириной примерно 0,3 ~ 0,5 мм.

Затем шаблоны изгибают по цилиндру. Радиус изгиба удобнее контролировать по вогнутой поверхности. При этом он должен быть меньше радиуса данного сечения лопасти, обозначенного на теоретическом чертеже, на половину толщины пластины шаблона.

У нижнего опорного торца шаблонов закрепляют специальные шпильки (рис. 76), при помощи которых шаблоны притягивают к дну канавок и закрепляют на плите приспособления.

Контроль взаимного расположения шаблонов на плите при их сборке удобно осуществлять следующим способом. В пластинах каждого из шаблонов при их изготовлении выполняют контрольное отверстие, расположенное на постоянной для всех шаблонов высоте от базовой поверхности и на вертикали, проходящей через ось поворота лопасти (см. рис. 76). При правильно собранных шаблонах эти контрольные отверстия должны быть расположены на одной радиальной прямой, что легко проконтролировать цилиндрическим штырем.

По этим шаблонам изготовляют модель для отливки лопастей и обрабатывают напорную поверхность лопастей. Модель можно изготовить из пластмассы, например, из листового плексигласа. На рис. 77 показана модель, изготовленная из трех склеенных между собой деталей: тела, или как его называют, пера лопасти, и двух бобышек — основной (большой) для цапфы лопасти и дополнительной (малой) — прилив для центра, кото-



Рис. 77. Модель лопасти из органического стекла.

рый необходим при обточке цапфы. Кроме того, вдоль выходной (тонкой) кромки лопасти выполняют местное утолщение за пределами поверхности лопасти (рис. 77) для улучшения условия заполнения формы металлом при отливке.

При изготовлении модели толщину профилей лопасти задают с припуском, величина которого должна быть минимальной для сокращения последующей обработки, но достаточной, чтобы скомпенсировать поводку отливки и литейные погрешности поверхностей. При качественной отливке припуск может быть принят (при диаметре рабочего колеса до 400 мм)  $2,5 \div 3$  мм на размер, что соответствует  $1,25 \div 1,5$  мм на сторону.

В местах сопряжения поверхностей лопасти и цапфы должны быть галтели с радиусом не менсе 5—8 мм. Эти галтели могут быть выполнены либо в модели, либо подрезкой земли при формовке.

После очистки и обрубки прибылей и литников и термообработки отливки для снятия остаточных литейных напряжений напорную поверхность лопасти грубо припиливают по шаблонам, после чего лопасть кладут на шаблоны и рейсмусом размечают ось ее поворота на торцовых поверхностях бобышек. Засверливают в них центровые отверстия и обтачивают цапфу. Затем в цапфе засверливают и нарезают отверстие под шпильку. При этом удобно опирать лопасть на центровой упор, закрепленный на столе сверлильного станка соосно со сверлом, либо выполнять сверление на токарном станке, упирая лопасть в передний центр.

После обработки цапфы приступают к окончательной обработке лопасти. Для этого ее закрепляют в держателе, как это показано на рис. 78. Напорную новерхность лопасти припиливают по шаблонам по краске. По окончании обработки поверхности первой лонасти на оси приспособления укрепляют упор (см. рис. 76), и все последующие обрабатывают при одном и том же положении это-

го упора. Таким образом, обеспечивается идентичность всех лопастей.

Вторую — всасывающую поверхность — обрабатывают по толщинам, заданным на теоретическом чертеже, в следующем порядке. Сначала на уже обработанной напорной поверхности размечают все точки расчетных окружностей (следы краски от шаблонов), в которых на теоретическом чертеже заданы толщины. Затем на сверлильном станке, на столе которого предварительно устанавливают центровой упор, засверливают всасы-



Рис. 78. Общий вид приспособления с установленной на нем лопастью.

вающую поверхность против каждой из размеченных точек до такой глубины, чтобы оставшееся расстояние от опорного центра до конца сверла в каждом из сверлений было на 0,15 – 0,2 мм больше заданной для этого места толщины. Центровой упор не должен быть острым. Удобнее, если он выполнен со сферическим кончиком с радиусом закругления примерно 1,5 – 2 мм.

После того как лопасть засверлена во всех расчетных точках, выполняют обдирку толщины лопасти, т. е. снимают весь лишний металл так, чтобы от каждого сверления оставалась видна только точка — центр. Затем окончательно припиливают и заполировывают всасывающую поверхность лопасти, контролируя все толщины.

Измерение толщин удобно производить с помощью индикаторной скобы, которую можно изготовить самому, использовав обычный механический индикатор. На рис. 79 показана обработанная лопасть.

По окончании обработки поверхностей пера лопасти и всасывающей и напорной кромок все лопасти устанавливают при требуемом угле и закрепляют на втулке рабочего колеса. Затем в собранном виде на оправке обтачивают периферийные торцы лопастей по цилиндру до требуемого размера. После обработки необходимо выполнить статическую балансировку колеса. Внешний вид семилопастного рабочего колеса тихоходного насоса показан на рис. 80.



Рис. 79. Отъемная лопасть рабочего колеса.



Рис. 80. Рабочее колесо тихоходного насоса с отъемными лопастями.

# Лопаточный отвод

Лопаточный отвод можно выполнить цельнолитым. Однако в водометных движителях с малым размером колеса (до 400—450 мм) и особенно в случаях, когда нужно изготовить один движитель, рациональнее выполнять сварной аппарат. На рис. 81 дан внешний вид такого аппарата для технологически наиболее сложного случая — тихоходного насоса с большим втулочным отношением. На рисунке показан отвод с задним обтекателем, токностенным, выдавленным из листовой латуни, толщиной 1 м (диаметр рабочего колеса 350 мм).

При сварной конструкции отвода лопатки изготовляют отдельно. Порядок их изготовления примерно тот же, что и для лопастей колеса. Полезно после изготовления лопаток приварить их только ко втулке, затем наружные торцы обточить до нужного размера, использовав в качестве базы посадочную поверхность внутри втулки, в которой затем будет закреплен подшипник. После совместной обточки лопаток приваривать их к ободу аппарата можно без специального приспособления для центровки обода.

В большинстве насосов, особенно в быстроходных, можно упростить форму профилей лопаток аппарата, заменив их дужками. При этом на каждом сечении форма профиля будет определяться тремя параметрами: длиной профиля l, его кривизной  $\beta$  и углом установки  $\alpha$ . Вместо параметра кривизны удобнее пользоваться радиусом кривизны R, величину которого можно подсчитать по формуле (5.66). Если профили сечений лопатки заданы координатами и толщинами, как это дано в приложении II, то форму дужки можно определить графически (рис. 82), где x и y — оси координат, в которых заданы размеры в таблицах. На рисунке пунктиром показан профиль, вычерченный по размерам, указанным в таблице. Средняя линия заменяющей дужки по возможности



Рис. 81. Сварной лопаточный отвод тихоходного насоса с надетым задним обтекателем.



Рис. 82. Схема замены профиля сечения лопатки отвода дужкой постоянной толщины.

должна совпадать с серединами толщин профиля. Величины l, R и  $\alpha$  определяют измерением на чертеже. Входную кромку закругляют радиусом, равным половине толщины дужки, выходную — заостряют.

#### § 19. ЭЛЕМЕНТЫ ДВИЖИТЕЛЯ

## Форма сопла

Форма проточной части выходного сопла должна обеспечивать: плавный отвод жидкости от насоса, требуемое гидравлическое сечение, т. е. площадь выходного отверстия, цилиндрическую форму и максимально возможную устойчивость струи, выходящей из сопла, и минимальные гидравлические потери. Последнее совпадает с условием безотрывного течения в сопле.

В гидромеханике разработаны способы расчета формы проточной части оптимальных конфузоров. Если заданы диаметры входа и выхода и длина конфузора, то размеры его образующей могут быть рассчитаны по формуле [39]

$$r = \frac{r_2}{\sqrt{1 + \left[ \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^2 - 1 \right] \frac{z}{l}}},$$
 (5.68)

- где r<sub>1</sub> и r<sub>2</sub> радиусы выходного и входного отверстий; *l* — длина конфузора;
  - r и z текущие значения радиуса и длины, когда последняя отсчитывается вдоль оси от выходной плоскости.

В большинстве случаев, особенно у движителей малых судов, лопаточный отвод насоса помещают в выходном сопле. На рис. 83 даны схемы двух вариантов выходного сопла. Ниже оси — схема свободного сопла, выше — совмещенного. Из срав-



Рис. 83. Схемы выходного сопла. Внизу — своболное сопло: наверху — сопло совмещено с лопаточным отводом.

нения видно, что применение совмещенного сопла позволяет существенно сократить осевой размер движителя.

Координаты поверхности совмещенного сопла (размеры xи y на рис. 83) можно приближенно получить следующим приемом. По формуле (5.68) определяют координаты z и r свободного сопла, входной размер которого  $r_2$  равен радиусу приведенного круга, т. е. с учетом формулы (2.57)

$$r_2 = \frac{D_{\rm np}}{2} = \frac{D}{2} \sqrt{1 - d^2}.$$
 (5.69)

Задаются формой втулки лопаточного отвода и выходного обтекания r<sub>в</sub>. Затем по формуле

$$y = \sqrt{r_{\rm B}^2 + r^2} - r_{\rm B}$$
 (5.70)

подсчитывают значения у или определяют радиусы поверхности сопла

$$r_2 = \sqrt{r_{\rm B}^2 + r^2}.$$
 (5.71)

Значения радиуса втулки подставляют для тех же сечений, при которых были подсчитаны величины r свободного сопла, т. е. для тех же z или x=l-z (рис. 83).

Длина сопла, вообще говоря, может быть произвольной. Наилучшее выравнивание поля скоростей в выходном отверстии дают сопла, длина которых примерно равна двум диаметрам выходного отверстия. Хорошие результаты дает некоторое удлинение сопла цилиндрическим участком. Длина такого участка на выходе из сопла может составлять 0,1 - 0,2 от диаметра выходного отверстия.

## Колено

Колено водометного движителя является основным элементом его корпуса и соединяет проточную часть движителя с корпусом (днищем) судна. Форма проточной части колена должна быть такой, чтобы обеспечить: подвод воды к рабочему колесу с равномерным полем скоростей; минимальные гидравлические потери на вход жидкости в водометный трубопровод и при течении в колене; максимальное использование энергии движения корпуса судна, т. е. максимальное значение коэффициента взаимодействия движителя с корпусом судна β.

В § 13 показано, что уменьшение коэффициента потерь на вход без увеличения его размера может быть достигнуто применением минимального угла, скруглением кромок сопряжения трубы с днищем, применением конфузорной трубы и рациональным выбором скорости во входном участке трубы (см. рис. 42), равной или несколько меньшей (см. § 34) расчетной скорости хода корпуса. Аналогично эти же факторы влияют и на все остальные отмеченные выше качества колена.

На рис. 73 были показаны основные размеры двух вариантов колен при одном и том же номинальном диаметре рабочего колеса насоса Размеры даны в долях от этого диаметра. Здесь конструкция движителя показана применительно к колену без конфузорности (сплошные линии), т. е. при одинаковых диаметрах входа в колено и рабочего колеса насоса. Пунктиром даны обводы входного участка водометного тракта с конфузорным коленом, у которого входной диаметр составляет примерно 1,1 от номинального диаметра насоса. Размеры этого варианта подвода на рисунке указаны в скобках.

Уменьшение входного размера колена против данного сплошными линиями недопустимо, а увеличение за пределы данного пунктирными линиями нежелательно в связи с излишней потерей водоизмещения.

#### Защитная решетка

На входе в водометную трубу устанавливают защитную решетку. Конструкция решетки должна быть такой, чтобы наряду с выполнением своих защитных функций она оказывала минимально возможное сопротивление протекающему потоку.



Рис. 84. Схема установки защитной решетки в начале трубопровода.

Часто решетку устанавливают под углом к потоку во входном сечении трубы, как это показано на рис. 84. Такую решетку обычно выполняют откидной для удобства ее очистки.



Рис. 85. Форма полос защитных решеток и график коэффициентов влияния относительной толщины полос.

По нашему мнению, рациональнее устанавливать решетку во входном отверстии водопараллельно тракта метного днищу, как это показано на рис. 73. При такой схеме решетка расположена в зоне скоростями С минимальными сопротивление И ee потока наименьшее. Защитные функции решетки при этом также выполняются наилучшим <u>об-</u> разом.

Потери энергии в решетке могут быть подсчитаны по обычной формуле

$$h_{\rm peux} = \zeta_{\rm peux} \frac{w_1^2}{2g}$$
, (5.72)

где  $w_i$  — средняя скорость потока перед входом в решетку.

К сожалению, подробные данные о потерях энергии в защитных решетках водометных движителей практически отсутствуют. Приближенно (с некоторым запасом) коэффициент местного сопротивления ζ можно определить аналогично тому, как это делают для прямых решеток.

Наиболее рационально выполнять защитную решетку из полос, параллельных оси трубы (параллельно ДП). Для решетки, состоящей из таких полос,

$$\zeta_1 = cK_1, \tag{5.73}$$

где коэффициент c зависит от формы сечения полос, а коэффициент  $K_1$  — от относительной толщины полос.

На рис. 85 даны типовые сечения полос, а также график зависимости коэффициента  $K_1$  от величины  $\delta/b$ , характеризующей стеснение потока полосами решетки, где  $\delta$  — толщина полос, а b — расстояние между осями соседних полос.

#### Значения коэффициентов формы полос защитных решеток [19]

Номер стержня (рис. 85) 1 · 2 3 4 5 6 7 с . . . . . . . . . . . . 2,42 1,83 1,67 1,04 0,92 0,76 1,79

#### О применении стеклопластиков для изготовления элементов движителя

Главные недостатки водометного движителя — гидравлические потери при течении по его трубопроводу. Эти потери минимальны, если при изготовлении водометного трубопровода

обеспечены максимально возможные плавность и чистота (гладкость) обтекаемых поверхностей.

Формы проточного тракта, особенно поверхности водоприемника и колена, достаточно сложны. Они могут быть изготовлены сваркой из стальных обечаек. Но при этом неизбежны нарушения плавности поверхности.

При изготовлении корпуса водометного движителя из стеклопластиков могут быть обеспечены: точное соответ-



Рис. 86. Дстали каркаса (шаблонов) болвана для выклейки корпуса водомета из стеклопластика.

1 — фанерные шаблоны поперечных сечений с вырезами для прохода фальшвала; 2 — продольный шаблон сечения по ДП.

ствие действительной формы проточной части расчетной, максимальная плавность обтекаемых поверхностей и их гладкость; стеклопластиковые поверхности не корродируют и не требуют периодической окраски, что необходимо при стальном корпусе. Кроме того, изготовление движителя из пластмассы позволяет значительно уменьшить его вес, что особенно важно для малых судов. Стеклопластиковый корпус движителя можно применять как при пластмассовом [22], так и при деревянном [21], либо металлическом корпусе судпа.

Подробные технологические указания по составу стеклопластиков и изготовлению корпуса из них читатель найдет в работах различных авторов [21, 22, 27].

При конструировании формы проточной части колена и подвода необходимо задать ряд последовательных сечений тракта плоскостями, пормальными к средней (осевой) линии колена. Эти размеры нужны для изготовления шаблонов поперечных сечений водовода, из которых собирают (рис. 86, [22]) каркас болвана для выклейки корпуса.

## Опорные подшилники

Вал насоса водометного движителя обычно опирают на два подшипника [31]: опорно-упорный, как правило, шариковый подшипник, расположенный на внешней стороне колена, и опорный подшипник скольжения, расположенный во втулке лопаточного отвода насоса или в специальном кропштейне перед рабочим колесом.

В качестве опорных подшипников скольжения валов водометных насосов обычно применяют резиновые подшипники, изготовляемые в соответствии с ГОСТ 7199—54 [11, 31]. Такой подшипник (рис. 87) состоит из латупного стакана с привулканизированной изпутри резиновой облицовкой.

Подшипник смазывается и охлаждается забортной водой. Циркуляция смазывающей воды через подшипник, установленный во втулке лопаточного отвода, происходит под действием разности давлений за анпаратом и до него. Для облегчения этой циркуляции между торцами втулки анпарата (см. рис. 73), его обтекателем и втулкой колеса должны быть осевые зазоры. С этой же целью в подшиннике выполняют продольные желобки (см. рис. 87). Хорошая смазка подшинника обеспечивается тем, что в сопряжении поверхностей подшинника и шейки вала выполняют обеспеченный зазор, величина которого  $0,2 \div 0,4$  мм зависит от окружной скорости шейки вала. Бо́льшие зазоры применяют при меньших скоростях и наоборот.

Стандартные подшинники изготовляют с отклонениями по внутреннему диаметру до +0,2 ··· +0,4 мм в зависимости от размера. Эти отклонения соизмеримы с требуемым зазором. Поэтому диаметр шейки вала должен быть изготовлен по формуляру подшинника.

Резиповые подшиппики хорошо работают при окружных скоростях поверхности шейки вала до 20 *м/сек*. Согласно ГОСТ подшипники изготовляют с внутренним диаметром от 30 до 80 мм через каждые 5 мм и далее до 130 мм через 10 мм. При этом длины подшипников L изменяются от 90 до 360 мм и наружные диаметры от 46 до 180 мм.

Резиновые подшипники работают даже при наличии в воде ила, мелкого песка и грязи. Это объясняется, во-первых, свойствами резины, ее эластичностью и, во-вторых, свободным протоком воды через желобки подшипника. Поверхность шейки вала в таком подшипнике меньше подвержена истиранию, чем в других подшипниках скольжения.





Рис. 87. Резиновый направляющий подшипник.

Резиновые подшипники могут быть заменены лигнофолевыми, бакаутными или пластмассовыми [11]. В некоторых случаях можно применять баббитовые вкладыши, но необходимо помнить, что при смазке баббитового подшипника водой срок его службы существенно зависит от чистоты подаваемой в него воды. Так, при смазке забортной водой по схеме, описанной выше для резиновых вкладышей, и при плавании по мелководному фарватеру с песчаным дном срок нормальной работы баббитового подшипника может сократиться до нескольких часов, а при чистой воде он может достигать 500—1000 час. и более.

Если вкладыш предназначен для работы с водяной смазкой, то качество баббитовой облицовки вкладыша должно быть выше, чем у подшинников с масляной смазкой. Это в первую очередь относится к плотности баббитового слоя и качеству окончательной обработки рабочей поверхности. Поверхность вкладыша, обработанная ручным пришабриванием, всегда имеет местные углубления и царапины. В них легче задерживаются взвешенные в воде илистые и песчаные частички. Гораздо лучше работают вкладыши, обработанные методом тонкого точения. Кроме того, при этом способе легче обеспечить геометрическую точность поверхности.

Вкладыши с баббитовым и резиновым покрытиями должны быть изготовлены с малым эксцентрицитетом. Как правило, бой внутренней рабочей поверхности вкладыша относительно наружной посадочной допускается не более 0,1 мм.

Рекомендуемую форму смазочных канавок в баббитовом вкладыше, работающем с водяной смазкой, можно видеть на



Рис. 88. Форма смазочных канавок в баббитовом подшипнике.

на рис. 88. Таких канавок обычно две по горизонтальному диаметру. Возможно применение и одной канавки в верхней поверхности вкладыша. Глубина канавки h должна быть не менее 2,5 = 3 мм, а ее ширина  $b \approx 5h$ .

Шейки валов, предназначенные для работы в подшипниках с водяной смазкой, должны быть облицованы защитными нержавеющими втулками. Такие втулки изготовляют из бронзы, например, оловянисто-цинковой бронзы марки Бр.ОЦ10-2 или марганцово-железистой латуни марки ЛМцЖ55-3-1, либо из нержавеющих сталей. При использовании

броизовых втулок необходимо следить за тем, чтобы рабочая поверхность была без каких-либо литейных дефектов. Во всех случаях рабочая поверхность защитных втулок должна быть окончательно обработана совместно с валом после (прессовой или горячей) посадки.

Чистота рабочей поверхности должна быть не ниже 9-го класса.

При использовании нержавеющих втулок необходимо иметь в виду, что нержавеющие стали способны образовывать задиры. Хорошие результаты даст окончательная обработка механическим упрочнением поверхностного слоя шейки, например, обработка роликами без изменения размеров.

## § 20. ПРОЧНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ

## Осевое усилие

При рассмотрении силы, действующей на профиль в решетке, была получена формула (2.30) для ее осевой составляющей

$$P_{z} = -\rho \Gamma_{1} \omega_{u \infty}, \qquad (5.74)$$

из которой следует, что на участок лопасти, расположенный между двумя близкими цилиндрическими сечениями (см. рис. 25), в осевом направлении действует сила

$$\Delta P_{z} = \rho \Gamma_{1} \omega_{u_{\infty}} \Delta r. \qquad (5.75)$$

В § 6 было получено выражение, связывающее величины циркуляции скорости вокруг профиля в решетке и теоретического напора,

$$H_{\rm T} = Z \Gamma_1 \frac{\omega}{2\pi g} \,. \tag{5.76}$$

Из треугольника скоростей (см. рис. 27)

$$w_{ux} = u - \frac{v_{u2}}{2} \,. \tag{5.77}$$

Из основного уравнения работы насоса

$$v_{u2} = \frac{gH_{\tau}}{\omega r}.$$
 (5.78)

Подставив эти выражения в формулу (5.75) и просуммировав полученное выражение вдоль размаха лопасти, т. е. от поверхности втулки (радиус r) до поверхности камеры (радиус R), можно получить формулу для полной осевой силы, действующей на лонасть рабочего колеса [36]. Для всех лопастей колеса эта формула имеет вид

$$P_{zn} = \pi R^2 \gamma H_{\rm T} \left( 1 - d^2 - \frac{g H_{\rm T}}{\omega^2 R^2} \ln \frac{1}{d} \right), \tag{5.79}$$

где d = r/R — втулочное отношение.

Подставим в выражение (5.79)

$$\omega^2 R^2 = (\pi n_{\rm c} D)^2 \tag{5.80}$$

и заменим  $H_{\rm T}$ , стоящее в скобках формулы (5.79), коэффициентом напора по формуле (2.85) при  $n_c$  в об/сек. Получим

$$P_{z\pi} = \pi R^2 \gamma H_{\rm T} \left( 1 - d^2 - \frac{g K_H}{\gamma_{\rm ir} \pi^2} \ln \frac{1}{d} \right).$$
 (5.81)

Полное осевое усилие, действующее на ротор насоса, больше полученного на величину силы, действующей на втулку. Последняя составляет

$$P_{z_{\rm BT}} = \pi \left( r^2 - r_{\rm B}^2 \right) \gamma H_{\rm T} , \qquad (5.82)$$

где  $r_{\rm B}$  — радиус вала в месте его выхода из корпуса пасоса. Препебрежем величиной  $r_{\rm B}$ , так как обычно  $r^2_{\rm B} \ll r^2$ . Тогла

$$P_{zBT} \approx \pi r^2 \gamma H_{T}. \tag{5.83}$$

143

Полная осевая сила

$$P_{z} = P_{z\pi} + P_{zBT} = \pi R^{2} \gamma H_{T} \left( 1 - \frac{gK_{H}}{\gamma_{tr} \pi^{2}} \ln \frac{1}{d} \right).$$
(5.84)

Обозначим

$$C_0 = 1 - \frac{gK_H}{r_{\rm s}r^2} \ln \frac{1}{d} \,. \tag{5.85}$$

Если рассматривать только оптимальный (расчетный) режим работы, то можно использовать связь  $d(K_{\rm H})$ , найденную



Рис. 89. Зависимость коэффициента Со от (Ки)опт.

ранее (см. рис. 49 и 50). Результаты соотвествующих расчетов по формуле (5.85) даны на рис. 89, из которого видно, что 
$$C_0 \approx \approx 0.88 \div 0.95$$
.

Введем понятие о коэффициенте осевого усилия Ко.у. По аналогии с формулами (2.86) и (2.87) примем для насосов данной масштабной серии

$$K_{\text{o. y}} = \frac{P_z}{n_c^2 D^4}$$
. (5.86)

Заменим в выражении (5.84) напор коэффициентом напора. С учетом формулы (5.85) получим

$$P_{z} = \frac{\pi}{r_{\rm ff}} \cdot \frac{D^2}{4} \gamma K_{H} n_{\rm c}^2 D^2 C_0 \,.$$
 (5.87)

Примем приближению для всех насосов средние значения  $\eta_r = 0.9$ ;  $C_0 = 0.92$  и  $\gamma = 1000 \kappa \Gamma/m^3$ . Тогла

$$K_{\rm o.\ y} \approx 800 \, (K_H)_{\rm out}$$
 (5.88)

Применение формулы (5.88) позволяет быстро оценить величину коэффициента осевого усилия. Величина силы из выражения (5.86)

$$P_{z} = K_{o, y} n_{c}^{2} D^{4} \approx 800 n_{c}^{2} D^{4} (K_{H})_{out}, \qquad (5.89)$$

где n<sub>c</sub> дано в об/сек и D — в м.

# Нагрузка на лопасть колеса

На лопасть рабочего колеса действуют силы взаимодействия ее с потоком жидкости и центробежные силы.

Гидродипамические силы взаимодействия лопасти с потоком вызывают изгибающий момент, величину которого можно раз-
ложить на две составляющие (рис. 90): момент М<sub>и</sub>, вызванный осевой силой  $P_z$ , и момент  $M_z$  от окружной силы  $P_u$ . Величина момента  $M_z$  составляет [36]

$$M_z = \frac{1}{2} \rho \Gamma_1 v_z R^2 (1 - d^2).$$
 (5.90)

Заменяя здесь скорость vz расходом по условию сплошности, циркуляцию Г<sub>1</sub> по основному уравнению работы насоса и вводя



Рис. 90. Схема определения изгибающих моментов на лопасти рабочего колеса.

вместо размерных величии коэффициенты напора и подачи, после преобразования получим

$$M_z = \frac{\tilde{\tau}}{2\pi Z \tau_{\rm r}} K_Q K_H n_{\rm c}^2 D^5.$$
(5.91)

Из уравнений подобия момент пропорционален n<sup>2</sup>cD<sup>5</sup>. Введем понятие о коэффициенте момента

$$K_{\rm MZ} = \frac{M_{\rm Z}}{n_{\rm c}^2 D^5} \,. \tag{5.92}$$

Тогда из формулы (5.91) получим

$$K_{MZ} = \frac{\gamma}{2\pi Z \tau_{\rm ir}} K_Q K_H. \tag{5.93}$$

6 А. Н. Папир Мощность, потребляемая насосом (принимая η<sub>н</sub>≈n<sub>r</sub>),

$$N = \frac{\gamma Q H}{\gamma_{\rm H}} = \frac{\gamma}{\gamma_{\rm H}} K_Q K_H n_{\rm c}^3 D^5, \qquad (5.94)$$

а коэффициент мощности

$$K_N = \frac{N}{n_c^3 D^5} = \frac{\gamma}{\gamma_{\rm H}} K_Q K_H. \tag{5.95}$$

Из сравнения формул (5.93) и (5.95) следует

$$K_{\rm Mz} = \frac{K_N}{2\pi Z} \,, \tag{5.96}$$

т. е. величина изгибающего вокруг оси z момента от гидродинамических сил пропорциональна потребляемой насосом мощности.

Вторая составляющая изгибающего момента [36]

$$M_{\mu} = n_{\rm c}^2 D^5 \frac{\pi \gamma K_H}{8Z \gamma_{\rm rr}} \left[ \frac{2 - 3d + d^3}{3} - \frac{g K_H}{\gamma_{\rm rr} \pi^2} \left( 1 - d - d \ln \frac{1}{d} \right) \right]$$
(5.97)

или коэффициент момента

$$K_{Mu} = \frac{\pi \gamma K_H}{8Z\gamma_{\rm r}} \left[ \frac{2 - 3d + d^3}{3} - \frac{gK_H}{\gamma_{\rm r}\pi^2} \left( 1 - d - d\ln\frac{1}{d} \right) \right].$$
(5.98)

Из уравнения (5.98) с учетом того, что при расчетном (оптимальном) режиме работы насоса величины  $K_H$  и *d* связаны графиком (см. рнс. 50), следует, что составляющая изгибающего момента является функцией только напора.

#### Поверочный расчет лопасти

Максимальные изгибающие напряжения имеют место в точках *а*, *в* и *с* (рис. 90) корневого сечения лопасти рабочего колеса. В точках *в* и *с* это напряжение растяжения, а в точке *а* сжатия. Для их определения нужно знать величину изгибающего момента вокруг оси *х* (рис. 90), значение которого можно подсчитать по формуле

$$M_x = M_u \cos \alpha + M_z \sin \alpha. \tag{5.99}$$

Максимальная величина напряжения растяжения от действия изгибающего момента

$$\sigma_{\text{M3F max}} = \frac{M_x}{W_x}, \qquad (5.100)$$

где  $W_x$  — момент сопротивления площади заделки лопасти относительно оси x. При цельнолитом и сварном колесе площадь заделки равна площади корневого сечения лопасти. При колесе с отъемными лопастями — это часть его площади в месте сопряжения лопасти с цапфой.

Величину момента сопротивления площади сечения лопасти, т. е. площади со сложным контуром, определяют методом графического интегрирования (см. например, [23]). Для грубой оценки этой величины можно рекомендовать упрощенный способ, заключающийся в замене профиля прямоугольником равного ему сопротивления (рис. 91). Высота такого прямоугольника

$$h \approx \frac{2}{3} d_m, \tag{5.101}$$

где *d<sub>m</sub>* — максимальная толщина корневого профиля.



Рис. 91. Замена профиля равнопрочным прямоугольником.



Рис. 92. Площадь заделки отъемной лопасти рабочего колеса.

Тогда приближенное значение момента сопротивления такого прямоугольника

$$W_x = \frac{lh^2}{6} \approx \frac{l\left(\frac{2}{3}d_m\right)^2}{6}.$$
 (5.102)

В случае отъемной лопасти площадь ее сопряжения с цапфой (рис. 92) близка к прямоугольнику и момент сопротивления

$$W_x = \frac{l_{\rm u} d_m^2}{6}, \qquad (5.103)$$

где *l*<sub>п</sub> — длина этого прямоугольника.

Обычно лопасть проектируют так, чтобы центры тяжести всех сечений были совмещены на раднальной прямой или расположены по возможности ближе к ней. При этом изгибающие напряжения от центробежной силы будут равны нулю или близки к нему и центробежная сила вызовет только напряжение растяжения в корневом сечении. Величина этого напряжения

$$\sigma_{\rm u6} = \frac{mR_{\rm cp}\omega^2}{F}, \qquad (5.104)$$

где m = G/g — масса пера лопасти,

$$G$$
 — его вес;  
 $g$  — ускорение, силы тяжести;  
 $\omega = \pi n/30$  — угловая скорость;  
 $F$  — площадь корневого сечения при цельнолитном  
колесе или его части (рис. 92) при разъемном.

Величниа максимального напряжения растяжения может быть найдена сложением

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\mu \sigma r \max} + \sigma_{\mu \sigma}. \qquad (5.105)$$

#### Расчет вала

Размеры вала определяют из условий прочности, допустимой деформации, т. е. жесткости, и критического числа оборотов.

Для расчета необходимо знать внешние нагрузки. На рис. 93 показана схема этих нагрузок, действующих при наиболее распространенной компоновке водометной установки — при двухопорном вале и опорном подшипнике во втулке лопаточного отвода. К таким нагрузкам относятся крутящий момент двигателя  $M_{\rm R}$ , собственый вес вала и вес рабочего колеса  $G_{\rm R}$ , осевое усилие от рабочего колеса  $P_0$ . Вес полумуфты  $G_{\rm M}$  часто не учитывают.

Указашные нагрузки вызывают в материале вала напряжения изгиба, сжатия и кручения. Под действием осевой силы вал может испытывать дополнительные изгибающие напряжения от продольного изгиба. Кроме того, все перечисленные напряжения могут отличаться от статических вследствие возможного внецентренного действия упора, неравномерности вращающего момента и других динамических нагрузок.

Статические поперечные нагрузки вызывают реакции опор А и Б. Величины этих реакций можно подсчитать по формулам: без учета веса муфты

$$A = G_{\kappa} \frac{l_2}{L} + \frac{Lq}{2} \kappa \Gamma; \qquad (5.106)$$

$$E = G_{\kappa} \frac{l_1}{L} + \frac{Lq}{2} \kappa \Gamma; \qquad (5.107)$$

с учетом веса муфты

$$A = G_{\kappa} \frac{l_2}{L} + \frac{Lq}{2} + G_{\kappa} \left(1 + \frac{l_3}{L}\right) \kappa \Gamma; \qquad (5.108).$$

$$B = G_{\kappa} \frac{l_1}{L} + \frac{Lq}{2} - G_{\kappa} \frac{l_3}{L} \kappa \Gamma.$$
 (5.109)

Все эти величины обозначены на рис. 93 (длина в см, вес в кГ), а величина распределенной нагрузки от веса вала

$$q = \gamma \frac{\tau d^2}{L} \approx 0,00616 d^2 \ \kappa \Gamma / cm, \qquad (5.110)$$

где *d* — диаметр вала, *см*.

Максимальная величина статического изгибающего момента

$$M_{\rm HSFmax} = \mathcal{B}x - G_{\rm K}(x-l_2) - G_{\rm M}(x-l_3) - \frac{qx^2}{2} \kappa\Gamma \cdot cm, \quad (5.111)$$

где x — расстояние от наиболее удаленной опоры (на рис. 93 правой) до места, где изгибающий момент максимален,

$$x = \frac{\mathcal{B} - \mathcal{G}_{\kappa} - \mathcal{G}_{M}}{q} \, \mathcal{CM}. \tag{5.112}$$



Рис. 93. Схема внешних нагрузок, действующих на вал водометного движителя.

Зная величину *М*<sub>изг max</sub>, можно определить максимальное напряжение изгиба

$$\sigma_{\mu_{3\Gamma}} = \frac{M_{\mu_{3\Gamma}}}{W_{\mu_{3\Gamma}}} \kappa \Gamma / c m^2, \qquad (5.113)$$

где W<sub>изг</sub> — момент сопротивления изгибу расчетного сечения вала

$$W_{_{\rm H3F}} = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0.1 d^3 \ cm^3.$$
 (5.114)

Вал воспринимает сжимающее усилие от осевой силы на лопастях рабочего колеса. Напряжение сжатия

$$\sigma_{\rm cm} = \frac{P_0}{F} = \frac{4P_0}{\pi d^2} \kappa \Gamma / c M^2, \qquad (5.115)$$

где P<sub>0</sub> — осевое усилие.

149

При длишом вале может наблюдаться явление продольного изгиба. Критическая сила при продольном изгибе

$$P_{n.\ \mu} = \frac{\pi^2 E I}{L^2} \kappa \Gamma, \qquad (5.116)$$

где E=2,1·10<sup>6</sup> кГ/см<sup>2</sup> — модуль упругости стали; I — экваториальный момент инерции

$$I = \frac{\pi d^4}{32} \approx 0.05 d^4 \, c_M^4. \tag{5.117}$$

С учетом критического числа оборотов вала (см. шиже) величина силы Р<sub>и.и</sub> может быть подсчитана по формуле

$$P_{\Pi, \Pi} = \frac{\pi^2 E I}{L^2} \left[ 1 - \left( \frac{n}{n_{\rm Kp}} \right)^2 \right] \kappa \Gamma.$$
 (5.118)

Максимальное значение изгибающих напряжений при статическом расчете вала можно найти по формуле

$$\sigma_{\mu_{3\Gamma_{1}\Pi_{ax}}} = \sigma_{cx} + \sigma_{\mu_{3\Gamma}} \left[ 1 + \frac{1,028 \frac{P}{P_{\Pi,\mu}}}{1 - \frac{P}{P_{\Pi,\mu}}} \right] \kappa \Gamma / c m^{2}. \quad (5.119)$$

Кроме изгиба, вал испытывает папряжения от кручения. Величина крутящего момента

$$M_{\rm kp} = 71\,620 \,\frac{N_{\rm max}}{n} \,\kappa\Gamma \cdot cm, \qquad (5.120)$$

где N<sub>max</sub> — максимальная мощность двигателя, л. с.;

*n* — число оборотов вала при этой мощности, об/мин. Напряжение от кручения

$$\pi = \frac{M_{\rm KP}}{W_{\rm KP}} \kappa \Gamma / c M^2, \qquad (5.121)$$

где W<sub>кр</sub> — момент сопротивления вала кручению

$$W_{\kappa p} = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0.2 d^3 \, c M^3.$$
 (5.122)

Максимальное приведенное напряжение в рассчитываемом вале определяют по энергетической теории прочности, согласно которой

$$\sigma_{\rm np\,max} = \sqrt{\sigma_{\rm H3r\,max}^2 + 3\tau^2 \kappa\Gamma/cM^2}. \tag{5.123}$$

Изложенная последовательность определения  $\sigma_{npmax}$  позволяет выполнить поверочный расчет вала, т.е. найти напряжения в спроектированном вале. Диаметр вала должен быть определен заранее при проектировании. Это обычно выполняют по приближенной формуле

$$d = (0,42 \div 0,50) \sqrt[4]{M_{\rm kp}} cm, \qquad (5.124)$$

где величина числепного коэффициента зависит от качества материала, из которого изготовлен вал: 0,42 — для легированных сталей, 0,5 — для углеродистых.

После расчета изгибающих напряжений определяют запас прочности из сравнения полученных напряжений с пределом текучести материала вала

$$n = \frac{\sigma_s}{\sigma_{\rm np\,max}} \,. \tag{5.125}$$

Считают, что вал достаточно прочен, если п > (2,3 - 3,2), где нижний предел — для углеродистых сталей, а верхний — для легированных.

Кроме того, должен быть проверен запас устойчивости при продольном изгибе

$$n_{\rm np} = \frac{P_{\pi.\,\mu}}{P} \,. \tag{5.126}$$

При этом необходимо  $n_{\rm up} > 3$ . Под действием рассмотренных статических нагрузок вал, а следовательно, и его ось — упругая линия — изогнутся. При вращении это вызовет появление периодически действующей центробежной силы. Вследствие неточности обработки вала и насаженных на него деталей, а также несовершенства их балансировки центр тяжести ротора не совнадает с его осью. При вращении это также вызовет появление центробежной силы, и, как следствие, дополнительный динамический погиб вала.

Частота воздействия на вал центробежной силы равна числу оборотов вала в секупду. Ротор как некоторая механическая система имеет собствешную частоту, т. е. такую, с которой он стал бы колебаться, папример, после легкого удара. При совпадении собственной частоты с частотой воздействия центробежной силы, т. е. с частотой вращения вала, наступит резонапс, т. е. явление, при котором динамический погиб вала, а следовательно, и действующая на него понеречная сила будут пепрерывно и очень быстро возрастать. Это приведет к поломке вала. Число оборотов, при котором для данного ротора паступит резонансное состояние, называют критическим.

Устойчивая работа ротора возможна при числе оборотов меньше и больше критического. В первом случае вал называют жестким, во втором — гибким.

Для более или менее точного определения критического числа оборотов ротора даже при такой простой схеме, как по-казапа па рис. 93, расчет сравнительно трудоемок [28, 31]. Приближенно критическое число оборотов двухопорного вала можно определить по формуле



Рис. 94. Значения критического числа оборотов двухопорного вала от его диаметра и длины пролета.

Подставив сюда значения экваториального момента инерции из выражения (5.117) и величину распределенной нагрузки из уравнения (5.110), после подсчета постоянных получим

$$n_{\rm kp} = 12,08 \frac{d}{L^2} \cdot 10^6 \, \text{ of/mmin.}$$
 (5.128)

При диаметре вала 30—80 мм удобно пользоваться графиком [31] (рис. 94), составленным по формуле (5.128).

## Глава 6. ТИПОВЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ ДВИЖИТЕЛЕЙ

#### § 21. УПРОЩЕННОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВОДЫ ДВИЖЕНИЮ КОРНУСА

При проектировании движителя нужно знать требуемую от него движущую силу, равную сопротивлению воды движению корпуса судна. Изложим кратко практические способы оценки величины сопротивления воды.

Для водоизмещающих судов расчет приблизительной величины сопротивления воды движению корпуса без учета влияния движителя может быть выполнен в описанной ниже последовательности.

Предварительно необходимо иметь теоретический чертеж корпуса, либо знать его главные размерения.

1. Расчет начинают определением смоченной поверхности корпуса. Приближенно эта величина может быть найдена по формуле С. П. Мурагина

$$\Omega = L (1,36T + 1,13\delta B), \tag{6.1}$$

где

L — длина судна по ГВЛ, м;

*T* — осадка, *м*;

В — ширина судна, м;

δ=(V/LBT) — коэффициент общей полноты судна;

V — объемное водоизмещение судна, м<sup>3</sup>.

2. Определяют коэффициент сопротивления трения для гладкой пластины по формуле

$$\zeta_{\rm rp. \ \pi\pi} = 0,0307 \, {\rm Re}^{-\frac{1}{7}},$$
 (6.2)

либо по графику (рис. 95), построенному по этой формуле. Здесь коэффициент ζ<sub>тр</sub> дан в зависимости от числа Рейнольдса Re, определяемого по формуле

$$\operatorname{Re} = \frac{v_0 L}{\gamma}, \qquad (6.3)$$

где  $v_0$  — скорость движения корпуса относительно воды, *м/сек*;  $v \approx 1.57 \cdot 10^{-6} \ m^2/сек$ . 3. Находят поправочный коэффициент К<sub>кр</sub>, учитывающий влияние кривизны смоченной поверхности судна на значение коэффициента сопротивления трения. Величина этого коэффициента

$$K_{\rm kp} = \frac{\zeta_{\rm Tp}}{\zeta_{\rm Tp, \ II,I}} \tag{6.4}$$

может быть найдена по приближенному графику, показанному на рис. 96.

С учетом этой поправки сопротивление трения гладкого корпуса

$$R_{\tau p} = K_{\kappa p} \zeta_{\tau p. \pi n} \rho \frac{v_0^2}{2} \Omega.$$
 (6.5)





Рис. 95. График для определения коэффициента сопротивления трения гладкой пластины.

Рис. 96. Величина поправочного коэффициента для учета влияния кривизны поверхности корпуса.

4. Устанавливают надбавку на шероховатость. Примерная ее величина днер для различных судов составляет:

а) для катеров с пластмассовым корпусом ζ<sub>шер</sub> ≈ 0;

б) для судов со сварной обливкой: быстроходных с острыми обводами —  $(0,3 \div 0,5) \cdot 10^{-3}$ , полных со средней и низкой скоростью —  $(0,5 \div 0,7) \cdot 10^{-3}$ ;

в) для судов с грубо выполненной общивкой (клепаные, деревянные, с волнистостью поверхности и т. д.) — (0,7 ÷-1,2) • 10<sup>-3</sup>.

5. Находят сопротивление трения с учетом продольной кривизны и шероховатости

$$R_{\tau p} = \left( K_{\kappa p} \dot{\tau}_{\tau p, \ \pi n} + \dot{\tau}_{uep} \right) \rho \frac{v_0^2}{2} \Omega.$$
 (6.6)

6. Определяют остаточное сопротивление. Его величину можно принимать по графику (рис. 97), построенному для неглиссирующих быстроходных катеров, где даны зависимости удельного остаточного сопротивления  $R_{oct}/D$  от величины  $L/\sqrt[3]{D/\gamma}$  ( $\mathcal{I}$ — водоизмещение корпуса, m;  $\gamma$ — удельный вес воды,  $m/m^3$ ). На графике показано семейство кривых, построенных при постоянных значениях числа Фруда, определяемого по формуле

$$Fr_{D} = \frac{v_{0}}{\sqrt{g \sqrt[3]{\frac{D}{\gamma}}}}, \quad (6.7) \quad H$$

где  $g = 9,81 \text{ м/се}\kappa^2$  — ускорение силы тяжести.

Зная величину удельного остаточного сопротивления, можно определить

$$R_{\text{oct}} = \frac{R_{\text{oct}}}{D} D. \quad (6.8)$$

7. Находят полное сопротивление воды движению корпуса, которое для водометного судна

 $R = R_{\tau p} + R_{oet}$ . (6.9)

Здесь значение полного сопротивления принято без учета сопротивления выступающих частей, которое у водометного судна практически отсутствует.

Аналогичный расчет выполняют для ряда значений скорости хода. По результатам этого расчета строят график зависимости величины *R* от скорости хода.

Точный расчет сопротивления воды движению корпуса глиссирующего судна практически невозможен. Сопротивление воды для таких судов определяют экспериментально.



Рис. 97. К определению остаточного сопротивления.



Рис. 98. Характернстика сопротивления воды движению корпуса катера.

На рис. 98 в качестве примера показана характеристика сопротивления воды движению глиссирующего катера. На ней различают три характерные зоны: 1 — режим плавания; 2 — переходный и 3 — режим глиссирования.

Не останавливаясь на основах теории глиссирования [2], приведем порядок упрощенного расчета сопротивления глиссирующего безреданного катера с плоским днищем, работающего в третьей зоне (рис. 98). Этот способ позволяет оценить сопротивление такого катера при проектировании.

Исходные данные следующие: вес катера D; его центровка, т. е. отстояние его центра тяжести от транца  $l_{\rm цт}$ ; средняя ширина днища

$$B_{\rm cp} = \frac{B_{\rm MHZ} + B_{\rm TpaH}}{2}, \qquad (6.10)$$

где  $B_{\text{мид}}$  и  $B_{\text{тран}}$  — соответственно ширина днища в районе миделя и транца.

При заданном диапазоне изменения скорости движения катера vo расчет ведут в следующей последовательности:

1. Определяют коэффициент гидродинамического момента

$$m_D = \frac{l_{\mathrm{u.r}}}{B_{\mathrm{cp}}} \,. \tag{6.11}$$

2. Находят число Фруда по формуле

$$\operatorname{Fr}_{B} = \frac{v_{0}}{\sqrt{gB_{\rm cp}}} \,. \tag{6.12}$$

3. Определяют величищу относительной смоченной длины  $\lambda = f(m_D; \operatorname{Fr}_B)$  (6.13)

по графику (рис. 99) в зависимости от полученных ранее зпачений *т*<sub>D</sub> и Fr<sub>B</sub>.

4. По найденному значению λ при помощи кривых

$$\frac{1}{\operatorname{Fr}_B^2} = f\left(\frac{c_B}{2\pi}; \lambda\right), \qquad (6.14)$$

дапных па том же рис. 99, паходят величину отношения с<sub>в</sub>/2α. 5. Подсчитывают зпачение коэффициента динамической пагрузки

$$c_{B} = \frac{D}{\frac{\rho v_{0}^{2}}{2} B_{\rm cp}^{2}} \,. \tag{6.15}$$

6. Определяют угол дифферента  $\alpha$  по найденным значениям отношения  $c_B/2\alpha$  и коэффициента  $c_B$ , т. е.

$$\alpha = \frac{1}{2} \frac{c_B}{\frac{c_B}{2\pi}}.$$
 (6.16)

7. Находят среднюю смоченную длину катера

$$l_{\rm cp} = \lambda B_{\rm cp}.\tag{6.17}$$

156



Рис. 99. Графики к расчету сопротивления воды движению глиссирующего катера с плоским днищем.

8. Вычисляют число Рейнольдса

$$Re = \frac{v_0 l_{ep}}{\dot{v}}, \qquad (6.18)$$

где коэффициент v≈1,57 · 10<sup>-6</sup> м<sup>2</sup>/сек.

9. Подсчитывают величишу коэффициента сопротивления трения по формуле

$$\zeta_{\rm Tp} = \frac{0.455}{(\lg {\rm Re})^{2.58}},\tag{6.19}$$

либо по графику (рис. 100), построениому по этой формуле.



Рис. 100. Зависимость коэффициента сопротивления трения гладкой пластины от числа Рейнольдса. n — показатель степени (Re · 10<sup>n</sup>).

10. Находят полное сопротивление катера

$$R = D \operatorname{tg} \alpha - - \zeta_{\mathrm{mp}} - - \zeta_{\mathrm{mep}} \frac{\rho v_0^2}{2} l_{\mathrm{cp}} B_{\mathrm{cp}}, \qquad (6.20)$$

где <sub>Сшер</sub> — надбавка на шероховатость.

Найденная величина является сопротивлением голого корпуса. К этому следует добавить сопротивление выступающих частей (для винтовых судов весьма заметная величина, составляющая 20% и выше от сопротивления голого корпуса; для водометных катеров она в большинстве случаев равна нулю) и сопротивление воздуха.

Для безреданного катера с килеватым днищем расчет смоченной длины lep и угла дифферента а можно произвести с помощью графика (рис. 101) при заданных m<sub>D</sub>, с<sub>D</sub>, Fr<sub>D</sub>. Последу-





Рис. 101. Графики к расчету сопротивления воды движению глиссирующего катера с килеватым днищем. Номера кривых соответствуют номерам эскизов формы днища.

ющий расчет сопротивления выполняют аналогично описанному выше.

Все сказанное относилось к плоским и плоскокилеватым безреданным глиссерам. Для изогнутокилеватых катеров грубо оценить сопротивление можно, как и для плоскокилеватых. Очевидно, что результат такого расчета будет тем менее верен, чем





сильнее изогнутость очертаний днища рассчитанного катера.

Изложенный способ оценки сопротивления непригоден для реданных катеров. Их сопротивление следует определять экспериментально.

порядок опре-Указанный деления величины R относится к плаванню на глубокой воде неограниченном при фарватере. Обычно влияние мелко-ВОДЬЯ оценивают по результатам соответствующих MOдельных испытаний. При плавании с докритическими скоростями для приближенной оценки влияния мелковолья на величину сопротивления воды движению судна можно рекомендовать метод А. Б. Карпова [6]. Согласно этому методу величина сопротивления

$$R = R_{\rm rp} + R_{\rm ocr} = R_{\rm rp\infty} \left(\frac{v_1}{v_{\infty}}\right)^2 + R_{\rm ocr\,\infty} \left(\frac{v_2}{v_{\infty}}\right)^2, \qquad (6.21)$$

где  $R_{\text{тр}}$  и  $R_{\text{ост}}$  — расчетные значения сопротивления трения и остаточного сопротивления при движении судна на мелководье со скоростью v;

R<sub>тр∞</sub> и R<sub>ост∞</sub> — то же для случая движения на глубокой воде при скорости  $v_{\infty}$ .

По А. Б. Карпову можно принимать

$$\frac{v_1}{v_{\infty}} = \frac{v_1}{v_0} = \frac{1}{\alpha_1}; \ \frac{v_2}{v_{\infty}} = \frac{v_2}{v_0} = \frac{1}{\alpha_2}.$$
(6.22)

Величнны безразмерных коэффициентов могут быть найдены по графикам (рис. 102). Здесь значения α<sub>1</sub> и α<sub>2</sub> даны в зависимости от числа Фруда, вычисленного по глубине фарватера h

$$\operatorname{Fr}_{h} = \frac{v_{h}}{\sqrt{gh}} \,. \tag{6.23}$$

Окончательно величина сопротивления воды движению судна на мелководье

$$R = \frac{R_{\rm Tp\ \infty}}{\alpha_1} + \frac{R_{\rm oct\ \infty}}{\alpha_2} \,. \tag{6.24}$$

Подсчет удобно вести для тех же скоростей хода, для которых определялись значения  $R_{\rm TP}$  и  $R_{\rm oct}$  при расчете кривой  $R(v_0)$  для глубокой воды  $[h > (8 \div 10) T]$ .

## § 22. ТИПОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ

В катеростроении применяют почти исключительно конвертированные легкие транспортные двигатели. Базовым называют типовой транспортный двигатель массового производства (мотоциклетный, автомобиль-

циклетный, автомобильный, тракторный и т. д.); конвертированным — базовый двигатель, приспособленный для установки и эксплуатации в судовых условиях.

При конвертировании транспортных двигателей в судовые их мощность снижают в связи с тем, что судовые двигатели в отличне от транспортных бо́льшую часть времени работают в режиме максимальной (расчетной по условию плавания) мощности. Обычно при использовании автомобильных бензиновых двигателей



Рис. 103. Примерная относительная внешияя характеристика двигателя.

в качестве базовых снижение мощности при конвертировании составляет 10—15%. Для двигателей с высокой степенью напряженности работы это снижение увеличивают до 15—20%. Величину номинальной мощности для конвертированных автомобильных дизелей выбирают на 20—25% меньше мощности соответствующих базовых. Для тракторных дизелей это снижение принимают в пределах 0,5%.

Номинальное число оборотов  $n_e$  двигателя определяют по принятой эксплуатационной мощности  $N_e$  по характеристике двигателя. Как правило, оно на 15—20% ниже соответствующих оборотов базового двигателя.

При проектировании движителя и выборе поминального режима его работы или при оценке возможностей регулирования

# Технические характеристики конвертированных карбюраторных и дизельных двигателей

| № п.п. | Марка<br>двигателя | Максималыная эксплу-<br>атационная мощность<br>N <sub>ен</sub> , а. с. | Число оборотов, об/мин | Удельный расход<br>топлива, г/(я.с.час) | Удельный расход<br>смазки, г/(л.с.4ас) | Рабочий объем цилинд-<br>ра, л | Число цилиндров | Вес (сухой), к <i>I</i> | Момент, кГ.м | Передаточное число<br>редуктора I |
|--------|--------------------|------------------------------------------------------------------------|------------------------|-----------------------------------------|----------------------------------------|--------------------------------|-----------------|-------------------------|--------------|-----------------------------------|
| 1      | СМ-255Л            | 6                                                                      | 3250                   | 410                                     | _                                      | 0,25                           | 1               | 33                      | ]            | 1:1,63                            |
| 2      | CM-557A            | 13.5                                                                   | 3400                   | 380                                     | _                                      | 0,49                           | 2               | 43                      | - 1          | 1.1.64                            |
| 3      | 44CII-8.5/11**     | 19                                                                     | 960                    | 248                                     |                                        |                                | 4               | 408                     |              |                                   |
| 4      | 2ЧСП-10.5/13**     | 20                                                                     | 1500                   | 200                                     | í                                      | 2,48                           | 2               | 550                     |              | 1:2.5                             |
| 5      | AM402-CP3          | 20                                                                     | 1000                   | 315                                     |                                        | · _                            | 4               | 210                     |              | _                                 |
| 6      | AM-407-CP3         | 22                                                                     | 3200                   | 310                                     |                                        | 1,22                           | 4               | 210                     |              | 1:3.09                            |
| 7      | 44CII-8.511**      | 23                                                                     | 1500                   | 205                                     |                                        | 2.48                           | 4               | 420                     |              | 1:1.56:                           |
|        |                    |                                                                        |                        |                                         |                                        |                                | {               |                         | Į            | 1:2,16;                           |
|        |                    |                                                                        |                        |                                         |                                        |                                |                 |                         |              | 1:2,45                            |
| 8      | AM407-CP           | 33                                                                     | 3300                   | 270                                     | 12                                     | 1,36                           | 4               | 225                     | 7,2          |                                   |
| 9      | ГАЗ-ММ             | 41-50                                                                  | 1800 - 2800            | 280                                     | —                                      | -                              | 4               | 280                     | -            |                                   |
| 10     | M3MA-407           | 45                                                                     | 4300                   | 230                                     |                                        | -                              | 4               | 133                     |              |                                   |
| 11     | ГАЗ-69             | 55                                                                     | 3000                   | 265                                     |                                        | -                              | 4               | 268                     |              |                                   |
| 12     | 3ИС-5СР            | <b>5</b> 5                                                             | 900                    | 310                                     | - ·                                    | -                              | 6               | 660                     |              | -                                 |
| 13     | 64CI1-9,5/11-2**   | 55                                                                     | 1750                   | ~                                       |                                        | -                              | 4               | 570                     | 23,6         | _                                 |
| 14     | 64CII-9,5/11*      | 60                                                                     | 1800                   | 215                                     |                                        | 4,67                           | 6               | 600                     |              | 1:1.56;                           |
|        |                    |                                                                        |                        | ]                                       |                                        | ĺ                              |                 | 1                       |              | 1:2,16;<br>1:2,95                 |
| 15     | 6ЧСП-8,5/11**      | 60                                                                     | 827                    | 220                                     |                                        |                                | 6               | 600                     |              | _                                 |
| 16     | M51C119-3,5        | 62                                                                     | 743                    | 280                                     | _                                      | í —                            | 6               | 370                     |              |                                   |
| 17     | M51 Y              | 62                                                                     | 2600                   | 280                                     | _                                      | 3,47                           | 6               | 370                     |              | 1:1.55                            |
| 18     | M51-L1             | 62                                                                     | 2600                   | 280                                     |                                        | 3,47                           | 6               | 380                     |              | 1:1,56                            |
| 19     | 3ИЛ-120-СР         | 70                                                                     | 2000                   | 290                                     |                                        | 5,56                           | 6               | 600                     |              | 1:1.53                            |
|        |                    |                                                                        |                        |                                         |                                        |                                |                 |                         |              | 1:2                               |
| 20     | M65 Y              | 70                                                                     | 3000                   | 285                                     | 8                                      | 3,46                           | 6               | 365                     | 16,7         |                                   |
| 21     | M23Ф У             | 70                                                                     | 3000                   | 285                                     | 8                                      | 3,48                           | 6               | 375                     | 16,7         |                                   |
| 22     | ЯАЗ20-СР*          | 80                                                                     | 1800                   | 210                                     |                                        | 4,56                           | 4               | 1235                    |              | 1:1,56                            |
|        |                    |                                                                        |                        |                                         |                                        |                                |                 | 1                       |              | 1:3.04                            |
| 23     | 64CII-12_14**      | 80                                                                     | 1500                   | 210                                     |                                        | 6,33                           | 6               | 1330                    |              | 1:2,04;                           |
| 24     | gA3-204B-CP2 5*    | 100                                                                    | 1900                   | 997                                     | q                                      | _                              | 4               | 950                     | 37.0         | 1:3,04                            |
| 24     | 3ИЛ-110            | 110                                                                    | 1625                   | 280                                     |                                        | _                              | 8               | 900                     | 01,0         |                                   |
| 20     | 3Л6(6ЧСП-15/18)**  | 150                                                                    | 1500                   | 190                                     |                                        | 12.73                          | 6               | 1900                    | _            | 1.2 02.                           |
| 20     | 0,10,0 1011-10,10) |                                                                        |                        | 100                                     | -                                      |                                | ÿ               | 1000                    |              | 1:3,07                            |
| 27     | 3Д6***             | 150                                                                    | 1500                   | 190                                     | 10                                     | 19,1                           | 6               | 1800                    | 71,5         | _                                 |
| 28     | ЗИЛ-375-СР2,5      | 150                                                                    | 2500                   | 250                                     | 10                                     | 7,0                            | 8               | 596                     | 43,0         | _                                 |
| 29     | 3Д6Н***            | 250                                                                    | 1500                   | 180                                     | 8                                      | 19,1                           | 6               | 1815                    | 120          |                                   |
| 30     | 3Д12***            | 300                                                                    | 1500                   | 190                                     | 8                                      | 38,8                           | 12              | 2200                    | 144          |                                   |
|        |                    | l                                                                      | 1                      | I                                       |                                        |                                |                 |                         |              |                                   |

- конвертированный автомобильный дизель;
 \*\* — судовой дизель;
 \*\*\* — дизель типа ЧСП-15-18 и 4 ЧСП-15/18.

#### Технические характеристики двигателей автомобилей, мотоциклов, мопедов и мотовелосипедов

| Марка                                                                                                                                                                                                                                                                | Максималь.<br>Ная мощ.<br>Ность N <sub>e</sub> ,<br><i>A. c.</i>                                            | Число<br>оборотов <i>п</i> ,<br>об мин.                                                                                                      | Число<br>оборотов п,<br>об мин.<br>Вабочий<br>объем<br>цилиндра, см <sup>3</sup>                                                             |                                                                | Момент М,<br>КГ·м                                                         | Bec (cyxoñ),<br>κΓ                                                           |  |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------|--|
| III-50 (мопед «Рига-3»)<br>Д-5 (мотовелосипед)<br>М-104<br>«Восход»<br>ИЖ «Планета»<br>ИЖ-ЮК<br>М-72<br>К-750<br>М-63<br>МеМЗ-966<br>«Запорожец»<br>Д-22*<br>МЗМА-407<br>«Москвич-407»<br>МЗМА-407<br>«Москвич-408»<br>Д-37E*<br>ГАЗ-2 «Победа»<br>ЗМЗ-53<br>ЗИЛ-375 | $ \begin{array}{c} 1,2\\2,0\\5,5\\10\\13\\18\\22\\27\\28\\30\\30\\45\\50\\50\\52\\75\\115\\175\end{array} $ | 4500<br>4900<br>5200<br>5200<br>4500<br>4500<br>4800<br>4800<br>4800<br>4500<br>1600<br>4200<br>4700<br>1800<br>3600<br>4000<br>3200<br>3000 | 45<br>49,8<br>123<br>173,7<br>346<br>347<br>746<br>746<br>649<br>887<br>3118<br>1358<br>1358<br>1358<br>4158<br>2120<br>2450<br>4250<br>6960 | $ \begin{array}{c}             1 \\             1 \\         $ | 0,19<br>0,29<br>0,76<br>1,4<br>2,1<br>2,6<br>4,2<br>4,2<br>4,2<br>4,2<br> | <br><br>75<br><br>80<br>320<br>133<br>146<br>390<br>220<br>205<br>250<br>510 |  |
| * — тракторный дизель с воздушным охлаждением.                                                                                                                                                                                                                       |                                                                                                             |                                                                                                                                              |                                                                                                                                              |                                                                |                                                                           |                                                                              |  |

двигателя и движителя необходимо пользоваться внешней характеристикой двигателя. Эта характеристика — паспортная, но в любительских условиях ее обычно нет.

Грубо приближенно внешнюю характеристику дизельного или бензинового двигателя можно построить по типовой относительной характеристике (рис. 103). На этой характеристике показаны зависимости

 $\frac{N_e}{N_{e_{\rm H}}} \left(\frac{n}{n_{\rm H}}\right) \quad {\rm H} \quad \frac{g_e}{g_{e_{\rm H}}} \left(\frac{n}{n_{\rm H}}\right)$ 

в процентах; индексом «и» обозначены мощность  $N_e$ , число оборотов n и удельный расход топлива  $g_e$ , соответствующие номинальным (расчетным) условиям работы конвертированного двигателя, а такие же параметры без индекса — текущие значения.

Для предварительного подбора двигателя могут быть использованы данные об отечественных конвертированных карбюраторных и дизельных двигателях, приведенные в табл. 2, в которой даны характеристики двигателей с эффективной мощностью от 6 до 300 л. с.

При разработке движителей мелких любительских и спортивных судов можно использовать двигатели, выпускаемые промышленностью для оснащения мотоциклов, мопедов и мотовелосипедов. Краткий перечень таких двигателей и основные характеристики двигателей с мощностью от 1,2 до 175 л. с. приведены в табл. 3. Напомним, что при конвертировании величины мощности, указанные в таблице, должны быть уменьшены, как отмечено выше.

В любительских вариантах могут быть использованы двигатели, снятые с производства в последние годы. Некоторые из них для мощностей от 1 до 45 л. с. приведены в табл. 4.

Таблица 4

| Марка                                                                                                                                                                                                         | Мощность<br>Ne, л. с.                                                                          | Чнсло<br>оборотов n,<br>об/мин                                                                               | Рабочнй<br>объем<br>цнлиндров,<br>см <sup>3</sup>                                                    | Число<br>цилиндров                                                      | Момент М,<br>кГ м | Bec (cyxoň),<br>ĸľ |
|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------|-------------------|--------------------|
| В-901, (мотовелосипед)<br>В-902, 16-В (мотовело-<br>сипед)<br>Л-3/2<br>М-1-М<br>Қ-58<br>М-103<br>Л-6/3<br>К-175А и Қ-1756Б<br>ИЖ-49<br>Л-12/4М<br>ИЖ-56<br>М-72; М-72М<br>М-61; М-62<br>МЗМА-401<br>«Москвич» | $ \begin{array}{c} 1\\ 1\\ 3\\ 5\\ 5\\ 6\\ 8,2\\ 10,5\\ 12\\ 13\\ 22\\ 28\\ 45\\ \end{array} $ | 4000<br>4500<br>2200<br>4500<br>2200<br>5200<br>2200<br>5200<br>4000<br>2200<br>4000<br>4600<br>4800<br>4800 | 45<br>45<br>298<br>123,7<br>123,7<br>123<br>597<br>173,7<br>346<br>1195<br>346<br>746<br>649<br>1073 | 1<br>1<br>1<br>1<br>1<br>1<br>1<br>2<br>1<br>1<br>4<br>1<br>2<br>2<br>4 | $0,18 \\ 0,16 \\$ | 84<br>             |

Технические характеристики базовых двигателей автомобилей, мотоциклов и мотовелосипедов, снятых с производства в последние годы

Часто, особенно при малых требуемых мощностях, число оборотов вала двигателя оказывается больше, чем предельно допустимые обороты рабочего колеса насоса [см. формулу (2.80)]. В этом случае между двигателем и валом насоса должен быть установлен понижающий редуктор. В табл. 5 приведены краткие сведения об отечественных судовых двухдисковых реверс-редукторах. При использовании их в приводе водометного насоса реверсирования не нужно, однако компактность и малый вес этих редукторов выгодно отличают их от обычных. Возможность реверса может быть использована для очнстки входной защитной решетки движителя. В табл. 5 обозначено:  $M_{\kappa}$  — максимальный крутящий момент при работе редуктора на переднем ходу,  $\kappa\Gamma \cdot m$ ; n — число оборотов ведущего (входного)

Таблица 5

| Марка<br>редуктора                                                | М <sub>к</sub> ,<br>кГ · м      | <i>п</i> ,<br>об/мин                         | i <sub>n</sub>                               | i <sub>3</sub>                | <i>F</i> ,<br>κΓ                          | Марка<br>двигателя                                                                |
|-------------------------------------------------------------------|---------------------------------|----------------------------------------------|----------------------------------------------|-------------------------------|-------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------|
| СРРП-9<br>РРП-20<br>РРП-25-1,5<br>СРРП-30<br>РРП-70-2<br>РРП-70-3 | 9<br>20<br>25<br>25<br>70<br>70 | 2800<br>3600<br>1500<br>2100<br>1750<br>1750 | 3,5<br>1,5<br>1,565<br>1,5<br>2,077<br>3,077 | 4<br>2<br>1,5<br>1,96<br>2,96 | 500<br>400<br>600<br>1000<br>1300<br>1500 | АМ 407-ср<br>М51Г; Д-37<br>6ЧСП 9.5/11<br>ЗИЛ-164К-ср1,5;<br>СМД15К<br>К-558<br>— |

## Технические характеристики отечественных двухдисковых реверс-редукторов

вала, об/мин;  $i_{n}$  и  $i_{3}$  — передаточное число соответственно на переднем и заднем ходу; F — номинальное осевое усилие, воспринимаемое упорным подшинником на переднем ходу,  $\kappa\Gamma$  (использование редуктора при соединении его выходного вала с валом насоса жесткой муфтой позволяет исключить упорный подшипник на валу движителя).

#### § 23. ТИПОВЫЕ НАСОСЫ

Для каждого вновь проектируемого водометного движителя перационально создавать новую лопастную систему. При проектировании движителя лучше всего применять уже имеющиеся типовые насосы. Поскольку необходимый для этого номенклатурный ряд типовых насосов еще не разработан, то при проектировании водометных движителей используют:

- обычные осевые насосы по каталогу;

— типовые гребные винты, разработанные для применения в направляющих насадках, с установкой специально спроектированного лопаточного отвода;

 некоторые специально отработанные типовые лопастные системы водометных насосов;

 новые лопастные системы в случае, если первые три способа не могут быть использованы.

Остановимся кратко на особенностях каждого из этих способов.

#### Насосы по каталогу

Во Всесоюзном институте гидромашиностроения ВНИИГидромаш были разработаны шесть типовых насосов, которые вошли в ГОСТ 9366—60. Составленная по ним номенклатура опуб-



ликована в соответствующем каталогесправочнике [1]. И в ГОСТ, и в каталоге даны уни-

И в ГОСТ, и в каталоге даны универсальные характеристики насосов в безразмерных координатах *К*н-*Кq*.

Кавитационные качества насосов заданы на характеристиках кривыми постоянных значений безразмерного коэффициента

$$K_{\mathfrak{l}\mathfrak{h}_{1}} = \frac{\Delta h_{1}}{n_{c}^{2}D^{2}}, \qquad (6.25)$$

Рис. 104. Схема измерения напора при испытаниях каталожных насосов.

Н — насос.

где  $\Delta h_1$  — кавитационный запас, численно равный первому критическому значению избыточного папора всасывания

$$\Delta h_1 = (H_{sv})_{Kp1}.$$
 (6.26)

Пользоваться такой типовой характеристикой при расчете водометного движителя, к сожалению, нельзя, поскольку это характеристика собственно насоса (напор измерен, как пока-



Рис. 105. Парамстры лопастной системы насоса On-7 при  $\phi = +3^\circ$ .

зано на рис. 104, и величины напора, к. п. д. и кавитационного запаса даны для насоса в целом). Для водометного насоса необходима характеристика только лопастной системы, которая может быть получена исключением из характеристики насоса влияния подвода и отвода.

Покажем, как можно перейти от характеристики насоса к характеристике его лопастной системы.

При данном режиме работы насоса суммарная относительная величина потерь энергии в подводе и отводе

$$\bar{h}_{n.o} = \zeta_{n.o} \frac{v^2}{2gH_r} = \zeta_{n.o} \frac{8Q^2}{\pi^2 D^4 gH_r} \,. \tag{6.27}$$

Заменив размерные величины соответствующими коэффициентами, получим

$$\bar{h}_{\text{n. o}} = \zeta_{\text{n. o}} \frac{\eta_{\text{r}} K_Q^2}{K_U} \,. (6.28)$$

К. п. д. подвода и отвода насоса

 $\eta_{\rm m.o} = 1 - \overline{h}_{\rm m.o};$  (6.29)

к. п. д. лопастной системы

$$\eta_{\pi, c} = \frac{\gamma_i}{\gamma_{\pi, o}} \cdot (6.30)$$

При данной величине подачи напор лопастной системы больше напора насоса на величину гидравлических потерь удельной энергии в подводе и отводе. Следовательно,

$$K_{H_{\pi,c}} = \frac{K_H}{\gamma_{\pi,o}}$$
. (6.31)



Рис. 106. Универсальная характеристика лопастной системы насоса Оп-7.

Формулы (6.28) — (6.31) позволяют перейти от параметров насоса к параметрам его лонастной системы. Рассмотрим этот переход на примере насоса Оп-7. Примем, что суммарный коэффициент потерь для подвода и отвода насоса  $\zeta_{п.0} = 0,125$ . Задавая произвольное изменение величины коэффициента подачи вдоль линии  $\varphi$ =const, подсчитаем по указанным формулам значения  $K_H$  и  $\eta_{...c.}$  Результаты такого перехода для угла  $\varphi = +3^{\circ}$ можно видеть на рис. 105. Построив аналогичные графики для остальных углов установки, объединим их в соответствующую универсальную характеристику (рис. 106). К. п. д. лопастной системы в оптимуме на 2% выше, чем к. п. д. насоса, а при малых значениях  $K_H$  это увеличение достигает 5%. В § 8 показано, что для расчета водометного насоса удобнее иметь значения кавитационного коэффициента быстроходности C, а не коэффициента  $K_{\Delta h_1}$ , указанного на характеристиках в каталоге. Используя условие (6.26), можно написать

$$C = \frac{5,62 \cdot 60n_{\rm c} \, V \, Q}{\left(\Delta h_1\right)^{3/4}} \tag{6.32}$$

или в безразмерных величинах

$$C = \frac{337n_{\rm c}}{(K_{\Delta h_{\rm i}})^{3/_{\rm i}}}, \qquad (6.33)$$

где n<sub>c</sub> в об/сек.

Формулы (6.32) и (6.33) позволяют пересчитать и перестроить кривые  $K_{\Delta h_1} = \text{const}$ , данные на характеристиках в каталоге, в кривые C = const.

Результаты пересчета показаны на рис. 106, где нанесены кривые постоянных значений коэффициента быстроходности С.

#### Гребные винты

В практике создания водометных судовых движителей, особенно для речного флота, широко используют в качестве их рабочих органов типовые гребные винты, разработанные для применения в направляющих насадках. Методика их использования и соответствующего расчета движителей создана А. М. Басиным [5, 6]. Такой расчет получил название расчета по методу «эквивалентного винта». Этот метод подробно изложен в литературе [6, 10, 29, 42]. Его применение позволяет использовать многочисленные экспериментальные и теоретические данные, накопленные в судостроительной технике. Однако изложение метода «эквивалентного винта» выпадает из плана данной книги, поэтому мы отсылаем читателя к указанным литературным источникам.

#### Водометные насосы

В приложении II даны универсальные характеристики и размеры профилей рабочих колес и лопаточных отводов для четырех лопастных систем, разработанных в ЛПИ. Оптимальные параметры этих лопастных систем приведены на стр. 60.

На универсальных характеристиках, построенных в координатах  $K_H - K_Q$ , показаны линни постоянных значений следующих параметров:

угла поворота лопастей рабочего колеса ф (см. ниже);
 коэффициента полезного действия η;

— кавитационного коэффициента быстроходности С;

— коэффициента быстроходности насоса n<sub>s</sub>.

Геометрические размеры лопастей рабочих колес и лопаток лопаточных отводов приведены в таблицах (см. прилож. II), где заданы координаты только напорных поверхностей профилей. Всасывающие поверхности заданы толщинами, т. е. при составлении этих таблиц был принят способ задания размеров профиля, показанный на рис. 64 и 70, а. Во всех лопастных системах было принято направление вращения рабочего колеса против часовой стрелки, глядя по направлению потока, т. е. со всасывающей стороны касоса.

Совокупность координат х—у для каждого сечения является одновременно и координатами шаблона для данного профиля. Все пять шаблонов одной и той же лопасти (лопатки) должны быть изогнуты по радиусам R и установлены на приспособлении (см. рис. 76).

Угол  $\varphi$ , указанный на характеристиках, означает угол поворота лопастей от чертежного положения, условно обозначенного углом  $\varphi = 0^{\circ}$ . Иными словами, при  $\varphi = 0^{\circ}$  лопасти рабочего колеса расположены, как это задано в соответствующей таблице координат. При величине  $\varphi$  отличной от  $\varphi = 0^{\circ}$ , например при  $\varphi = +3,5^{\circ}$ , вся лопасть должна быть повернута на угол 3,5° в сторопу больших углов установки, а при отрицательных значениях, например при  $\varphi = -5^{\circ}$ , — на угол 5° в сторопу меньших углов установки.

Если в конструкции насоса принято рабочее колесо с отъемными или приварными лопастями, чертеж лопасти может быть построен по координатам, заданным в таблице (см. прилож. II), без каких-либо изменений. При закреплении лопастей на втулке или при их установке для сварки все лопасти должны быть повернуты на требуемый угол  $\varphi$  от положения, задаваемого шаблоном, по которому лопасти были изготовлены. Если в конструкции принято цельнолитое колесо, теоретический чертеж должен отличаться от того, для которого заданы координаты в соответствующей таблице приложения II. На теоретическом чертеже все пять профилей должны быть повернуты на нужный (один и тот же для всех профилей) угол  $\varphi$ .

Новые координаты для повернутых профилей можно определить аналитически или графически. Обозначим координаты точки профиля, как это дано в таблицах приложения II, *x* и *y*, а новые координаты этой же точки профиля после его поворота *x'* и *y'*; угол, на который нужно повернуть профиль, — *φ*; координаты точки — центра поворота профиля, т. е. точки, вокруг которой должен быть повернут каждый профиль, — *x*<sub>ц</sub> и *y*<sub>ц</sub>. Тогда

$$x' = x\cos\varphi + y\sin\varphi + c_x; \qquad (6.34)$$

$$y' = y\cos\varphi - x\sin\varphi + c_y. \tag{6.35}$$

Значения постоянных величин  $c_x$  и  $c_y$  определяются положением центра поворота профиля в старой системе координат (даны в последней строке каждой из таблиц приложения II). Поворот профиля осуществляют так, чтобы координаты его центра поворота в повой системе остались прежними, т. е.  $x'_{\mu} = x_{\mu}$  и  $y'_{\mu} = y_{\mu}$ . Следовательно, из формул (6.34) и (6.35)

$$x_{\rm u} = x_{\rm u} \cos \varphi + y_{\rm u} \sin \varphi + c_x; \tag{6.36}$$

$$y_{\mu} = y_{\mu} \cos \varphi - x_{\mu} \sin \varphi - c_{y}. \tag{6.37}$$

Откуда

$$c_x = x_u \left(1 - \cos\varphi\right) - y_u \sin\varphi; \tag{6.38}$$

$$c_{\mu} = y_{\mu} \left( 1 - \cos \varphi \right) + x_{\mu} \sin \varphi. \tag{6.39}$$

При этих подсчетах  $\varphi > 0$  соответствует увеличению угла установки, т. е.  $+\varphi$ , а  $\varphi < 0$  — уменьшению его, т. е.  $-\varphi$ . При

подстановке значений в формулы следует учитывать, что

$$\sin\left(-\varphi\right) = -\sin\varphi; \qquad (6.40)$$

$$\cos\left(-\varphi\right) = \cos\varphi. \qquad (6.41)$$

Для графического определения новых координат необходимо каждый профиль вычертить в большом (не менее чем 5:1) масштабе. На чертеже нанести старые заданные таблицей, т. е. соответствующие значению  $\varphi=0^{\circ}$ , оси координат. Затем нанести повые оси координат, поверпутые на требуемый угол  $\varphi$  при сохранении  $x'_{\pi}=x_{\pi}$  и  $y'_{\pi}=y_{\pi}$ . Схема такого поворота показана на рис. 107. Следует помнить, что если профиль должен быть поверпут на положительный угол, т. е. про-

тив часовой стрелки, то систему координат нужно повернуть по часовой стрелке, как это показано на рис. 107. После панесения новых осей размеры x' и y' измеряют на чертеже и по ним вычерчивают требуемый чертеж лопасти.

Оговорим, что универсальные характеристики, данные в приложении II, были получены при различных углах поворота лопастей рабочего колеса  $\varphi$ , но при неизменном положении лопаток отвода. Значит поворот профилей на требуемый угол  $\varphi$  следует выполнять только для рабочего колеса. Координаты лопаток отводов остаются неизменными, т. е. принимаются по соответствующим таблицам.

В таблицах приложения II даны размеры для лопастных систем при номинальном диаметре рабочего колеса 350 мм.



Рис. 107. К определению координат повернутого сечения. Для получения размеров проектируемого насоса необходимо все размеры, указанные в таблицах, умножить на отношение требуемого диаметра к диаметру 350, т. е. на масштаб моделирования

$$K_l = \frac{D}{350}$$
, (6.42)

где D — требуемый диаметр, мм.

#### § 24. РЕВЕРСИВНО-РУЛЕВЫЕ УСТРОЙСТВА

Хорошая управляемость судов с водометными движителями — следствие того, что рулевой эффект на них осуществляют поворотом струи, выбрасываемой водометом, т. е. изме-



Рис. 108. Пластинчатые реверсивно-рулевые устройства одноствольных водометов: а — с одним полубалансирным рулем; б — с двумя рулевыми пластинами; в — с откидными дефлекторами.

1 — выход из водометной трубы; 2 — каналы заднего хода; 3 — вертикалыные пластины, ограничивающие каналы заднего хода; 4 — площадка рулей; 5 — рулевая пластина; 6 — ось баллера. п — положение при переднем ходе; з — положение при заднем ходе.

нением направления действия движущей силы. Последнее в отличие от всех других (за исключением крыльчатого) реактивных движителей осуществляется без реверса двигателя, что является большим преимуществом водометного движителя и позволяет применять нереверсируемые двигатели без реверсредукторов.

Наиболее просты по конструкции реверсивно-рулевые устройства с пластинчатыми рулями [6]. На рис. 108 показаны схемы вариантов таких устройств, обычно применяемых на судах с полуподводным выбросом. Во всех трех схемах на переднем и на заднем ходу управление осуществляют поворотом рулевых пластин. Для перехода на задний ход в первой схеме (рис. 108, *a*) нужно рулевую пластину повернуть на 90°. При этом положении поток водометной струи будет выходить через



Рис. 109. Схема реверсивно-рулевого устройства с коробчатым рулем. 1 — коробчатый руль: 2 — дефлектор залнего хода: 3 — ось баллера. п н з — положение дефлектора соответственно при переднем н заднем ходе судиз. лва канала заднего хода. Поворот рулевой пластины BOкруг этого нового среднего положения приведет к перераспределению количества волы частях струи, отклоняемых В правого каналы левого И B борта, что и создаст рулевой эффект на заднем ходу. Недосхемы в том, что не статок устойчивость обеспечивается перепри движения судна кладке руля на задний ход. Во время реверса происходит «закормовой оконечности. нос» Схемы на рис. 108, б, в лишены этого недостатка.

На рис. 108, б показано устройство с двумя рулевыми

пластинами. При управлении на переднем и на заднем ходу обе рулевые пластины движутся синхронно. При перекладке рулей для реверса пластины движутся навстречу одна другой. Это исключает «занос» судна.

На рис. 108, в рулевая пластина при обоих ходах колеблется вокруг одного и того же среднего направления, совпадающего с ДП. Реверс осуществляют выдвижением двух дефлекторов, отклоняющих водометную струю в каналы заднего хода.

При всех положениях рулевой пластины (полубалансирного руля), кроме среднего (в направлении ДП или перпендикулярно этому направлению), на нее действуют гидродинамические силы давления, вызывающие момент на баллере. Линия действия равнодействующей этих сил всегда проходит примерно через одну и ту же точку на расстоянин <sup>1</sup>/<sub>3</sub> длины пластины от передней кромки, т. е. через точку, расположенную на расстоянии <sup>1</sup>/<sub>6</sub> длины пластины в нос от оси баллера.

На рис. 109 показана схема реверсивно-рулевого устройства М. Д. Хренникова. Здесь струя водомета проходит через





коробчатый руль, при повороте которого она отклоняется от направления ДП. Переход на задний ход осуществляют перекладкой дефлекторов, как это показано на схеме. Оси поворота дефлекторов неподвижны относительно площадки, т. е. корпуса судна. Такого типа устройства применяют на судах с воздушным выбросом, т. е. когда все реверсивно-рулевое устройство расположено выше поверхности забортной воды. В противном случае его обтекание при прямом ходе приводило бы к значительному увеличению сопротивления воды движению корпуса судна.

Идея М. Д. Хренникова об управлении коробчатым рулем была осуществлена в 1961 г. английской фирмой Даути-Гамильтон [29]. Часть водометной трубы (выходное сопло) и весь рулевой комплекс были вынесены за транец. Для реверса был применен цилиндрический дефлектор, отклоняющий струю в вертикальной плоскости, т. е. переводящий ее под днище. При прямом ходе дефлектор поднят над рулем, что увеличивает сопротивление воды движению корпуса.

Аналогичную, по гораздо более удачную конструкцию для транцевых водометных катеров предложил московский конструктор В. Шабанов [22]. Схематический чертеж этого реверсивно-рулевого устройства показан на рис. 110. На выходном торце сопла водомета укреплен цилиндрический шарнир 10, а на нем двумя полуосями — коробчатый руль 1. Поворот руля осуществляется тросом и штоком, закрепленными в рычаге 11, перемещение конца которого поворачивает коробчатый руль. Подводка привода к рычагу руля показана на рис. 111 и 112. Трос гидрореверса закреплен в конце рычага 6, который поворачивает нижнюю часть дефлектора 8 вокруг полуоси 7. Нижняя часть соединена с верхней 2 двумя серьгами 3, с помощью которых опускание нижней части дефлектора передается верхней. и при реверсе обе они занимают положение, показанное пунктиром и обозначенное «з» — «задний ход» (положение «передний ход» обозначено «п»). При заднем ходе водометная струя отклоняется дефлекторами вниз под днище, а управление осуществляется тем же коробчатым рулем.

## Глава 7. ИСПЫТАНИЯ ВОДОМЕТНОГО КАТЕРА

### § 25. ЗАДАЧИ ИСПЫТАНИЙ

Задачи, которые должны быть решены при испытаниях водометного катера, зависят от типа испытаний. Рассмотрим только те задачи, которые могут быть поставлены и разрешены в любительских условиях. Их можно подразделить на следующие группы:

- испытания двигателя;

— общие ходовые испытания катера;

- испытания водометного насоса;

— определение взаимодействия водометного движителя с корпусом судна.

Объем и содержание испытаний в каждой из перечисленных групп ограничиваются возможностью достать или установить соответствующую контрольно-измерительную аппаратуру, временем испытаний и даже возможностью разместить на испытываемом катере необходимое число испытателей.

Оговорим, что все перечисленные группы испытаний в любительских условиях желательны, по могут и не выполняться. Обязательно проведение только поверочных и наладочных испытаний, главные из которых — испытания двигателя: проверка надежности крепления и отсутствия педопустимых вибраций двигательной установки; проверка работы и плотности систем подачи топлива, смазки, охлаждения и т. д.; проверка обеспеченности пуска двигателя и регулирования его оборотов; проверка работы двигателя на холостом ходу (при отсоединенной муфте) и полной нагрузке (швартовный режим). Подробно испытания двигателей описаны в работах [26, 31, 38].

В любительских условиях проведение тех или иных испытаний катера и его движительной установки необходимо или при отработке и улучшении построенного катера, или при более обоснованном проектировании нового движителя к катеру того же типа. Цель буксировочных испытаний — определение величины сопротивления воды движению корпуса и зависимости этого сопротивления от скорости хода судна. Обычно любители не имеют возможности проводить модельные исследования, и буксировочным испытаниям может быть подвергнут только натурный корпус.

Величину сопротивления воды движению натурного корпуса определяют, буксируя его другим судном. Величина сопротивления измеряется как сила патяжения буксирного троса, которую определяют с помощью обычного пружинного динамометра. Последний выбирают по ожидаемой максимальной величине силы сопротивления, которую ориентировочно можно подсчитать по методике, изложенной в § 21.

При этих испытаниях входное и выходное отверстия водометной трубы необходимо закрыть заглушками заподлицо с наружной поверхностью корпуса или испытать корпус до врезки в него водовода движителя.

Буксировочные испытация должны проводиться на неограниченной и глубокой воде. Этим условиям соответствует фарватер глубиной *h*, не менее чем в 8—10 раз превышающей осадку корпуса, и шириной, во столько же раз большей ширины корпуса.

Наибольшие трудности представляет определение скорости хода корпуса. Лучшие результаты получаются при использовании специального устройства — мерной вертушки, которую устанавливают на выносной рейке впереди корпуса не ближе 0,5—1 от длины корпуса. Для исключения влияния попутного потока судна, буксирующего испытуемое, вертушку следует устанавливать перед буксирующим судном.

Более простой, но требующий предварительной работы, способ «мерной линии». Фарватер для испытаний должен быть выбран вдоль прямолинейного участка берега. Длина этого участка должна быть достаточной для выведения испытуемого судна на заданный режим. На берегу разбивают два мерных створа. Расстояние вдоль фарватера от одного створа до другого по возможности должно быть измерено точно и не должно быть малым, особенно в случае, когда этот же участок будет затем использован для ходовых испытаний. В самом деле, если, например, скорость хода составляет 36 км/час или 10 м/сек, а длина мерного участка выбрана 100 м, то все измерения при испытаниях судна должны быть выполнены за 10 сек., что, конечно, очень затруднительно.

В каждом из двух створов устанавливают по две высокие вешки на линии, перпендикулярной направлению движения судна по выбранному фарватеру. Расстояние между вешками в каждом из створов должно быть возможно бо́льшим (не меnee 15 —20 м).

Скорость хода при этом способе определяют, измеряя секундомером время прохождения судна между обонми створами. Испытатель, находящийся на борту исследуемого судна, включает секундомер при прохождении корпуса через первый створ (совмещение первой пары вешек) и останавливает — при прохождении второго створа. Разделив длину мерного участка на время его прохождения, получают среднюю скорость хода на этом участке.

При таком способе измерения скорости необходимо поддерживать постоянным режим работы двигателя на буксире.

Если испытания проводят на реке, время прохождения «мерной линии» измеряют дважды при движении по течению и против него. Соответственно определяют две скорости корпуса относительно берега. Искомая скорость судна относительно воды равна средней арифметической из двух измеренных, т. е. равна их полусумме.

Обратим внимание на то, что испытуемый корпус движется за буксиром, т. е. в зоне его спутной струи. Чтобы исключить влияние этой струи на измеряемое сопротивление воды, необходимо применять достаточно длинный буксирный трос. Его длина для обычных (малых) катеров должна быть не менее 30—40 *м* или примерно пяти-шести длин буксира.

#### § 27. ШВАРТОВНЫЕ И ХОДОВЫЕ ИСПЫТАНИЯ

При испытаниях катера определяют: тяговые характеристики движителя, ходовые и маневренные качества судна и его пропульсивный к. п. д. Программа и объем испытаний зависят от поставленных задач. Наиболее обширными они будут при испытаниях головного образца серийного судна. В любительских условиях, естественно, программа испытаний ограничена.

Главные задачи при швартовных испытаниях — проверка работы и испытания двигательной установки и определение тяги движителя. При этих испытаниях должны быть проверены все вспомогательные системы двигателя, качество монтажа двигательного оборудования и удобство его обслуживания. Работа двигателя должна быть обследована при холостом ходе (отсоединена муфта между валами двигателя и движителя) и с нагрузкой (при работающем движителе). Испытания проводят при трех числах оборотов: максимальном, минимальном и среднем. Продолжительность работы двигателя при каждом испытании примерно 15—20 мин.; время перерыва между режимами 15 мин.

Наибольшие трудности представляет определение мощности двигателя при испытаниях. Существует много способов изме-

рения мощности судовых двигателей внутреннего сгорания [26, 31, 38]. Остановимся только на одном косвенном методе — замере мощности по расходу топлива. Он дает хорошие результаты при точном соблюдении заводской регулировки газораспределения, расхода топлива, а также надлежащего содержания газовыпускных трубопроводов, искрогасителей и глушителей, обеспечивающих наименьшее противодавление

отработанных газов. При хорошей регулировке и доводке двигателя погрешность измерения N<sub>e</sub> этим способом не превышает 3%.

Для измерения расхода топлива необходимо изготовить специальный бачок, схема которого показана на рис. 113. Он состоит из трех камер. Средняя мерная камера соединена со вспомогательными двумя стеклянными трубками, на которых краской нанесены поперечные метки. Емкость мерной секции должна быть такой, чтобы вместить объем топлива, достаточный для работы двигателя при полной мощности во время прохождения судном мерной линии. Объем, заключенный между двумя контрольными метками на трубках и в мерной секции, должен быть предварительно измерен — протарирован.

Последовательность действий при измерениях расхода топлива двигателем с помощью описанного устройства следующая:

1. При работающем двигателе устанавливают трехходовой кран 6 (рис. 113) в положение одновременного прохода топлива к двигателю и в мерные бачки и полностью заполняют последние.

2. Переключают кран 6 в положение питания двигателя только от мерных бачков. Уровень топлива в них будет понижаться. В момент прохождения уровня через верхнюю контрольную метку включают секундомер, а

при прохождении уровня мимо нижней метки — выключают. Таким образом, измеряют время расхода двигателем топлива в объеме V мерного бачка.

3. После прохождения уровня через нижнюю контрольную метку кран вновь переключают в положение питания двигателя от топливного бака.

Часовой расход топлива

$$G_{\tau} = \frac{3600V\gamma_{\tau}}{t} \kappa\Gamma/uac, \qquad (7.1)$$



Рис. 113. Схема трежкамерного бачка для замера расхода топлива двигателем. 1 и 5 - вепомогатель-

ные камеры: 2 и 4 – стеклянные трубки; 3 – мерная камера; 6 – трехходовой кран. I – из расходного топливного бака; II – к двигателю. где  $\gamma_{T}$  — удельный вес топлива,  $\kappa \Gamma / \partial M^{3}$ ; V — объем бачка,  $\partial M^{3}$ ;

t — время, сек.

Для определения эффективной мощности по полученному часовому расходу топлива  $G_{\tau}$  необходимо располагать внешней характеристикой испытываемого двигателя. Для карбюраторных двигателей эту характеристику обычно получают при эксплуатационной регулировке карбюратора, полном открытии дросселя и наивыгоднейшем для каждого числа оборотов угле опережения зажигания. Испытания дизеля проводят при рейке топливного насоса, закрепленной в положении максимальной подачи, и наивыгоднейшем угле опережения подачи топлива.

Если характеристика двигателя отсутствует, можно использовать примерную относительную внешнюю характеристику, показанную на рис. 103. При этом возможная погрешность возрастет и может составить от 3 до 10—15%.

На внешней характеристике двигателя обычно задают за-висимость мощности  $N_e$  и часового расхода топлива  $G_{\rm T}$  от числа оборотов выходного вала  $n_e$ . Зная  $G_{\rm T}$  и  $n_e$  по характеристике, можно найти N<sub>e</sub>.

Более точно Ne можно определить по G<sub>т</sub> в зависимости от ле, если имеются результаты стендовых (заводских) испытаний в виде графика зависимости отношения  $G_{\rm T}/n$  от момента на валу  $M_{\rm B}$  при различных постоянных оборотах вала  $n_e$  = const. Тогда по результатам измерений  $G_{\rm T}$  и  $n_e$  подсчитывают их отношение, по характеристике находят  $M_{\rm B}$ , а затем

$$N_e = \frac{M_{\rm B} n_e}{716,2} \ n. \ c. \tag{7.2}$$

Тягу движителя на швартовых измеряют пружинным дина-мометром, включенным в трос. Измерения должны быть про-ведены в месте, где отсутствует течение и глубина воды состав-ляет не менее 4—5 осадок судна. Тягу замеряют при трех-че-тырех скоростях вращения вала двигателя и установившемся режиме его работы одновременно с измерением мощности. По-казателем качества движителя на швартовном режиме может служит удельная тяга, равная отношению тяги Ре, (в кГ) к мощности двигателя Ne<sub>111</sub> (в л. с.).

При швартовных испытаниях должна быть проверена работа реверсивно-рулевого устройства, удобство и надежность приводов. Иногда замеряют боковую тягу движителя при перекладке рулей, моменты на баллере и т. д. На рис. 114 показана схема установки катера для измерения боковой тяги.

При испытаниях судна проводят ходовые испытания дви-жителя и определяют маневренные качества судна. Ходовые испытания судна включают измерение скорости хода, тяги движителя и расходуемой им мощности, т. е. мощ-
ности двигателя. Способы определения скорости хода и мощности двигателя описаны выше.

Тяга движителя равна равнодействующей всех сил (трения и давления), действующих на корпус судна со стороны воды. При установившемся режиме работы и прямолинейном движении судна принимают  $P_e = R_{\rm букс}$ , и величину пропульсивного к. п. д. подсчитывают по формуле

$$\gamma_{i} = \frac{P_{e}v_{0}}{75N_{e}} = \frac{R_{6ykc}v_{0}}{75N_{e}} \,. \tag{7.3}$$

Значение *R*<sub>букс</sub> определяют по измеренной скорости хода и имеющейся кривой зависимости буксировочного сопротивления от скорости хода.



Рис. 114. Схема установки катера для измерения боковой тяги при швартовных испытаниях.

Испытания по определению маневренных качеств судна включают измерения пути, пройденного судном при гашении инерции, на режимах: полный вперед — стоп, полный назад стоп, полный вперед — полный назад, средний вперед — полный назад, средний вперед — стоп, средний назад — стоп, средний назад — полный вперед. Вторая группа испытаний состоит в определении диаметра циркуляции, т. е. диаметра круга, описываемого центром судна, при перекладке рулей. Эти испытания проводят при нескольких углах перекладки рулей на передних и задних ходах при нескольких, в том числе и максимальном, числах оборотов вала двигателя.

Для определения длины пути при гашении инерции, а также примерного определения диаметров циркуляции можно применять следующий простой прием. Перед испытаниями заготовляют небольшие деревянные чурки. При определении пути гашения инерции одну чурку сбрасывают за борт в момент начала операции, а вторую — при полной остановке корпуса. Затем измеряют расстояние между ними. При определении диаметра циркуляции необходимо сбросить несколько чурок через примерно равные промежутки времени. Если чурки сбрасывали с внешнего борта, то от измеренного диаметра нужно отнять ширину судна, если с внутреннего — прибавить. Такие испытания можно проводить только на спокойной воде при ветре не выше 1—2 баллов.

### § 28. ИСПЫТАНИЯ ВОДОМЕТНОГО НАСОСА

Если швартовные и ходовые испытания обязательны при определении качеств судна, то испытания насоса водометного движителя не являются обязательными. Их проводят в случаях, когда нужно подробнее исследовать работу движителя и особенно с целью получения более подробных сведений для расчета и проектирования однотипных судов. В соответствии с различными задачами испытания насоса проводят по различным программам. Ниже изложена полная программа таких испытаний.

Испытания водометного насоса должны проводиться одновременно с ходовыми испытаниями судна. Необходимо определить как характеристики самого насоса, так и качества отдельных элементов движителя. Сюда относятся: напор и подача насоса, величины сопротивления входной и выходной частей водометного трубопровода, средняя скорость в выходной струе водомета и зависимость всех этих параметров от скорости хода судна. Кавитационные испытания насоса в патурных условиях провести практически невозможно и поэтому они здесь не рассматриваются.

Наиболее сложно измерение средней скорости в водометной струе и подачи насоса. Хорошие результаты дает способ измерения средней скорости с помощью так называемого мерного креста. Этот прибор (рис. 115) представляет собой крест из пластин 1, размеры которых выбирают из соотношений: толщина пластин  $b \approx 0,01D$ , где D— внешний диаметр креста, равный внутреннему диаметру трубы в месте, где будет установлен крест (D=2R на рис. 115); ширина пластин  $B \approx (0,10 \div 0,15)D$ . На торцовой стороне пластин, закругленной радиусом, равным половине толщины пластины, обращенной навстречу потоку, расположена система отверстий 5. Радиусы  $r_i$ , на которых выполнены эти отверстия, определяют по формуле

$$r_i = R \sqrt{\frac{1}{8}; \frac{3}{8}; \frac{5}{8}; \frac{7}{8}}.$$
 (7.4)

Это соответствует расположению отверстий в центрах тяжести колец, разделяющих площадь круга на четыре равных части. Диаметр отверстий  $d \approx 0.3b$ .

Вторая система отверстий 4 (см. рис. 115) расположена на боковых стенках пластин на тех же радиусах  $r_i$  на расстоянии 3b от передней торцовой поверхности.

Вдоль второй (задней по потоку) торцовой поверхности пластин выполнены из трубок два крестовых коллектора 2, с одним из которых сообщаются все торцовые отверстия 5.

а с другим — боковые отверстия 4. Коллекторы имеют отводы 3, сообщающиеся с соответствующим дифференциальным манометром.

Торцовые отверстия воспринимают полную удельную энергию потока жидкости — полный напор, а боковые только его статическую часть. Разность этих величин позволит определить среднюю скорость потока в том месте, где установлен мерный крест

$$v_{\rm ep} = \sqrt{2g\Delta h_{\rm eK} \frac{\gamma_{\rm PT} - \gamma_{\rm B}}{\gamma_{\rm B}}},$$
(7.5)

где

Рис. 115. Конструкция мерного креста.

g — ускорение силы тяжести ( $g = 9.81 \text{ м/се}\kappa^2$ );

 Δh<sub>cк</sub> — перепад (разность отметок столбиков) в дифференциальном ртутном манометре, когда эту величину измеряют именно таким прибором, м;
 γ<sub>рт</sub> и γ<sub>в</sub> — удельный вес ртути (γ<sub>рт</sub>=13,6 г/см<sup>3</sup>) и воды (γ<sub>в</sub>=1 г/см<sup>3</sup>).

Величина v<sub>ср</sub> при таком ее определении является средней по площади осевой составляющей абсолютной скорости. Следовательно, расход воды в мерном сечении

$$Q = v_{\rm cp} F = v_{\rm cp} \frac{-D^2}{4} \,. \tag{7.6}$$

Очевидно, эта величина равна подаче водометного насоса. Схема гидравлических замеров при ходовых испытаниях водометного движителя показана на рис. 116. Перед лопастной системой насоса и за ней по окружности водометной трубы выполнены 4—8 отверстий, в которых установлены штуцеры. В каждом из этих двух створов все 4—8 штуцеров соединены с большим кольцевым коллектором, который в свою очередь соединен с соответствующим манометром. Более точная величина среднего по сечению давления может быть



Рис. 116. Схема гидравлических замеров при ходовых испытаниях водомета.

1, 2, 3 и 4 — ртутные дифференциальные манометры; 5 — кран для заливки системы водой и выпуска воздуха; 6 — стеклянный тройник; 7 — отстойник; 8 — рулевая пластина; 9 — мерный крест для замера расхода; 10 — напорный патрубок водомета; 11 и 14 — крест, или коллектор для замера среднего давления; 12 — лопаточный отвор иасоса; 13 — рабочее колесо; 15 — кронштейн подшипника: 16 — защитная решетка.

получена замером мерным крестом, имеющим только одну систему боковых (статических) отверстий.

Стеклянные тройники 6 и бачки отстойники 7 совершенно необходимы в реальных условиях ходовых испытаний. Бачки предохраняют манометры от попадания в них мелких песчинок, взвешенных в забортной воде, особенно при плавании на мелководье, а прозрачные тройники позволяют контролировать отсутствие воздуха в коммуникациях манометров. Стеклянные тройники можно исключить, если все коммуникации манометров будут выполнены не резиновыми (как это предусмотрено в схеме на рис. 116) или металлическими, а полнэтиленовыми.

Контроль отсутствия воздуха в этом случае можно осуществлять просмотром самих трубок,

Заливку системы удобнее осуществлять из специального бака с чистой водой, установленного выше манометрического щита. Отсутствие воздуха во всех трубках - непременное условие правильного определения давлений, особенно в случаях, когда манометры расположены (как обычно при ходовых испытаниях) выше места их присоединения.

Иногда использование ртути в манометрах затруднительно, кроме того, пары ртути ядовиты и с этой точки зрения ее принежелательно. Вместо менение ртути можно использовать любую другую жидкость тяжелее воды, которая с ней не смешивается. Следует учитывать, что при одном и том же измеряемом давлении перепад уровней в дифференциальном манометре тем больше. чем меньше удельный вес применяемой жидкости. Если ее удельный вес меньше 2 г/см3, то перепад уровней в манометрах будет даже больше, чем измеряемое давление (или разность давлений) в вод. м C₽∕.́ вследствие того, что перепад давления при измерении его диффе-



Рис. 117. К примеру расчета сопротивления воды движению корпуса.

ренциальным жидкостным манометром составляет

$$\Delta p = \Delta h \, \frac{\gamma_{\rm B} - \gamma_{\rm B}}{\gamma_{\rm B}} \,, \tag{7.7}$$

где ү<sub>ж</sub> — удельный вес жидкости, используемой В манометре.

В манометре могут быть использованы, например, следующие жидкости: тетрабромэтан ү=2,90 г/см<sup>3</sup> и четыреххлористый углерод  $\gamma = 1,583 \ e/cm^3$ . Обе жидкости практически бесцветные и их необходимо подкрасить. Хорошие результаты дает применение красителя «судан Ж». Для окрашивания жидкости в манометре достаточно растворить в ней несколько крупинок красителя.

Включение манометров, как показано на рис. 116, позволяет измерить:

среднюю энергию перед насосом;

- то же за насосом и на выходном водометной конце трубы;

среднюю скорость жидкости и расход в трубе.

185

Все это позволяет подсчитать потери энергии в водометной трубе и отдельно — во всасывающей и напорной ее частях, напор и подачу насоса и величину выходной скорости водометного движителя. Зная мощность на валу двигателя, можно подсчитать и к. п. д. водометного насоса.

### § 29. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ а, 3 и К

Результаты ходовых испытаний работы водометного насоса по описанной выше схеме (см. рис. 116) позволяют определить величину коэффициента взаимодействия  $\alpha$  движителя с корпусом. По результатам измерений подсчитывают среднее значение выходной скорости  $v_{\text{вых}}$  [см. формулу (7.5)] и расход Q [см. формулу (7.6)]. Принимают  $P_e = R$  по кривой буксировочных испытаний. Затем из выражения

 $P_{\rm e} = \rho Q \left( v_{\rm biax} - \alpha v_0 \right) = R$ 

находят

$$\alpha = \frac{\varphi Q v_{\text{BFIX}} - R}{\varphi Q v_0} \,. \tag{7.8}$$

Схема измерений (рис. 116) не позволяет непосредственно определить величину коэффициента сопротивления К. Однако при небольших изменениях схемы эту величину можно найти.

Из уравнения Бернулли (см. § 6), составленного вдоль некоторой струйки тока от точки на поверхности забортной воды до точки *I*, расположенной в сечении 1—1 потока перед рабочим колесом насоса,

$$\frac{v_0^2 - v_1^2}{2g} + \frac{p_a - p_1}{\gamma} + z_0 - z_1 = h_{\rm Bc}, \tag{7.9}$$

где

v₀ — скорость хода судна;

- *v*<sub>1</sub> средняя скорость воды в сечении 1—1;
- *p*<sub>a</sub> атмосферное давление в абсолютных единицах;
- *p*<sub>1</sub> среднее давление в сечении 1—1 в абсолютных единицах;
- *z*<sub>0</sub>—*z*<sub>1</sub> разность отметок плоскости ГВЛ и оси трубы;
  - *h*<sub>вс</sub> сумма потерь напора на линии всасывания водометного тракта.

С другой стороны, сумма потерь во всасывающей части трубопровода

$$h_{\rm BC} = \frac{v_{\rm BC,\,cp}^2}{2g} \sum \zeta_{\rm BC} \tag{7.10}$$

или, отнеся коэффициент потерь к скорости на выходе из водомета,

$$h_{\rm BC} = \frac{v_{\rm BMX}^2}{2g} \sum \left( \frac{D_{\rm BMX}}{D_{\rm BX, \ CP}} \right)^4.$$
(7.11)

Приравняв выражения (7.9) и (7.11), получим

$$\sum_{BC} \left( \frac{D_{BbIX}}{D_{BX, cp}} \right)^4 = \left( \frac{v_0^2 - v_1^2}{2g} + \frac{p_a - p_1}{\gamma} + z_0 - z_1 \right) \frac{2g}{v_{BbIX}^2}.$$
 (7.12)

Здесь *D*<sub>вых</sub> — диаметр выходного отверстия;

D<sub>вх. ср</sub> — средний диаметр всасывающего участка трубопровода.

Из уравнения Бернулли от сечения 3—3 за выходом из лопаточного отвода насоса и до выходного сечения

$$\frac{v_3^2 - v_{\rm Bbix}^2}{2g} + \frac{p_3 - p_{\rm Bbix}}{\gamma} = h_{\rm Han}, \tag{7.13}$$

где  $h_{\text{нап}}$  — сумма потерь напора в напорном участке водометной трубы.

С другой стороны,

$$h_{\text{Han}} = \frac{v_{\text{Han, cp}}^2}{2g} \sum_{i=\text{Han}}^{i} (7.14)$$

или, отнеся коэффициент потерь к выходной скорости,

$$h_{\text{Han}} = \frac{v_{\text{BMX}}^2}{2g} \sum \zeta_{\text{Han}} \left(\frac{D_{\text{BMX}}}{D_{\text{Han. ep}}}\right)^4.$$
(7.15)

Приравняв выражения (7.13) и (7.15), получим

$$\sum_{\text{Har}} \left( \frac{D_{\text{BMX}}}{D_{\text{Har, cp}}} \right)^{4} = \left( \frac{v_{3}^{2} - v_{\text{BMX}}^{2}}{2g} + \frac{p_{3} - p_{\text{BMX}}}{\zeta} \right) \frac{2g}{v_{\text{BMX}}^{2}}.$$
 (7.16)

Здесь *D*<sub>нап. ср</sub> — средний диаметр напорного участка трубопровода.

Если в напорном или всасывающем участках трубопровода часть сечения занята втулкой, валом и т. д., то соответствующие величины диаметров в формулах (7.12) и (7.16) должны быть определены как диаметры кругов, площади которых равны площадям соответственных живых сечений.

Тогда коэффициент К

$$K = 1 + \sum_{\text{Har}} \left( \frac{D_{\text{BHX}}}{D_{\text{BC, CP}}} \right)^4 + \sum_{\text{Har}} \left( \frac{D_{\text{BHX}}}{D_{\text{Har, CP}}} \right)^4.$$
(7.17)

Чтобы можно было воспользоваться формулами (7.12), (7.16) и (7.17) для подсчета значения K, нужно внести следующие изменения в схему измерений, показанную на рис. 116: в местах, обозначенных поз. 11 и 14, установить полные мерные кресты; к каждому из них подключить дифференциальный манометр, аналогичный манометру 4 для измерения средней скорости; статическую линию креста 14, кроме того, соединить со вторым манометром аналогично манометру 1 для измерения давления. То же сделать и у крестов 9 и 11.

Если значение К определено, то можно подсчитать и величину коэффициента взаимодействия в

$$\beta = \frac{2g\left(K \frac{v_{\text{BMX}}^2}{2g} + h_c - H\right)}{v_0^2}.$$
 (7.18)

Сюда входит величина напора H, которую следует определить как разность полных удельных энергий потока за лопаточным отводом и перед рабочим колесом, т. е. в местах установки крестов 11 и 14,

$$H = \frac{v_3^2 - v_1^2}{2g} + \frac{p_3 - p_1}{\gamma} \,. \tag{7.19}$$

Описанные способы определения  $\beta$  и H достаточно сложны и требуют тщательных измерений. В первом приближении величниу  $\beta$  можно найти следующим приемом. При буксировочпых испытаниях вынуть насос. Установить мерный крест 14 и измерить им полную удельную энергию при различных скоростях буксировки. Тогда грубо

$$\beta = \frac{2gE_{BX}}{v_0^2}, \qquad (7.20)$$

где  $E_{\text{BX}}$  — среднее значение полного напора, измеренного с помощью креста.

Погрешность такого определення величины β в том, что работающий движитель изменяет обтекание корпуса судна в районе входного отверстия. Однако для малых судов эта разница, по-видимому, невелика.

## Глава 8. ПРИМЕР РАСЧЕТА ВОДОМЕТНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

В предыдущих главах кратко изложены основные положения теории, расчета и проектирования водометного движителя, его осевого насоса и приведены необходимые данные для расчета движителей катеров. Однако нужно не только знать, как принципиально выполнить тот или иной расчет, но и составить его рациональную схему. В данной главе рассмотрены практические схемы решения основных задач, встречающихся при разработке водометных движителей для малых судов.

Как уже говорилось, водометный судовой движитель — это сложный комплекс взаимосвязанных энергетических элементов. При его разработке конструктор должен найти технический оптимум, т. е. не просто создать машину, которая будет выполнять требуемые функции, а спроектировать такую, которая эти функции выполнит наилучшим способом. В нашем случае это значит, что созданный движитель должен иметь наибольший из всех возможных к. п. д. Наиболее часто встречается задача создания такого водометного движителя, который позволит заданному судну при использовании выбранного двигателя развивать максимально возможную скорость, но при этом сам движитель будет иметь приемлемые размеры, удобно располагаться в судне и удовлетворять всем другим требуемым условиям.

Оптимальное решение может быть найдено только в результате сравнения нескольких возможных вариантов. Сравнение будет наиболее точным, если каждый из вариантов движителя будет построен и испытан. Но, очевидно, такой путь совершенно неприемлем. Возможные варианты должны быть оценены расчетным путем до их изготовления. Следовательно, проектированию водометного движителя должно предшествовать расчетное рассмотрение ряда сравниваемых вариантов. Расчеты могут быть длительными. И наша обязанность предупредить об этом неискушенных любителей.

При подготовке материалов этой главы нами умышленно был подобран такой пример, чтобы при его решении можно

было рассмотреть все основные случан расчета водометного движителя. В большинстве практических расчетов можно ограничиться каким-либо из изложенных ниже случаев. Однако заранее это предсказать невозможно. В частности, можно сказать, что при создании движителей следует стремиться использовать только типовой насос. Расчет нового насоса (см. § 35) качественно может быть выполнен только достаточно опытным расчетчиком.

Если проектант-любитель не пожелает добиваться наилучшего решения, можно ограничиться первым этапом расчета, т. е. примером, изложенным в § 30—32.

### \$ 30. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ВОДЫ ДВИЖЕНИЮ КОРПУСА

Предположим, что нужно построить водоизмещающий катер со следующими основными размерениями:

длина L=6 m; ширина B=1 m; осадка расчетная T=0,25 m;

водоизмещение D = 0,750 т.

Рассмотрим работу судна и его движителя при скоростях хода от 6 до 9 *м/сек*, т. е. примерно от 21,6 до 32,4 *км/час*.

Определение ожидаемого сопротивления воды движению корпуса выполним расчетом с использованием Данных для типовых судов. Расчет будем вести в табличной форме. Его порядок и результаты приведены в табл. 6. Из этой таблицы видно, что при выбранном диапазоне скоростей хода сопротивление воды движению корпуса составит от 92,5 до 151,4 кГ. Результаты этого расчета показаны на рис. 117.

### § 31. ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ

По результатам расчета сопротивления выбираем двигатель, для чего рассчитываем требуемые значения мощности и возможные скорости вращения валов двигателя и водометного насоса. Расчет ведем в табличной форме. Его порядок и результаты даны в табл. 7 для тех же, что и ранее величин скорости хода.

При выполнении расчета нужно знать значения коэффициентов  $\alpha$ ,  $\beta$ , K, а также энергетические ( $\eta_{\rm H}$ ) и кавитационные (C) качества насоса. Эти величины, кроме коэффициента  $\alpha$ , могут быть определены расчетом для уже спроектированного движителя или найдены по характеристике ( $\eta_{\rm H}$  и C) уже выбранного насоса. На рассматриваемой стадии расчета необходимо задаться всеми этими величинами в первом приближении. В табл. 7 записаны эти ориентировочно выбранные величины.

|          | Расчет ожидаемого                                          | сопротивления вод                                    | ы движению                                            | корпуса                  |                     |         |
|----------|------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------|--------------------------|---------------------|---------|
|          | Исходные данные: L – D – D – V – V – V – V – V – V – V – V | $\begin{array}{llllllllllllllllllllllllllllllllllll$ | с 0,25 м; V<br>кГ·сек <sup>2</sup> )/м <sup>4</sup> ; | . 0,750 м <sup>3</sup> ; |                     |         |
| Š. I.    | Параметр                                                   | Источник                                             |                                                       | Вели                     | ЧИНА                |         |
|          | ô <u>LBT</u>                                               | Формула (1.1)                                        |                                                       | 0                        | 50                  |         |
| 5        | $\Omega = L (1,36T + 1,13\delta B) \ m^2$                  | Формула (6.1)                                        |                                                       | ۍ<br>آ                   | 43                  |         |
| en<br>en | и <sub>0</sub> м/сек                                       | Задаем                                               | Q                                                     | 2                        | œ                   | σ       |
| 4        | $Re=rac{v_0L}{2}$                                         | Формула (6.3)                                        | 2,3.107                                               | 2,7.107                  | 3,1.10 <sup>7</sup> | 3,5.107 |
| വ        | $\zeta_{ m TP.~II,I}=f( m Re)$                             | Рис. 95                                              | 0,0028                                                | 0,0027                   | 0,0027              | 0,0027  |
| 9        | $K_{\mathbf{K}\mathbf{p}}$ : = $f\left(rac{L}{B} ight)$   | Рис. 96                                              | 1,04                                                  | 1,04                     | 1,04                | 1,04    |

Таблица 9

| табл.    |  |
|----------|--|
| должение |  |

| 6           | ·          |        |                                         |                                               |                                                                                                       |                                                       |                                | ··                                                                               |                                               |                                       |
|-------------|------------|--------|-----------------------------------------|-----------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------|--------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------|---------------------------------------|
| сение табл. |            | 0,0005 | 22430                                   | 0,00331                                       | 74,2                                                                                                  | 3,01                                                  | 6,6                            | 103                                                                              | 77,2                                          | 151,4                                 |
| жгодод Ц    | чина       | 0,0005 | 17720                                   | 0,00334                                       | 59,2                                                                                                  | 2,68                                                  | 6,6                            | 98                                                                               | 73,5                                          | 132,7                                 |
|             | Вели       | 0,0005 | 13570                                   | 0,00338                                       | 45,9                                                                                                  | 2,34                                                  | 6,6                            | 16                                                                               | 68,2                                          | 114,1                                 |
|             |            | 0,0005 | 0266                                    | 0,00341                                       | 34                                                                                                    | 2,01                                                  | 6,6                            | 78                                                                               | 58,5                                          | 92,5                                  |
|             | Источник   | § 21   | Формула (6.6)                           | Формула (6.6)                                 | Формула (6.6)                                                                                         | Формула (6.7)                                         | ļ                              | Рис. 97                                                                          | Формула (6.8)                                 | Формула (6.9)                         |
|             | Параметр   | ¢mcp   | $ ho rac{v^2}{2} \Omega \kappa \Gamma$ | $K_{{f k}{f p}}$ стр. п.л. $rac{1}{2}$ с uep | $R_{ m rp} = (K_{ m kp^{5}Tp. nn} + \zeta_{ m uep})  ho rac{v^{2}}{2} rac{\omega}{2} \kappa \Gamma$ | $Fr_{D} = \frac{v}{\sqrt{g \frac{3}{r} \frac{D}{r}}}$ | $\frac{L}{\sqrt{\frac{3}{7}}}$ | $\frac{R_{\text{ocr}}}{D} = f\left(\frac{L}{\sqrt{\frac{D}{\tau}}}; Fr_D\right)$ | $R_{ocr} = \frac{R_{ocr}}{D} D \kappa \Gamma$ | $R=R_{ m Tp}+R_{ m oct}~\kappa\Gamma$ |
|             | №<br>п. п. | 7      | 8                                       | 6                                             | 10                                                                                                    | 11                                                    | 12                             | 13                                                                               | 14                                            | 15                                    |

|                        |                                           |             |            |                                  |                | 6         | 151,4                              | 9,08                          | 37,6                                                                                                          | AM-407-cp          |
|------------------------|-------------------------------------------|-------------|------------|----------------------------------|----------------|-----------|------------------------------------|-------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------|
|                        |                                           | гчина       | 43         | 34                               | 193            | ∞         | 132,7                              | 7,08                          | 29,3                                                                                                          | AM-407-cp          |
| удна                   | г0,76; т <sub>їн</sub>                    | Вели        | 1,4        | 1,6                              | 0,4            | 7         | 114,1                              | 5,32                          | 22                                                                                                            | M-63               |
| рости хода с           | $K = 1, 15; \beta$<br>$\varphi := 1, 15.$ |             |            |                                  | ×              | 9         | 92,5                               | 3,7                           | 15,3                                                                                                          | иж-юк              |
| ия и расчетнои ско<br> | c. 73; $\alpha = 0,95;$<br>C = 1000;      | Источник    | Рис. 43    | Формула (4.17)                   | Формула (4.17) | Задаем    | Табл. 6                            | Формула (4.17)                | Формула (4.17)                                                                                                | Табл. 2<br>Табл. 3 |
| Выбор двигател         | Исходные данные: схема движителя, ри      | Параметр    | <i>q</i> 0 | Кq <sub>0</sub> <sup>2</sup> — Э | φ0α            | U0, M/CEK | $A = P_{\theta} = R \kappa \Gamma$ | $\frac{v_0P_e}{150} \ a. \ c$ | $N_{e} = \frac{Kq_{0}^{2} - \beta}{(q_{0} - \alpha) \ \eta_{\mathrm{H}}} \cdot \frac{v_{0}P_{e}}{150} \ a. c$ | Марка двигателя    |
|                        |                                           | л. п.<br>Л. |            | 5                                | en<br>L        | 4         | ى<br>ت                             | 9                             | -                                                                                                             | 8                  |

Ταδλυμα 7

Продолжение табл. 7

| Параметр                                                                                 |      | Истоциик           |         | Велг   | гчина  |        |
|------------------------------------------------------------------------------------------|------|--------------------|---------|--------|--------|--------|
| N <sub>eH</sub> , A. C                                                                   |      | Табл. 2<br>Табл. 3 | 14,3    | 22,4   | 33     | 33     |
| и <sub>н</sub> , об/мин                                                                  |      | Табл. 2<br>Табл. 3 | 4260    | 4080   | 3300   | 3300   |
| $Q = \frac{P_e}{\rho v_0 \left(q_0 - \alpha\right)} \ m^3/c$                             | ж    | Формула (4.13)     | 0,306   | 0,324  | 0,33   | 0,334  |
| $(H_{sv})_{ij} = 10 + \beta - \frac{v_0^2}{2g} M$                                        |      | Формула (2.81)     | 11,39   | 11,9   | 12,48  | 13,14  |
| $n_{\rm IIPPR} = \frac{c \left(H_{sv}\right)^{2l_4}}{6, 3 \sqrt{Q}} 06/MH}$              | H    | Формула (2.80)     | 1780    | 1790   | 1840   | 1900   |
| $M_{e_{\rm H}} = \frac{75N_{e_{\rm H}}}{\omega} = \frac{75N_{e_{\rm H}}}{\pi n_{\rm H}}$ | кГ м |                    | 2,4     | 3,93   | 7,16   | 7,16   |
| Марка редуктора                                                                          |      | Табл. 5            | CPPI1-9 | СРРП-9 | СРРП-9 | СРРП-9 |
| ļπ                                                                                       |      | Табл. 6            | 3,5     | 3,5    | 3,5    | 3,5    |
| пр <mark>йн</mark> об/мин                                                                |      | 1                  | 1220    | 1170   | 940    | 940    |

В результате расчета получаем (строка 7), что требуемые мощности (без учета механических потерь в валопроводе) составляют от 15,3 до 37,6 л. с.

Выбираем из табл. 2 и 3 такие двигатели, которые предположительно можем приобрести и у которых мощности близки к требуемым. Параметры этих двигателей записываем в строки 8, 9 и 10 табл. 7.

По условию бескавитационной работы допустимое число оборотов рабочего колеса насоса (строка 13) при всех рассматриваемых случаях ниже, чем у валов выбранных двигателей. Следовательно, необходимо применение понижающего редуктора. Из табл. 5 выбираем редуктор СРРП-9, пригодный по допустимому моменту для всех выбранных двигателей.

Предположим, что после рассмотрения данных табл. 7 и оценки возможностей приобретения был выбран двигатель марки М-63. Его мощность (попиженная нами при расчете с учетом его конвертирования) составляет 22,4 л. с. при 4080 об/мин. С выбранным редуктором скорость вращения рабочего колеса насоса составит 1170 об/мин. Ориентировочно принимают к. п. д. редуктора  $\eta_p \approx 0,97$  и к. п. д. валопровода  $\eta_B \approx 0,98$ . Тогда механический к. п. д. установки  $\eta_M \approx 0,97 \cdot 0,98 = 0,95$  и возможная мощность на валу насоса  $N = 22,4 \cdot 0,95 = 21,3$ л. с.

### § 32. РАСЧЕТ ДВИЖИТЕЛЯ ПРИ ЗАДАННЫХ 3 и К

### Выбор расчетной скорости хода

Определяем расчетную величину скорости хода из условия полного потребления мощности двигателя по формуле (4.19)

$$v_{0 \text{ pacy}} = \sqrt[3]{rac{150N\gamma_{iH}(q_0-\alpha)}{(Kq_0^2-\beta)a}}.$$

В эту формулу входит величина коэффициента a. В § 11 и 13 было указано, что всличина a не постоянна. Она зависит от скорости хода. В рассматриваемом примере эта зависимость была получена в результате расчета сопротивления воды движению корпуса проектнруемого катера и задана на рис. 117. Следовательно, в формуле (4.19) правая часть зависит от скорости хода  $v_0$  и это уравнение может быть решено только способом последовательных приближений. Расчет ведем в следующей последовательности: задаемся произвольно значением скорости хода, по графику (рис. 117) находим соответствующее значение коэффициента a, подставляем его в формулу (4.19) и подсчитываем величину  $v_{0pacu_1}$ ; для второго приближения находим величину a (рис. 117) по значению  $v_{0pacu_1}$  первого приближения, подставляем полученное в формулу (4.19) и подсчитываем значение vopacuil во втором приближении и т. д. Обычно достаточно определить третье приближение.

Значения  $(q_0 - \alpha)$  и  $(Kq_0^2 - \beta)$  при подсчетах по формуле (4.19) принимаем по данным табл. 7.

Сначала принимаем vo=8 м/сек

$$v_{0 \text{ pacy}_{I}} = \sqrt[3]{\frac{150 \cdot 21, 3 \cdot 0, 8 \cdot 0, 493}{1,634 \cdot 2,075}} = 7,190 \text{ m/cek}.$$

По этой скорости хода и рис. 117 а=2,275, тогда

$$v_{0 \text{ pacy}_{11}} = \sqrt[3]{\frac{150 \cdot 21, 3 \cdot 0, 8 \cdot 0, 493}{1,634 \cdot 2,275}} = 6,973 \text{ m/cek.}$$

Следующее приближение дает *a*=2,340 и *v*<sub>0 расч</sub>=6,907 *м/сек*. Последующие приближения практически совпадают. Выбираем окончательно *v*<sub>0 расч</sub>=6,9 *м/сек* или 24,83 *км/час*.

### Определение основных размеров движителя

По выбранному значению скорости хода требуемая движущая сила согласно рис. 117 составляет  $P_e = R = 112,0 \ \kappa \Gamma$ .

Тогда в первом приближении, т. е. при выбранных выше орнентировочных значениях  $\alpha$ ,  $\beta$ , K,  $\eta_{\rm H}$  и C можно определить главные размеры движителя. Для этого сначала найдем подачу насоса

$$Q = \frac{P_e}{\rho v_{0 \text{ pacy}}(q_0 - \alpha)} = \frac{112.0}{102 \cdot 6.9 \cdot 0.493} = 0.3229 \text{ m}^3/ce\kappa.$$

Тогда входной диаметр трубопровода по формуле (4.22)

$$D_{\rm BX} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{\rm 0 pacu}}} = \sqrt{\frac{4.0,3229}{3,14.6,9}} = 0.2442 \text{ m};$$

выходная скорость

$$v_{\text{Bbix}} = v_{0 \text{ pacy}} q_0 = 6,907 \cdot 1,443 = 9,95 \text{ m/cek};$$

выходной диаметр

$$D_{\rm Bbix} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{\rm Bbix}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,3229}{3,14.9,95}} = 0,2033 \ m.$$

196

### Выбор типа насоса

Для выбора в первом приближении насоса определяем коэффициент быстроходности по формулам (3.33) и (3.34):

$$A = \frac{3,36}{(q_0 - \alpha)^{1/2} (Kq_0 - 3)^{3/4}} = \frac{3,36}{0,493^{1/2} \cdot 1,634^{3/4}} = 3,312;$$
$$n_s = \frac{An \sqrt{a}}{v_0} = \frac{3,312 \cdot 1170 \sqrt{2,35}}{6,9} = 860.$$

При таком значении коэффициента быстроходности можно использовать любую лопастную систему из числа данных в приложении II. Результаты расчетов по всем четырем насосам приведены в табл. 8. В этой таблице использовано расчетное значение напора

$$H = \frac{v_0 p_{acy}}{2g} \left( K q_0^2 - \beta \right) = \frac{6.9}{2 \cdot 9.81} \, 1.634 = 3.96 \, \text{ m.}$$

Таблица 8

К выбору насоса

| Ис         | ходные данные: n <sub>s</sub> — 860; <i>Н</i> | $H = 3,96 \ m; \ n_{\rm c}$ | 19,5  | об/сек |       |       |
|------------|-----------------------------------------------|-----------------------------|-------|--------|-------|-------|
| №<br>п. п. | Параметры                                     | Источник                    |       | Вели   | ичина |       |
| 1          | Тип насоса                                    |                             | од-і  | ОД-2   | ОД-10 | ОД-18 |
| 2          | <sup>Ŷ</sup> H max                            | Рис. П14—П17                | 0,865 | 0,75   | 0,83  | 0,8   |
| 3          | K <sub>H</sub>                                | То же                       | 0,095 | 0,087  | 0,063 | 0,132 |
| 4          | K <sub>Q</sub>                                | То же                       | 0,45  | 0,4    | 0,25  | 0,73  |
| 5          | С                                             | То же                       | 1020  | 770    | 580   | 1340  |
| 6          | $D = \sqrt{\frac{H}{n_c^2 K_H}} \ m$          | Формула<br>(4.23)           | 0,331 | 0,346  | 0,407 | 0,281 |
| 7          | $d = f(K_H)$                                  | Рис. 50                     | 0,4   | 0,25   | 0,394 | 0,261 |
| 8          | $D_{\rm np} = D \ \sqrt{1-d^2} \ m$           | Формула<br>(2.57)           | 0,303 | 0,335  | 0,394 | 0,261 |

Из таблицы видно, что наиболее рационально применить насос ОД-18. Решающим для такого выбора является то, что при использовании этого насоса диаметр рабочего колеса получается минимальным при наилучших кавитационных качествах.

### Использование типового насоса при ограничении диаметра

Размер насоса должен удовлетворять условию (4.24) и быть не больше  $D_{\rm BX}$ . Ни один из рассмотренных вариантов не удовлетворяет этим условиям, хотя ближе всего к указанным требованиям подходит вариант с насосом ОД-18. Рассмотрим возможность применения этого насоса при ограничении диаметра его рабочего колеса.

Выбираем  $D=D_{\rm BX}=0,2442\,$  м. При этом согласно формуле (2.57)  $D_{\rm TP}=0,2442\sqrt{1-0,37^2}=0,2268\,$  м, т. е.  $D>D_{\rm TP}>D_{\rm BMX}$ . При таком диаметре рабочего колеса и полученных выше значениях напора и подачи определяем

$$K_{H} = \frac{H}{n_{c}^{2}D^{2}} = \frac{3,96}{19,5^{2} \cdot 0,2442^{2}} = 0,175;$$

$$K_{Q} = \frac{Q}{n_{c}D^{3}} = \frac{0,3229}{19,5 \cdot 0,2442^{2}} = 1,137.$$

Из рис. П17 видно, что рассматриваемый режим не может быть обеспечен насосом. Однако окончательное решение по полученным данным принять нельзя, так как выбор насоса и размеров движителя был выполнен при постоянных выбранных ориентировочно значениях *K* и β.

### § 33. РАСЧЕТ ДВИЖИТЕЛЯ С ОЦЕНКОЙ ОЖИДЛЕМЫХ ЗНАЧЕНИЙ К и β

### Расчет величины К

После определения в первом приближении размеров движителя ( $D_{\rm вых}$ , D и  $D_{\rm вx}$ ) можно приступить к расчету второго приближения: для конкретных размеров приближенно рассчитать значения коэффициентов K и  $\beta$  и повторить определение параметров и размеров движителя.

Суммарный приведенный коэффициент сопротивления водометной трубы

 $K = 1 + \tilde{z}_{\text{BX. } \pi p} + \tilde{z}_{\text{пов. } \pi p} + \tilde{z}_{\text{тр. } \pi p} + \tilde{z}_{\text{реш. } \pi p}.$ 

Определяем коэффициент потерь на вход. По рис. 73 угол  $\alpha \approx 20^{\circ}$ . Из графика (см. рис. 42) при острых входных кромках

трубы  $\zeta'_{BX} = 0,12$ . Учитывая влияние закругления, принимаем  $\zeta_{BX} = 0,75 \zeta'_{BX} = 0,09$ . Тогда приведенный коэффициент потерь напора на вход

$$\zeta_{\text{BX. } \Pi p} = \zeta_{\text{BX}} \frac{v_{\text{BX}}^2}{v_{\text{BIX}}^2} = \zeta_{\text{BX}} \frac{F_{\text{BIX}}^2}{F_{\text{BX}}^2} = \zeta_{\text{BX}} \frac{D_{\text{BIX}}^4}{D_{\text{BX}}^4} = 0,0432.$$

Отношение диаметра водометной трубы к радиусу изгиба средней линии участка поворота (см. рис. 73)

$$\frac{d}{r} \approx \frac{0,2442}{0,490} = 0,4984.$$

При повороте на 90° (см. рис. 41)  $\zeta_{пов. 90} = 0,15$ . Согласно принятой схеме (см. рис. 73) поворот потока в водометной трубе составляет 18°. Тогда

$$z_{\text{пов}} = z_{\text{пов 90}}, \frac{\theta}{90^{\circ}} = 0.15 \frac{18^{\circ}}{90^{\circ}} = 0.03;$$

$$\zeta_{\text{пов. пр}} = \zeta_{\text{пов}} \left( \frac{D_{\text{вых}}}{D_{\text{вх}}} \right)^4 = 0.03 \left( \frac{0.2033}{0.2442} \right)^4 = 0.0144.$$

При принятых размерах вся водометная труба, кроме выходного сопла, имеет одинаковый диаметр 0,2442 *м*. Принимаем, что трубопровод будет изготовлен из стеклоиластика по шлифованному болвану. Средний размер абсолютной шероховатости  $\Delta$  можно принять  $\sim 0,1$  *мм*. По рис. 40 коэффициент потерь трения  $\lambda$ =0,016. Тогда при длине трубопровода L≈0,6 *м* коэф-фициент потерь

$$\zeta_{\rm rp} = \lambda \, \frac{L}{d} = 0,016 \, \frac{0,600}{0,2442} = 0,039$$

и приведенный коэффициент потерь

$$\zeta_{\rm rp. np} = \zeta_{\rm rp} \frac{D_{\rm BMX}^4}{D_{\rm cp}^4} = 0,039 \frac{0,2033^4}{0,2442^4} = 0,0187.$$

Коэффициент местного сопротивления входной защитной решетки по формуле (5.73)

$$\zeta_{\text{perm}} = cK_1.$$

Выбираем решетку из продольных полос, расположенных в плоскости днища. По рис. 85 принимаем форму полос четвертого типа; толщина полос 5 мм, расстояние между их осями  $\delta = 50$  мм. Тогда (см. стр. 139) находим c = 1,04 н

$$\zeta_{\text{perf}} = 1,04 \cdot 0,05 = 0,052.$$

Приведенный коэффициент потерь в решетке

$$\zeta_{\text{реш. пр}} = \zeta_{\text{реш}} \frac{D_{\text{вых}}^4}{D_{\text{вх}}^4} = 0,052 \frac{0,2033^4}{0,2442^4} = 0,025.$$

Общий коэффициент потерь водометной трубы

K = 1 + 0.0432 + 0.0144 + 0.0187 + 0.025 = 1.102.

### Расчет величины коэффициента взаимодействия β и влияния К и β на размеры водомета

В случаях, когда отношение  $w/v_0$  принято равным единице, величину коэффициента  $\beta$  можно подсчитать по формуле (4.7). Следовательно,

$$\beta = 1 - \sum \zeta_{\text{BX}} = 1 - (\zeta_{\text{BX}} + \zeta_{\text{pem}} + \zeta_{\text{nob}} + 0.5\zeta_{\text{rp}}) = 1 - (0.09 + 0.052 + 0.03 + 0.5 \cdot 0.0392) = 0.808.$$

Здесь значения всех коэффициентов потерь  $\zeta$  были найдены выше при подсчете величины K; для коэффициента потерь трения принята половинная величина от найденной ранее, так как при ее определении учитывалась длина трубы, а входная ее часть составляет примерно половину от полной.

Напомним еще раз, что такой способ оценки значения  $\beta$  не учитывает влияния на его величину заторможенного пограничного слоя вблизи входного отверстия. Действительную величину  $\beta$  следует определять экспериментально. Однако при предварительных расчетах приближенно (особенно для малых судов) можно оценивать значение  $\beta$  без учета пограничного слоя, влияние которого пойдет в запас.

После определения значений К и β повторяем расчет параметров движителя.

Оптимальное отношение скоростей

$$q_0 = \alpha + \sqrt{\alpha^2 - \frac{\beta}{K}} = 0.95 + \sqrt{0.95^2 - \frac{0.808}{1.101}} = 1.362.$$

Тогда

$$q_0 - \alpha = 1,362 - 0.95 = 0.412;$$
  
 $Kq_0^2 - \beta = 1,102 \cdot 1.362^2 - 0.808 = 1.236.$ 

При  $v_0 = 7,26 \ \text{м/сек}$  (см. рис. 117)  $P_e = 116 \ \kappa\Gamma$ , a = 2,28, а по рис. П.17  $\eta_{\rm H} = 0,83$ . В первом приближении величина скорости хода

$$v_{0} = \sqrt[3]{\frac{150N_{T_{\rm H}}(q_{0}-\alpha)}{(Kq_{0}^{2}-\beta)a}} = \sqrt[3]{\frac{150\cdot21,3\cdot0,83\cdot0,412}{1,236\cdot2,28}} = 7,27 \text{ m/cek.}$$

Тогда по рис. 117 a=2,125 и  $P_e=118 \kappa \Gamma$ . Окончательно

$$v_{0} = \sqrt[3]{\frac{150 \cdot 21, 3 \cdot 0, 83 \cdot 0, 412}{1, 236 \cdot 2, 125}} = 7,32 \text{ m/cek};$$

$$Q = \frac{P_{e}}{\rho v_{0} (q_{0} - \alpha)} = \frac{118}{102 \cdot 7, 32 \cdot 0, 442} = 0,384 \text{ m/cek};$$

$$D_{BX} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{0}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0, 384}{3, 14 \cdot 7, 32}} = 0,258 \text{ m};$$

$$D_{BMX} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_{BMX}}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi q_{0}v_{0}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0, 384}{3, 14 \cdot 1, 362 \cdot 7, 32}} = 0,222 \text{ m};$$

$$H = (Kq_{0}^{2} - \beta) \frac{v_{0}^{2}}{2g} = 1,236 \frac{7,322}{2 \cdot 9,81} = 3,38 \text{ m};$$

$$K_{H} = \frac{H}{n_{c}^{2}D^{2}} = \frac{3,38}{19,5^{2} \cdot 0,258^{2}} = 0,1332;$$

$$K_{Q} = \frac{Q}{n_{c}D^{3}} = \frac{0,384}{19,5 \cdot 0,258^{3}} = 1,143.$$

По рис. П.17 это соответствует  $\phi \approx -4^{\circ}$ ;  $\eta_{\rm H} = 0.82$ . Проверяем условие (4.24)

$$D_{\rm np} = D \sqrt{1 - d^2} = 0,258 \sqrt{1 - 0,37^2} = 0,239 \text{ m};$$
$$\frac{D_{\rm np}}{D_{\rm Bbix}} = \frac{0,239}{0,222} = 1,076,$$

т. е. условие  $1 < \left(\frac{D_{np}}{D_{Bbx}}\right) < 1,1$  выполняется.

Полный к. п. д. движительной установки

$$\eta = \frac{P_e v_0}{75 N_{e_H}} = \frac{118 \cdot 7, 32}{75 \cdot 22, 4} = 0,514.$$

Таким образом, расчет параметров и основных размеров движителя закончен. Можно приступать к его проектированию.

### § 34. ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРА w/vo

### Размеры движителя при $w/v_0 = 1$

В рассмотренном выше примере удалось рассчитать движитель, сохраняя  $w/v_0 = 1$ . Однако это не всегда возможно. В частности, как будет показано ниже, если бы был принят другой двигатель, отношение  $w/v_0$  не удалось бы сохранить равным единице.

Предположим, что при выборе двигателя (см. табл. 7, строки 8, 9, 10) предпочтение отдано двигателю АМ-407-СР, номинальная мощность которого составляет 33 л. с. и скорость вращения при выбранном редукторе 940 об/мин.

Как обычно начинаем расчет при условии сохранения  $w/v_0 = 1.$ 

Потребляемая насосом мощность может составлять

$$N = N_{e_L} \eta_{\text{вал}} \eta_{\text{ред}} = 33 \cdot 0.98 \cdot 0.97 = 31.35 \ A. \ c.$$

Из предыдущего расчета выбираем исходные значения:

$$v_0 \approx 8$$
 m/cek;  $K = 1,10; \alpha = 0.95; \beta = 0.82.$ 

По рис. 43 находим  $g_0 = 1,32$ . Тогда

$$q_0 - \alpha = 1,32 - 0,95 = 0,37;$$
  
 $Kq_0^2 - \beta = 1,10 \cdot 1,32^2 - 0,82 = 1,10$ 

По рис. 117 а=2,07. Исходное значение скорости ходав первом приближении

$$v_{0 \text{ pac}^{q_{1}}} = \sqrt[3]{\frac{150N_{\gamma_{H}}(q_{0}-\alpha)}{(Kq_{0}^{2}-\beta)a}} = \sqrt[3]{\frac{150\cdot31,3\cdot0,8\cdot0,37}{1,10\cdot2,07}} = 8,65 \text{ m/cek}.$$

При этом значении скорости хода a=1,92. Тогда  $v_{0 pacu}=$ =8,85. Третье приближение дает a=1,89,  $v_{0 pacu}=8,90$  *м/сек.* Найдем в первом приближении параметры насоса. По рис.

117 величина движущей силы  $P_e = R = 150 \kappa \Gamma$ .

$$Q = \frac{P_e}{\rho v_0 (q_0 - \alpha)} = \frac{150}{102 \cdot 8,9 \cdot 0,37} = 0,447 \ \text{m}^3/\text{cek};$$

$$D_{\text{bx}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v_0}} = \sqrt{\frac{4\cdot 0,447}{3,14 \cdot 8,9}} = 0,253 \ \text{m};$$

$$D_{\text{bxx}} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi q_0 v_0}} = \sqrt{\frac{4\cdot 0,447}{3,14 \cdot 1,32 \cdot 8,9}} = 0,219 \ \text{m};$$

$$A = \frac{3,36}{(q_0 - \alpha)^{1/2} (Kq_0^2 - \beta)^{3/4}} = \frac{3,36}{0,37^{1/2} \cdot 1,1^{3/4}} = 5,12;$$

$$n_s = \frac{An\sqrt{Q}}{v_0} = \frac{5,12 \cdot 940\sqrt{1,89}}{8,9} = 742.$$

Из рис. П.13—П.17 (см. прилож. I и II) видно, что при такой величине коэффициента быстроходности можно применять только один из этих типовых насосов — насос ОД-1. При максимуме к. п. д. и требуемом значении n<sub>s</sub> по характеристике этого насоса находим  $K_{\rm H} = 0,101$  и  $\eta_{\rm H} = 0,845$ .

Напор насоса, требуемый по параметрам движителя,

$$H = (Kq_0^2 - \beta) \frac{v_0^2}{2g} = 1,10 \frac{8,9^2}{2 \cdot 9,81} = 4,44 \text{ m.}$$

Диаметр рабочего колеса при насосе ОД-1

$$D = \sqrt{\frac{H}{n_{\rm c}^2 K_H}} = \sqrt{\frac{4.44}{15,67^2 \cdot 0,101}} = 0,423 \ \text{m}.$$

Эта величина много больше, чем входной размер водометного трубопровода  $D_{\rm BX} = 0,256~m$ , найденный из условия равенства скоростей во входном участке трубы и скорости хода, т. е. при  $w/v_0 = 1$ . Следовательно, при этом условии использование насоса ОД-1 неприемлемо.

### Влияние увеличения w/vo

Условие  $w/v_0 = 1$  не является строго обязательным. Возможно увеличение входного диаметра, т. е.  $w < v_0$ . При этом согласно рис. 42 коэффициент местных потерь энергии на вход будет увеличиваться, а величина скорости жидкости в этом месте уменьшаться.

Проверим возможность увеличения диаметра входа в водометную трубу и соответствующего уменьшения размера насоса. Для этого оценим размеры движителя при уменьшении отношения  $w/v_0$ . Порядок такого расчета и его результаты для рассматриваемого примера приведены в табл. 9 и 10. Изменение отношения  $w/v_0$  можно осуществлять, изменяя размер входного отверстия, т. е. входной диаметр трубопровода, но при расчете этот диаметр уже нужно знать. Поэтому расчет ведут способом последовательных приближений.

В табл. 9 дано первое приближение, рассчитанное при постоянном одинаковом для всех вариантов  $w/v_0$  значении входного диаметра трубопровода, равного 0,219 *м*, т. е. принятого по предыдущему расчету. При расчете второго приближения (табл. 10) для каждого из рассматриваемых значений  $w/v_0$  определена своя величина выходного диаметра, полученная в результате расчета первого приближения, т. е. из табл. 9.

Строго говоря, затем следует выполнить расчет третьего приближения, приняв значение выходного диаметра по результатам расчета второго приближения, либо оставить неизменными диаметры, но изменить величины отношения  $w/v_0$  в соответствии с полученными значениями  $v_0$  и  $w = Q/F_{\rm BX}$ . Это уточнило бы результаты. Однако порядок выполнения такого расчета не отличается от данного в табл. 10, а уточнение будет незначительным, поэтому здесь мы этого приближения не выполняем, а принимаем значения  $D_{\rm BX}$  по строке 3 и  $D_{\rm BMX}$  по **Таблица** 9

К определению размеров движителя при уменьшении  $w/v_0$ (первое приближение)

| ходные данные: И | $a = 31, 3$ A. c.; $D_{BX_1} = 0, 219$ M; $\alpha = 0, 216$ M; $\alpha = 0, 016; p = 102$ KT                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                  | 0.95; $a_1 = 1,89;$<br>$M^4; L = 0,6 M.$ | η <sub>н</sub> == 0,8; | ζ <sub>ποв</sub> – 0,( | 33; <sup>ζ</sup> <sub>реш <sup>-</sup></sub> | = 0,052; |
|------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------|------------------------|------------------------|----------------------------------------------|----------|
|                  | Параметр                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                      | Источнак                                 |                        | Вели                   | анна                                         |          |
|                  | <u>ω</u>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                      | Задаем                                   | 0,8                    | 0,6                    | 0,4                                          | 0,3      |
| D                | $\mathbf{b}_{\mathbf{x}} - D_{\mathbf{b}}\mathbf{x}_{\mathbf{I}} \left[ \sqrt{\frac{v_0}{w}} \right] \mathbf{w}$                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                              |                                          | 0,245                  | 0,284                  | 0,347                                        | 0,4      |
| ,<br>s           | $t - f\left(rac{w}{v_0} ight)$ при $\alpha = 18^\circ$                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                       | Рис. 42                                  | 0,138                  | 0,24                   | 0,41                                         | 0,52     |
|                  | <sup>ζ</sup> <sub>bx</sub> · 0,75 <sup>ζ</sup> <sub>abx</sub>                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                 | -                                        | 0,104                  | 0,18                   | 0,316                                        | 0,39     |
|                  | $\zeta_{TP} = \lambda \frac{L}{D_{BX}}$                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                       | Формула (4.5)                            | 0,0392                 | 0,0338                 | 0,0277                                       | 0,0185   |
| 8<br>- 1<br>- 2  | $\frac{\partial}{\partial \theta} \left( \zeta_{\text{flob}} + \zeta_{\text{peut}} + \zeta_{\text{bx}} + 0.5\zeta_{\text{fl}} \right)$                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                        | Формула (4.7)                            | 0,835                  | 0,777                  | 0,835                                        | 0,856    |
|                  | $\int_{B} \int_{B} \int_{B$ | Формула (4.3)                            | 0,0664                 | 0,0636                 | 0,0501                                       | 0,0347   |
|                  |                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                                               |                                          |                        |                        |                                              |          |

## Продолжение табл. 9

| N <u>∳</u><br>n. n. | Параметр                                                                                                | Источник       |        | Вели   | гчина  |        |
|---------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------|--------|--------|--------|--------|
| ∞                   | $\zeta_{all OB}$ , HP $\zeta_{n OB} \left( \frac{D_{BMK}}{D_{BK}} \right)^4$                            | Формула (4.3)  | 0,0192 | 0,0106 | 0,0048 | 0,0027 |
| 6                   | $\sum_{z}^{r}$ TP. $\Pi P = \sum_{z}^{r}$ TP $\left( \frac{D_{\text{BLIX}}}{D_{\text{BX}}} \right)^4$   | Формула (4.3)  | 0,0218 | 0,0119 | 0,0044 | 0,0016 |
| 10                  | $\zeta_{\text{peiu. up}} = \zeta_{\text{pem}} \left( \frac{D_{\text{BMX}}}{D_{\text{BX}}} \right)^4$    | Формула (4.3)  | 0,033  | 0,018  | 0,0082 | 0,0047 |
| 11                  | $K = 1 \pm \Sigma^{c}_{s \mathbf{n} \mathbf{p}}$                                                        | Формула (4.1)  | 1,14   | 1,104  | 1,0675 | 1,0437 |
| 12                  | $q_0 = \alpha \div \sqrt{\frac{\alpha^2 - \frac{\beta}{K}}{K}}$                                         | Формула (3.28) | 1,372  | 1,395  | 1,297  | 1,237  |
| 13                  | $q_0 - \alpha$                                                                                          | Формула (4.19) | 0,422  | 0,445  | 0,347  | 0, 287 |
| 14                  | $Kq_0^2-\beta$                                                                                          | Формула (4.19) | 1,311  | 1,364  | 0,961  | 0,741  |
| 15                  | $v_{0_1} = \sqrt[3]{rac{150.31, 3.0, 8 (q_{0} - \alpha)}{(Kq_{0}^2 - \beta) a_1}} \ _{\mathbf{M}/cek}$ | Формула (4.19) | 8,60   | 8,64   | 8,92   | 9,15   |

# Продолжение табл. 9

|                                                                              | Параметр | Источник       |       | Вел   | ичина |       |
|------------------------------------------------------------------------------|----------|----------------|-------|-------|-------|-------|
| a <sub>11</sub>                                                              |          | Рис. 117       | 1,93  | 1,92  | 1,88  | 1,83  |
| $v_{0_{11}} = v_{0_1} \int_{-3}^{3} \sqrt{\frac{a_1}{a_{11}}} w/a$           | X        | Формула (4.19) | 8,54  | 8,69  | 8,85  | 9,24  |
| UBLIX - 9000 M/CEK                                                           |          | Формула (3.15) | 11,72 | 12,12 | 11,48 | 11,43 |
| $P_{e} = f\left(v_{0}_{11} ight) \kappa \Gamma$                              |          | Рис. 117       | 143,5 | 146,5 | 149   | 157   |
| $Q = \frac{P_e}{e^{v_0}(q_0 - \alpha)} M^3/ce$                               | Ŷ        | Формула (4.13) | 0,39  | 0,371 | 0,476 | 0,58  |
| $D_{\mathtt{BMX}_{1}} - \sqrt{rac{4Q}{\pi v_{\mathtt{bMX}}}}$               | 2        | Формула (4.21) | 0,206 | 0,192 | 0,229 | 0,254 |
| $D_{\mathtt{b}\mathtt{X}_{1}} = \sqrt{rac{4Q}{zv_{0}}\cdot rac{v_{0}}{w}}$ | W        | Формула (4.22) | 0,27  | 0,31  | 0,413 | 0,517 |

**Т**аблица 10

| ¥ | определению | размеров | движителя   | ндп  | уменьшении | w/v0 |  |
|---|-------------|----------|-------------|------|------------|------|--|
|   |             | (BTODO   | е приближе: | ние) |            |      |  |

|                  |                                                                                          | (                                                         |        |        |        | j      |
|------------------|------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------|--------|--------|--------|--------|
|                  | Исходные данные: N <sub>e</sub> == 31,3 л. с.; α-= 0,95; т <sub>н</sub><br>L == 0,6 л; п | <sub>н</sub> − 0,8; ζ <sub>пов</sub> — 0,03<br>940 об/мин | pem .  | 0,052; | 0,016; |        |
| №<br>М≙<br>П. п. | Параметр                                                                                 | Источник                                                  |        | Вел    | ичина  |        |
| -                | <u>00</u>                                                                                | Задаем                                                    | 0,8    | 0,6    | 0,4    | 0,3    |
| 5                | $D_{BMX_{\mathbf{I}}}, \mathcal{M}$                                                      | Табл. 9                                                   | 0,206  | 0,192  | 0,229  | 0,254  |
| en<br>en         | $D_{\mathbf{B}\mathbf{X}_{1}}, \mathcal{M}$                                              | Табл. 9                                                   | 0,27   | 0,31   | 0,413  | 0,517  |
| 4                | $\zeta_{\rm TP} = \lambda \frac{L}{D_{\rm BX}}$                                          | Формула (4.5)                                             | 0,0356 | 0,031  | 0,0232 | 0,0186 |
| 5<br>L           | ×85                                                                                      | Табл. 9                                                   | 0,104  | 0,18   | 0,346  | 0,39   |
| 9                | $\zeta_{TP, \ \PiP} = \zeta_{TP} \left( \frac{D_{BHX}}{D_{BX}} \right)^4$                | Формула (4.3)                                             | 0,0121 | 0,0046 | 0,0022 | 0,0011 |
| 2                | $\zeta_{BX, IIP} = \zeta_{BX} \left( \frac{D_{BMX_1}}{D_{BX_1}} \right)^4$               | Формула (4.3)                                             | 0,0352 | 0,0265 | 0,0299 | 0,0227 |

| 10         |
|------------|
| табл.      |
| апнажгороd |
|            |

| 양 : | Параметр                                                                                                                                   | Источник       |        | Вел    | ичина  |        |
|-----|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------|--------|--------|--------|--------|
| ∞   | $\boldsymbol{\zeta}_{\Pi \text{OB. }\Pi \text{P}} = \frac{\zeta}{2_{\Pi \text{OB}}} \left( \frac{D_{\text{BLK}}}{D_{\text{B}K}} \right)^4$ | Формула (4.3)  | 0,0102 | 0,0044 | 0,0028 | 0,0018 |
| 6   | $\zeta_{\text{peut. IIP}} \leftarrow \zeta_{\text{peut}} \left( \frac{D_{\text{BMX}_{1}}}{D_{\text{BX}_{1}}} \right)^4$                    | Формула (4.3)  | 0,0176 | 0,0076 | 0,0049 | 0,0031 |
| 10  | $K - 1 \pm \Sigma_{ m inp}$                                                                                                                | Формула (4.1)  | 1,0751 | 1,0431 | 1,0398 | 1,0287 |
| 11  | 02-                                                                                                                                        | Табл. 9        | 0,835  | 0,777  | 0,835  | 0,856  |
| 12  | $q_0 = \alpha \div \sqrt{\alpha^2 - \frac{\beta}{K}}$                                                                                      | Формула (3.28) | 1,305  | 1,347  | 1,266  | 1,214  |
| 13  | d0 α                                                                                                                                       | Формула (4.19) | 0,355  | 0,397  | 0,316  | 0,266  |
| 14  | a                                                                                                                                          | Табл. 9        | 1,93   | 1,92   | 1,88   | 1,83   |
| 15  | $Kq_0^2-3$                                                                                                                                 | Формула (4.19) | 0,996  | 1,116  | 0,832  | 0,665  |

Продолжение табл. 10

| ∏apawerp                                                            |   | Источник       |       | Вел   | ичина |       |
|---------------------------------------------------------------------|---|----------------|-------|-------|-------|-------|
| $v_0 = V = V = \frac{150.31, 5 \cdot 0.8 (q_0 - 2}{(Kq_0^2 - 3) a}$ | ) | Формула (4.19) | 8,84  | 8,84  | 6,10  | 9,28  |
| и <sub>вых</sub> , q <sub>0</sub> 00 м/сек                          |   | Формула (3.15) | 11,55 | 11,85 | 11,57 | 11.28 |
| $P_{e}=R=-f\left(v_{0} ight)$ $\kappa\Gamma$                        | , | Рис. 117       | 149   | 149   | 155   | 157   |
| $Q = \frac{P_e}{\rho v_0 \left(q_0 - 2\right)} M^3 / cek$           |   | Формула (4.13) | 0,465 | 0,436 | 0,522 | 0,623 |
| $D_{BUX} = \sqrt{\frac{4Q}{\pi u_{BUX}}} M$                         |   | Формула (4.21) | 0,226 | 0,216 | 0,240 | 0,252 |
| $H = -\frac{v_0^2}{2g} \left( K q_0\frac{5}{2} \right) M$           |   | Формула (4.14) | 4,27  | 4,64  | 3,65  | 3,20  |
| $n_{\rm s}=\frac{3,65n\sqrt{Q}}{H^{3}a}$                            |   | Формула (2.55) | 630   | 722   | 936   | 1130  |

-f

|       |                                                                          |                |        | Шp     | одолжение | ma61. 10 |
|-------|--------------------------------------------------------------------------|----------------|--------|--------|-----------|----------|
| .п.п. | Параметр                                                                 | Источинк       |        | Вел    | нчнна     |          |
| 23    | $K_H = \frac{H}{n_{\rm c}^2 D^2} + \frac{H}{n_{\rm c}^2 D_{\rm mx_1}^2}$ | Формула (2.87) | 0, 239 | 0, 197 | 0,087     | 0,049    |
| 24    | $K_Q = \frac{Q}{n_c D^3} = \frac{Q}{n_c D_{\rm BX}^3}$                   | Формула (2.86) | 1,508  | 0,940  | 0,473     | 0, 288   |
| 25    | I-ДО ндп <sub>н</sub> л                                                  | Рис. П. 14     | [      | 1      | 0,87      |          |
| 26    | <sub>йн</sub> при ОД-2                                                   | Рис. П. 15     |        | 3      | 0,78      | 0,75     |
| 27    | <sub>йн</sub> при ОД-10                                                  | Рис. П. 16     | [      | 1      | 0,78      | 0,83     |
| 28    | <sub>йн</sub> при ОД-18                                                  | Рнс. 11. 17    | l      | !      |           | 1        |
| 29    | $r_{i_{\Gamma}} - f(K_{H}; K_{Q})$                                       | Рис. 47        | 0,88   | 0,88   | 0,82      | 0,76     |
| 30    | $c = f(K_H)$                                                             | Рнс. 52        | 1030   | 970    | 880       | 780      |
| 31    | $d \to f(K_H)$                                                           | Рнс. 50        | 0,65   | 0,58   | 0,42      | 0,33     |
| 32    | $D_{np} D V \overline{1-a^2} M$                                          | Формула (2.57) | 0,205  | 0,250  | 0,374     | 0,485    |

строке 20 табл. 10. Тогда в строке 22 получаем величины коэффициентов быстроходности насоса, которые возрастают примерно вдвое при рассматриваемом уменьшении отношения  $w/v_0$ .

Затем принимаем диаметр рабочего колеса насоса равным входному диаметру водометной трубы, т. е.  $D = D_{\rm BX}$  и при этом условии подсчитываем значения  $K_H$  и  $K_Q$  (см. строки 23 и 24). По полученным величинам проверяем возможность использования всех четырех типовых насосов, данных в приложении. Из строк 25—28 табл. 10 видно, что требуемые параметры могут быть обеспечены только при малых величинах  $w/v_0$ . Насос ОД-18 вообще нельзя использовать. Наивысший к. п. д. насоса можно обеспечить применением лопастной системы ОД-1 при  $w/v_0=0,4$ . При этом  $D_{\rm BX}=D=0,310$  м и  $D_{\rm BMX}=0,240$  м.

### \$ 35. РАСЧЕТ ЛОПАСТНОЙ СИСТЕМЫ НОВОГО НАСОСА

## Гидравлический расчет лоцастей рабочего колеса

Размеры насоса и движителя могут быть уменьшены по сравнению с полученными в табл. 10. Это видно из того, что значения коэффициента быстроходности (строка 22) и при больших  $w/v_0$  приемлемы, только у располагаемых типовых насосов соотношение  $K_H$  и  $K_Q$  в оптимуме характеристик значительно отличается от требуемого. Задача может быть решена расчетом нового насоса.

В табл. 10 минимальные размеры водометной трубы (размеры  $D_{\rm BMX}$  и  $D_{\rm BX}$ ) получились при наибольшем значении отпошения  $w/v_0$ . Однако при  $w/v_0 = 0.8 \ D_{\rm BMX} = 0.226 \ mm , a \ D_{\rm np} - 0.205 \ mm , т. е. при этом размер насоса меньше выходного отверстия и условие (4.24) не удовлетворяется.$ 

Результаты расчета по табл. 10 даны в виде соответствующих кривых на рис. 118. Здесь в зависимости от входного размера движителя  $D_{\rm BX}$  указаны следующие параметры:  $H, Q, K_{\rm H}, K_Q, d, D_{\rm BMX}, D_{\rm RP}$  и 1,1 $D_{\rm BMX}$ .

Примем; что диаметр насоса равен диаметру входа. Тогда нз графика (рис. 118) видно, что условие (4.24) удовлетворяется при размере  $D_{\text{вых}} = (0,282 \div 0,298) \ M.$ 

Выбираем диаметр насоса D=0,29 м. Тогда из рис. 118 получаем следующие параметры насоса:

коэффициент напора  $K_H = 0,22$ ; коэффициент подачи  $K_Q = 1,1$ ; втулочное отношение d = 0,62. Число оборотов рабочего колеса n = 940 об/мин = 15,67 об/сек. Значения напора и подачи насоса могут быть также сняты с графика (рис. 118). Для большей точности подсчитываем их по выбранным безразмерным коэффициентам. Получаем

$$H = K_{H}n_{c}^{2}D^{2} = 0,22 \cdot 15,67^{2} \cdot 0,29^{2} = 4,54 \text{ m};$$

$$Q = K_{Q}n_{c}D^{3} = 1,1 \cdot 15,67 \cdot 0,29^{3} = 0,42 \text{ m}^{3}/ce\kappa.$$

$$\begin{bmatrix} M_{a} & M_{H} & q_{3} & M_{A} & \sigma & D_{bax} \\ 1,5 & 0,24 & \frac{M_{a}}{ce\kappa} & \frac{M_{a}}{ck} & D_{np} \\ 1,4 & 0,22 & 0,62 & 4,4 \\ 1,3 & 0,20 & 0,60 & 4,2 \\ 1,2 & 0,3^{3} & 0,58 & 4,0 \\ 1,0 & 0,14 & 0,54 & 3,6 \\ 0,9 & 0,12 & 0,52 & 3,4 \\ 0,8 & 0,10 & 0,50 & 3,2 & 0,5 & 0,32 \\ 0,7 & 0,08 & 0,48 & 3,0 \\ 0,6 & 0,46 & 0,46 \\ 0,4 & 0,28 \\ 0,5 & 0,04 & 0,44 \\ 0,4 & 0,26 \\ 0,4 & 0,42 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,22 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,22 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,22 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,22 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,22 \\ 0,3 & 0,24 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\ 0,22 \\$$

Рис. 118. К примеру выбора размеров и параметров движителя.  $I = D_{np}; 2 = Q; 3 = H; 4 = 1, 1D_{BHX}; 5 = K_Q; 6 = d; 7 = D_{BHX}; 8 = K_H.$ 

Находим размер втулки

$$D_{\rm BT} = Dd = 0,29 \cdot 0,62 = 0,18$$
 m.

Выбираем значения расчетных радиусов и определяем минимально допустимые величины густоты решеток профилей из условия обеспечения безотрывности течения. Подсчет углов направления потока до и за расчетными решетками и величины  $(e/t)_{\text{доп}}$  приведены в табл. 11.

Выбираем оптимальную густоту периферийной решетки  $(e/l)_{nep} = \int (K_H)$ . По рис. 51 находим  $(l/l)_{nep} = 1,35$ . Сравнив ее с данными табл. 11, видим, что безотрывность течения обеспечивается при примерно втрое меньшей густоте решетки, чем оптимальная. Допустимая густота решеток на всех остальных сечениях также меньше, чем  $(l/l)_{nep}$ . Следовательно, безотрывность

**Таблица 11** 

К определению допустимой густоты решеток профилей лопастей рабочего колеса

|                                                       |                         |                                                                             | ·                                       | the second s |                                                     |              |
|-------------------------------------------------------|-------------------------|-----------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------|--------------|
|                                                       |                         |                                                                             | 0,142                                   | 13,98                                                                                                          | 3,71                                                | 10,27        |
|                                                       |                         |                                                                             | 0,13                                    | 12,8                                                                                                           | 4,05                                                | 8,75         |
| 53)                                                   | Величина                | 10,34                                                                       | 0,118                                   | 11,62                                                                                                          | 4,46                                                | 7,16         |
| об/мин;<br>Э (по рис.                                 |                         |                                                                             | 0,106                                   | 10,43                                                                                                          | 4,96                                                | 5,47         |
| и 940<br><sup>т</sup> г 0,86                          |                         |                                                                             | 0,094                                   | 9,25                                                                                                           | 5,6                                                 | 3,65         |
| d = 0,62;<br>$Q = 0,42 \ m^3/cek;$                    | Источник                | Формула (5.48)                                                              | Задаем                                  | Формула (5.45)                                                                                                 | Формула (5.46)                                      | 1            |
| Исходные данные: D : 0,29 <i>м</i><br>Н 4,54 <i>м</i> | Параметр                | $v_{z^{\pm -}} = \frac{4Q}{\pi D^2 \left(1 - \frac{4^2}{d^2}\right)} M/cek$ | L, M                                    | $u = \frac{\pi r n}{30} M / ceK$                                                                               | $v_{u2} \approx \frac{gH}{\gamma_{\Gamma} u} M/ceK$ | $u - v_{u2}$ |
|                                                       | . <sup>Ne</sup><br>л.п. | _                                                                           | ~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~~ | сл                                                                                                             | 4                                                   | 21           |

| <b>1</b>   |
|------------|
| -          |
| табл.      |
| родолжение |
|            |

| Ng<br>Л. п. | Параметр                                                        | Источник |         |         | Величина |         |         |
|-------------|-----------------------------------------------------------------|----------|---------|---------|----------|---------|---------|
| Q           | $\mathrm{tg}\beta_{1}=\frac{v_{z}}{u}$                          | Рас. 27  | 1,17    | 0,9906  | 0,8899   | 0,8077  | 0,7394  |
| 2           | $\lg \beta_n = \frac{v_2}{u - v_{u_2}}$                         | Рис. 27  | 2,828   | 1,890   | 1,445    | 1,181   | 900,1   |
| x x         | β                                                               |          | 48° 10′ | 44° 44' | 41° 40′  | 38° 56' | 36° 29′ |
| 5           | °G                                                              | ł        | 70° 32′ | 62° 07′ | 55° 19′  | 49, 45' | 45° 11′ |
| 10          | $\Delta\beta^{\circ}$ $\beta_{2}-\beta_{1}$                     | ]        | 22° 22′ | 17° 23′ | 13° 39′  | 10° 49′ | 8° 42'  |
| =           | $\left(rac{l}{t} ight)_{ m Hom} f\left(\Delta eta;eta_2 ight)$ | Ряс. 55  | 0,88    | 0,77    | 0,60     | 0,51    | 0,45    |

.

течения будет обеспечена практически при любых l/t (больше указанных в строке 11 табл. 11).

Величины *l/t* существенно влияют на кавитационные качества насоса. Примем, что геометрическая высота всасывания проектируемого водометного насоса примерно равна нулю. Тогда кавитационный коэффициент установки

$$\sigma_{yer} = \frac{(H_{sv})_y}{H} = \frac{\frac{p_a}{\gamma} - (H_s)_y - \frac{pd}{\gamma} - \sum h_{sc} + 3\frac{v_0^2}{2g}}{H},$$

откуда с учетом необходимого запаса  $\varphi = 1,15$  получаем, что  $\sigma$  колеса должно быть не более чем

$$\sigma_{non} \leq \frac{10}{1,15/l} = \frac{10}{1,15\cdot4,54} = 1,92.$$

Если принять значения *l/t* по предельным величинам из табл. 11, σ получается много больше, чем σ<sub>доп</sub>, и колесо будет кавитировать. Для улучшения кавитационных качеств необходимо увеличить *l/t*. Требуемые величины *l/t* определяют из расчета серии решеток с различной густотой. Для краткости ниже приведен расчет только окончательного варианта. Из строки 14 табл. 13 видно, что значения получились в пределах 1,69 ÷ ∴ 1,91, т. е. меньше, чем предельно допустимое σ<sub>доп</sub>=1,92.

Порядок расчета решеток тонких дужек лопастей и его результаты приведены в табл. 12. Здесь расчет закончен получением значений углов установки а (строка 21) и кривизны β (строка 19).

Этот расчет выполнен без учета действительной толщины профилей. Влияние толщины учитываем расчетом эквивалентных дужек, приведенным в первой половине табл. 13. В результате расчета (строка 8) получаем значение кривизны эквивалентных дужек вокв. т. е. дужек, которые могут быть приняты за средние линии профилей.

Для того чтобы можно было вычертить искомые профили, необходимо окончательно решить вопрос о числе лопастей колеса. Это число может быть подсчитано по данным табл. 12 и 13 и формулам (5.37) и (5.38)

$$Z_{\rm cur} = (0, 12 \div 0, 15) \frac{\left(\frac{l}{t}\right)_{\rm cp} r_{\rm cp} (\alpha_{\rm K} - \alpha_{\rm n})}{R_{\rm n} - R_{\rm K}};$$
$$r_{\rm cp} = \frac{1}{3} \left(1 \div \frac{d^2}{1 - d}\right) D.$$

Подставляя величины d и D, находим  $r_{\rm ep}$ =0,1196 *м*. Интерполируя величины  $(l/t)_{\rm ep}$  (строка 3 табл. 12), для среднего радиуса

| 2                   | 1                                                             | 1                | [        | 1                        | 1                             | 1                                                              | <br>                    | 1               |                                                    |
|---------------------|---------------------------------------------------------------|------------------|----------|--------------------------|-------------------------------|----------------------------------------------------------------|-------------------------|-----------------|----------------------------------------------------|
| аблица 1            |                                                               |                  | 0, 142   | 0,223                    | 1,35                          | 0,3011                                                         | 0,741                   | 0,02            | 3,306                                              |
| Т                   |                                                               |                  | 0,13     | 0,2042                   | 1,52                          | 0,3104                                                         | 0,658                   | 0,021           | 3,306                                              |
|                     | 5                                                             | Величина         | 0,118    | 0,1854                   | 1,68                          | 0,3115                                                         | 0,595                   | 0,024           | 3,306                                              |
| нких дужек лопастей | 940 об/ми<br>0,86;                                            |                  | 0,106    | 0,1665                   | 1,84                          | 0,3064                                                         | 0,543                   | 0,027           | 3,306                                              |
|                     | ek; T <sub>I</sub> r<br>'cek                                  |                  | 0,094    | 0,1477                   | 5                             | 0,2953                                                         | 0,5                     | 0,033           | 3,306                                              |
|                     | $m; \ d = 0,62; \\m; \ Q = 0,42, \frac{M^3}{2} (c = 0,34, m)$ | Источнак         | Табл. 11 |                          | Задаем                        | 1                                                              | Формула (5.43)          | Задаем          | Формула (5.44)                                     |
| Расчет т            | Исходные данные: <i>D</i> = 0,29<br><i>H</i> = 4,54<br>Z = 4; | Параметр         | Г, М     | $t = \frac{2\pi r}{Z} M$ | $\left(rac{l}{t} ight)$ pacy | $l_{\text{pact}} = \left(\frac{l}{t}\right)_{\text{pact}} t M$ | $T_0 - 1 : \frac{l}{t}$ | $\frac{d_m}{l}$ | $\Gamma = \frac{60gH}{r_{\rm tr}n} \ m^2/ce\kappa$ |
|                     |                                                               | №<br>Ло<br>П. П. |          | 5                        |                               | 4                                                              | 2                       |                 | 2                                                  |
# Продолжение табл. 12

| . П. П. | Параметр                                      | Источник                        |         |         | Величина |         |         |
|---------|-----------------------------------------------|---------------------------------|---------|---------|----------|---------|---------|
| œ       | $\Gamma_1 = \frac{\Gamma}{Z} M^2/cek$         |                                 | 0,827   | 0,827   | 0,827    | 0,827   | 0,827   |
| 6       | $u = r_{(0)} = \frac{\pi n r}{30} M/ce\kappa$ | Табл. 11                        | 9,25    | 10,43   | 11,62    | 12,8    | 13,98   |
| 10      | $v_{u2} = \frac{gH}{\eta_{\Gamma} u} M/ceK$   | Табл. 11                        | 5,6     | 4,96    | 4,46     | 4,05    | 3,71    |
| 11      | $w_{u} \cdot u - \frac{v_{u2}}{2} M/cek$      | Формула (5.47)                  | 6,454   | 7,952   | 9,385    | 10,77   | 12,13   |
| 12      | $\lg \alpha' = \frac{v_z}{w_u}$               | Формула (5.49)                  | 1,602   | 1,3     | 1,101    | 0,959   | 0,852   |
| 13      | a,°                                           | Тригонометри-<br>ческие таблицы | 58° 01′ | 52° 26′ | 47° 16′  | 43^ 49' | 40° 27′ |
| 14      | cos a'                                        | Тригонометри-<br>ческие таблицы | 0,5297  | 0,6097  | 0,6722   | 0,7216  | 0,761   |

II родолжение табл. 12

| п. л.<br>15 |                                                                |                 |         |         |          |         |         |
|-------------|----------------------------------------------------------------|-----------------|---------|---------|----------|---------|---------|
| 15          | Параметр                                                       | Источник        |         |         | Величина |         |         |
|             | $w_{\alpha} = \frac{w_{\mu}}{\cos \alpha'}$ M/cek              | формула (5. 50) | 12,18   | 13,04   | 13,96    | 14,93   | 15,93   |
| 16          | 1` m                                                           | Формула (5.52)  | 3,597   | 3,995   | 4,348    | 4,634   | 4,796   |
| 17          | $\frac{57,3\Gamma_1}{w \sqrt{t}}$                              | Формула (5.52)  | 13,17   | 11,86   | 10,9     | 10,22   | 9,88    |
|             | $L = f(T_0; a')$                                               | Рис. П. 1       | 0,95    | 1,05    | 1,16     | 1,28    | 1,42    |
| 19          | $3^{\circ}$ pace $\frac{57, 3\Gamma_1}{w_{\sim} l}: L$         | Формула (5.52)  | 13,9    | 11,3    | 9,4      | ø       | 7       |
| 20          | $\Delta a^{arphi} = f\left(a^{\prime}; \ eta; \ T_{0} ight)$ . | Рис. П. 2       | 1° 30′  | 1° 30′  | 1° 00′   | 0° 40′  | 0° 30′  |
| 21          | a° a' ¦ ∆a                                                     | Формула (5.54)  | 59° 31′ | 54° 36′ | 48° 36′  | 44° 39′ | 40° 57' |

### Tabounda 13

# Расчет эквивалентных дужек лопастей с учетом влияния толицины профилей

|                 | Исхол                                                                                                                                             | лые данные: см.                 | табл. 12 |          |          |         |         |
|-----------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------|----------|----------|----------|---------|---------|
| №<br>№<br>п. п. | Параметр                                                                                                                                          | Источник                        |          |          | Величина |         |         |
| -               | к, л                                                                                                                                              | Табл. 12                        | 0,094    | 0,106    | 0,118    | 0,13    | 0,142   |
| 5               | 50<br>52                                                                                                                                          | Табл. 11                        | 70+327   | 62 ° 07′ | 55° 19'  | 49° 45° | 45° 11′ |
| en en           | $\vartheta_{2} = 90^{\circ} - 3_{2}$                                                                                                              | l                               | 19° 28′  | 27° 53′  | 34° 41′  | 40° 35° | 44° 59′ |
| 4               | $rac{\Delta \overline{f}}{\overline{c}}$ · $f\left(rac{l}{t}$ ; $artheta_2 ight)$                                                               | Рис. 60                         | 0,12     | 0,155    | 0,18     | 0,2     | 0,2     |
| ١O              | $\frac{1}{2} \operatorname{tg}\left(\frac{\Delta \mathfrak{z}}{2}\right)  \frac{\Delta \overline{\mathcal{J}}}{\overline{c}} \cdot \frac{d_m}{t}$ | Форму <i>л</i> а (5.63)         | 0,004    | 0,0042   | 0,0043   | 0,0042  | 0.004   |
| 6               | $\operatorname{tg}\left(\frac{\Delta \mathfrak{z}}{2}\right)$                                                                                     | Формула (5.63)                  | 0,008    | 0,0084   | 0,0086   | 0,0084  | 0,008   |
| 2               | $, \frac{\Delta 3^{\circ}}{2}$                                                                                                                    | Тригонометри-<br>ческие таблицы | 0,5      | 0,5      | 0,5 ·    | 0.5     | 0,5     |

Продолжение табл. 13

| №<br>П. П. | Параметр                                                                                     | Источник       |       |       | Величина |       |        |
|------------|----------------------------------------------------------------------------------------------|----------------|-------|-------|----------|-------|--------|
| œ          | $\frac{5.6}{3.6 \text{ kB}}$ $\frac{3}{2}$ pace $\frac{1}{2}$ $\frac{\Delta \frac{3}{2}}{2}$ | Формула (5.64) | 14,9  | 12,3  | 10,4     | б     | ×      |
| 6          | Т.Ч. Рад                                                                                     |                | 1,26  | 1,215 | 1,181    | 1,157 | 1,14   |
| 10         | $1+rac{4}{\pi}\cdotrac{dm}{l}$                                                             |                | 1,042 | 1,034 | 1,031    | 1,027 | 1 ,025 |
| =          | $m = (1 + \beta_{3n}) \left( 1 + \frac{4}{\pi} \cdot \frac{4m}{l} \right)$                   | Формула (5.29) | 1,313 | 1,256 | 1,218    | 1,188 | 1,168  |
| 12         | w <sub>max</sub> - mw_ M/cek                                                                 | Формула (5.29) | 15,99 | 16,38 | 17       | 17,74 | 18,61  |
| 13         | и, м/сек                                                                                     | Табл. 11       | 9,25  | 10,43 | 11,62    | 12,8  | 13,98  |
| 14         | $\sigma = \frac{w_{\max}^2 - u^2}{2gH}$                                                      | Формула (5.28) | 1,91  | 1,79  | 1,73     | 1,69  | 1,69   |

получим (*l/t*) <sub>ср</sub>=1,66. Тогда

$$Z_{\text{onr}} = (0, 12 \div 0, 15) \frac{1, 16 \cdot 0, 1196 \cdot 18, 5^{\circ}}{0, 048} = 9 \div 12.$$

Выбираем ближайшее приемлемое значение Z=8. В табл. 12 и 13 для определенности предварительно было принято Z=4.

У искомых профилей углы  $\alpha$  и  $\beta$  сохраняются такими же, как и полученные, т. е. по строке 21 табл. 12 и строке 8 табл. 13, а длины профилей *l* будут в 8:4, т. е. в два раза меньше, чем указано в строке 4 табл. 12. Максимальную толщину профилей подсчитываем для принятого числа лопастей

$$d_m = \frac{d_m}{l} l,$$

где  $d_m/l$  — по строке 6 табл. 12, а l вдвое меньше, чем по строке 4 той же таблицы.

### Прочностной расчет лопастей колеса

Прочностной расчет выполняем как поверочный расчет корневого сечения спроектированной лопасти по методике, изложенной в § 20. Порядок расчета и его результаты приведены в табл. 14.

В результате расчета (строка 31) получаем, что максимальное напряжение растяжения в корневом сечении  $\delta_{max} = 1066 \ \kappa \Gamma/cm^2$  — приемлемо.

### Расчет лопаточного отвода

В качестве исходных параметров принимаем, что основные размеры отвода (наружный и внутренний диаметры его проточной части) такие же, как и у рассчитанного ранее рабочего колеса. Одинаковыми выбираем н расчетные радиусы. Тогда на этих радиусах циркуляция скорости вокруг профилей решеток отвода равна циркуляции вокруг профилей колеса на тех же раднусах. Одинаковы и величины осевой скорости в аппарате и колесе.

Порядок и результаты расчета даны в таблицах. В табл. 15 выполнено определение минимально допустимой густоты решеток аппарата по условию обеспечения безотрывности течения в нем. Допустимые величины *l/t* даны в строке 6.

Часто лопаточный отвод из технологических соображений выполняют так, чтобы его лопатки имели постоянную вдоль оси машины высоту. В табл. 16 приведен расчет величины *l/t* при постоянной высоте лопаток *h*, которую мы выбираем по наиболее длинным — корневым профилям. При этом необходимо уже

Таблица 14

### Поверочный расчет лопасти на прочность

|            | Исходные данные: см. т                                                                                           | абл. 12               |          |
|------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------|----------|
| №<br>п. п. | Параметр                                                                                                         | Источник              | Величина |
| 1          | $n_c^2 D^5 \ \mathrm{m}^5/\mathrm{ce\kappa}^2$                                                                   |                       | 0,5034   |
| 2          | $M_{z} = \frac{\gamma_{\rm B} K_{\rm H} K_{\rm Q}}{2\pi Z \gamma_{\rm C}} n_{\rm c}^2 D^5 \kappa \Gamma \cdot M$ | Формула (5.91)        | 1,735    |
| 3          | $\frac{2-3d-d^3}{3}$                                                                                             | Формула (5.97)        | 0,1261   |
| 4          | $\frac{1}{d}$                                                                                                    | Формула (5.97)        | 1,613    |
| 5          | $\ln \frac{1}{d}$                                                                                                | Таблица<br>логарифмов | 0,4781   |
| 6          | $d \ln \frac{1}{d}$                                                                                              | Формула (5.97)        | 0,2964   |
| 7          | $1 - d - d \ln \frac{1}{d}$                                                                                      | Формула (5.97)        | 0,0836   |
| 8          | $\frac{gK_H}{\tau_{\rm ir}\pi^2}$                                                                                | Формула (5.97)        | 0,2543   |
| 9          | $\frac{gK_H}{r_c\pi^2}\left(1-d-d\ln\frac{1}{d}\right)$                                                          | Формула (5.97)        | 0,02126  |
| 10         | $\frac{2-3d+d^3}{3} - \frac{gK_H}{\eta_F \pi^2} \left(1 - d - d\ln\frac{1}{d}\right)$                            | Формула (5.97)        | 0,1048   |
| 11         | $n_{\rm c}D^5 \frac{\gamma_{\rm B}\pi K_H}{8Z\gamma_{\rm ir}}$                                                   | Формула (5.97)        | 6,321    |

| №<br>п. п. | Параметр                                                                                                                  | Источник                           | Величина              |
|------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------|-----------------------|
| 12         | $M_{\mu} = n_{\rm c}^2 D^5 \frac{\gamma_{\rm B} \pi K_H}{8Z \gamma_{\rm r}} \left[ \frac{2 - 3d \cdots d^3}{3} - \right]$ | Формула (5.97)                     | 0,6624                |
|            | $-\frac{gK_H}{\eta_{\Gamma}\pi^2}\left(1-d-d\ln\frac{1}{d}\right)\right]\kappa\Gamma\cdot M$                              |                                    |                       |
| 13         | $a_{\kappa}^{0}$                                                                                                          | Табл. 12                           | 59°31′                |
| 14         | $\cos \alpha_{\rm K}$                                                                                                     | Тригономет-<br>рические<br>таблицы | 0,5073                |
| 15         | sin ¤ <sub>K</sub>                                                                                                        | То же                              | 0,8618                |
| 16         | $M_u \cos \alpha_{\kappa} \kappa \Gamma \cdot M$                                                                          | Формула (5.99)                     | 0,3322                |
| 17         | $M_z \sin \alpha_{\kappa} \kappa \Gamma \cdot M$                                                                          | Формула (5.99)                     | 1,495                 |
| 18         | $M_x = M_u \cos \alpha_{\rm K} + M_z \cos \alpha_{\rm K} \kappa \Gamma \cdot m$                                           | Формула (5.99)                     | 1,827                 |
| 19         | $l_x = \frac{1}{2} l_{\text{pacy}} M$                                                                                     | Табл. 12                           | 0,1476                |
| 20         | $d_{m\kappa} = \frac{d_{m\kappa}}{l} l_x M$                                                                               |                                    | 0,00485               |
| 21         | $W_{\chi} = \frac{l_x \left(\frac{2}{3} d_{m\kappa}\right)^2}{6} \mathcal{M}^3$                                           | Формула (5.102)                    | $2,566 \cdot 10^{-7}$ |
| 22         | $\sigma_{H3\Gamma} \max = \frac{M_x}{W_x} \kappa \Gamma/cM^2$                                                             | Формула (5.100)                    | 714                   |
| 23         | $R_{\rm cp} = \frac{R_{\rm n} + R_{\rm K}}{2} \ cM$                                                                       | Табл. 12                           | 11,8                  |

Продолжение табл. 14

| №<br>п. п. | Параметр                                                                                   | Источник                                     | Величина |
|------------|--------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------------|----------|
| 24         | $d_{m  cp} = f(R_{cp})  cm$                                                                | Интерполяция<br>(см. табл. 12<br>и стр. 107) | 0,37     |
| 25         | $l_{cp} = f(R_{cp}) cM$                                                                    | То же                                        | 15,58    |
| 26         | $F_{\rm cp} \approx \frac{2}{3} d_m  c_{\rm p} l_{\rm K}  c M^2$                           | Формула (5.101)                              | 3,843    |
| 27         | $\omega = 2\pi n_c \ 1/ce\kappa$                                                           |                                              | 98,44    |
| 28         | $F_{\rm K} \approx \frac{2}{3} d_{m\rm K} l_{\rm cp} \ c M^2$                              | Формула (5.101)                              | 4,767    |
| 29         | $m = \frac{\gamma_n}{g} F_{cp} (R_{\pi} - R_{\kappa}) (\kappa \Gamma \cdot ce\kappa^2)/cm$ | Формула (5.104)                              | 0,01467  |
| 30         | $\sigma_{\mu 6} = \frac{mR_{cp}\omega^2}{F_{\kappa}} \kappa \Gamma/cM^2$                   | Формула (5.104)                              | 352      |
| 31         | σ <sub>max</sub> = σ <sub>H3r max</sub> ÷ σ <sub>μδ</sub> κΓ/cm <sup>2</sup>               | Формула (5.105)                              | 1066     |

знать число лопаток. По формуле (5.67) находим онтимальное  $Z_2$ 

$$Z_{2} = \frac{Z_{1}\left(\frac{l}{t}\right)_{2}}{2\sqrt{\frac{0,162K_{Q}^{2}}{(1-d^{2})^{2}} + \frac{0,247K_{H}^{2}}{\frac{\gamma_{\Gamma}^{2}}{\gamma_{\Gamma}^{2}}}}} = \frac{8\cdot0,56}{2\sqrt{\frac{0,162\cdot1,1^{2}}{(1-0,62^{2})^{2}} + \frac{0,247\cdot0,22^{2}}{0,86^{2}}}} = 3,1.$$

0,862

**Таблица** 15

К определению допустимой густоты решеток лопаток отвода

| ныс дан | Шые: D = 0,29 м;             | $d = 0, 62; \qquad v_{u2} = 0$ | M/CeK;  | vz 10,  | 34 м/сек, | 3 <sub>2</sub> = 9( | <u>ي</u> |
|---------|------------------------------|--------------------------------|---------|---------|-----------|---------------------|----------|
| Πa      | раметр                       | Источник                       |         |         | Величина  |                     |          |
|         | , <i>ж</i>                   | Табл. 11                       | 0,094   | 0,106   | 0,118     | 0,13                | 0, 142   |
| Γnα     | - Uu2K                       | Табл. 11                       | 5,6     | 4,96    | 4,46      | 4,05                | 3,71     |
| 631     | 2 <u>2</u><br>171            | Рис. 27                        | 1,846   | 2,082   | 2,317     | 2,553               | 2,789    |
|         | 07                           | Тригонометрические<br>таблицы  | 61° 33′ | 64° 21′ | 66° 39′   | 68° 37′             | 70° 16′  |
|         | $3_1) =: (90^{\circ} - 3_1)$ |                                | 28° 27' | 25° 39' | 23 · 21 ′ | 21° 23′             | 19° 44′  |
| пон     | $-f(\Delta\beta;\beta_2)$    | Рис. 55                        | 0,56    | 0,49    | 0,4       | 0,38                | 0,35     |

**Т**аблица 16

К выбору густоты решеток лопаток при постоянной высоте отвода

Продолжение табл. 16

|                   | 1                | 0,9843                        | 1                                                 | 0,64      | 0,06425         | 0,364      |
|-------------------|------------------|-------------------------------|---------------------------------------------------|-----------|-----------------|------------|
|                   |                  | 0,9814                        | l                                                 | 0,64      | 0,06518         | 0,399      |
| Величина          | ·                | 0,9775                        |                                                   | 0,64      | 0,06554         | 0,442      |
|                   | ì                | 0,9724                        | )                                                 | 0,64      | 0,0658          | 0, 494     |
|                   | 0,0662           | 0,9652                        | 0,0639 .                                          | 0,64      | 0,06626         | 0,561      |
| Источник          |                  | Тригонометрические<br>таблицы | 1                                                 | Принимаем |                 | ļ          |
| Параметр          | lk - (l/l)k fk M | sin a <sub>s</sub>            | $h_{\rm K} \sim l_{\rm K} \sin \alpha_{\rm s}  M$ | ћ, ж      | l - h/sin 2.« M | <i>l/t</i> |
| Ng<br>Ng<br>H. H. | ~ ~              |                               | 6                                                 | 10        | =               | 12         |

Ταδλυψα 17

| отвода  |
|---------|
| лопаток |
| дужек   |
| тонких  |
| Расчет  |

|                     | Исходные данны              | e: $D = 0,29  \text{m}; \ d = 0,0$<br>$d_m = 0,005$ | 52; Z = 5;<br>5 $M; v_z = 10,$ | Г. 3,306 м <sup>2</sup> /<br>34 м/сек | гек; Г <sub>1</sub> 0,( | 6612 м²/сек; |         |
|---------------------|-----------------------------|-----------------------------------------------------|--------------------------------|---------------------------------------|-------------------------|--------------|---------|
| N <u>6</u><br>п. п. | Парамстр                    | Источник                                            |                                |                                       | Величина                |              |         |
| -                   | r, .H                       | Табл. 16                                            | 0,094                          | 0,106                                 | 0,118                   | 0,13         | 0,112   |
| 5                   | t, .u                       | Табл. 16                                            | 0,1181                         | 0,1332                                | 0,1483                  | 0,1634       | 0,1784  |
| en                  | <u>t</u>                    | Табл. 16                                            | 0,561                          | 0, 194                                | 0,442                   | 0,399        | 0,364   |
| 4                   | I, м                        | Табл. 16                                            | 0,06626                        | 0,0658                                | 0,06554                 | 0,06518      | 0,06495 |
| ເລ                  | $\frac{d_m}{l}$             | 1                                                   | 0,0755                         | 0,076                                 | 0,0763                  | 0,0767       | 0,077   |
| 9                   | $T_0 	ext{ -1}: rac{l}{t}$ | ł                                                   | 1,782                          | 2,024                                 | 2,262                   | 2,506        | 2,747   |
| 2                   | sin 2°                      | Табл. 16                                            | 0,9652                         | 0,9724                                | 0,9775                  | 0,9814       | 0,9843  |

l\_

| 17          |  |
|-------------|--|
| табл.       |  |
| Продолжение |  |

| №<br>п. п. | Параметр                                                        | Источник         |         |         | Величина |         |         |
|------------|-----------------------------------------------------------------|------------------|---------|---------|----------|---------|---------|
| ×          | $w = \frac{v_z}{\sin \alpha} M/ce\kappa$                        | Рис. 27          | 10,71   | 10,63   | 10,57    | 10,53   | 10,5    |
| 6          | w_l n <sup>2</sup> /cer                                         | Формула (5.52)   | 0,7096  | 0,6995  | 0,6928   | 0,6863  | 0,682   |
| 10         | <del>ه ال</del> الم                                             | Формула (5.32)   | 0,932   | 0,945   | 0,954    | 0,963   | 0,97    |
| =          | $L = f(T_0; z_{\star})$                                         | Рис. 119         | 1,46    | 1,49    | 1,51     | 1,52    | 1,53    |
| 12         | $\beta_{pacy}^{\circ} = \frac{57, 31_1}{w \ IL}$                | Формула (5.52)   | 36,6    | 36,3    | 36,2     | 36,3    | 36,3    |
| 13         | د : ر<br>۲                                                      | Табл. 16         | 74° 51' | 76° 30′ | 77° 49′  | 78° 55' | 79° 50' |
| 14         | $\Delta \alpha^{\circ} = f(T_0; \ \pi_{\circ}; \ \beta_{pacy})$ | Рис. П.11 — П.12 | 0° 55′  | 0° 35′  | 0° 30′   | 0° 25′  | 0° 20′  |
| 15         | z° z <sub>∼</sub> -i-∆z                                         | Формула (5.54)   | 75° 46′ | 77° 05′ | 78° 19′  | 79° 20' | 80° 10′ |

Ближайшее большее число лопаток равно 4, но таким его принять пельзя, так как это кратно числу лопастей колеса, равного 8. Принимаем число лопаток отвода  $Z_2 = 5$ .

Результаты выбора густоты решеток даны в строке 12 табл. 16. Сравнивая с данными строки 6 табл. 15, видим, что полученные l/t на всех раднусах несколько больше, чем минимально допустимые, т. е. они приемлемы.

В табл. 17 приведены норядок и результаты расчета решеток тонких дужек лопаток отвода. Дальнейшее определение параметров эквивалентных дужек, т. е. учет влияния толщины профилей, вынолияется так же, как это ноказано в табл. 13 (строки 1—8) для рабочего колеса. Обычно максимальную толщину лопаток отвода принимают одинаковой. В табл. 17 она принята равной 5 мм.





Рис. П.1. Определение β.





Рис. П. 3. Определение  $\Delta \alpha$  при  $\beta = 20^{\circ}$ .







Рис. П. 5. Определение  $\Delta \alpha$  при  $\beta = 24^\circ$ .







Рис. П. 7. Определение  $\Delta \alpha$  при  $\beta = 28^\circ$ .







4 140 MM: Z придожение п. таблицы профилей и характеристики типовых насосов Размены сечений лопасти рабочего колеса насоса ОЛ-1 Л --- 350 *мм: Л*.

|       | R 77.0              |          |       | R = 101,0          |       |                 | R 124.5               |      | 1     | 2 148,2 |      |       | R 172,2 |      |
|-------|---------------------|----------|-------|--------------------|-------|-----------------|-----------------------|------|-------|---------|------|-------|---------|------|
| x     | ų                   | <b>`</b> | x     | y                  |       | x               | y                     | •    | ×     | h       | •    | x     | y       | ~    |
| 10,0  | 115,1               |          | 10,0  | 111,4              |       | 10,0            | 108,0                 |      | 10,0  | 104,0   | 1    | 10,0  | , 100,8 |      |
| 10,3  | 113,6               | !        | 10,3  | 110,0              | 1     | 10,3            | 106,6                 | l    | 10,3  | 103, 2  | !    | 10,3  | 99,7    |      |
| 12,2  | 111,4               | 4,57     | 12,9  | 108,1              | 4,43  | 13,5            | 104,8                 | 4,01 | 14,0  | 101, 4  | 3,7  | 14,3  | 98,0    | 3,30 |
| 18,2  | 107,2               | 6,92     | 20,9  | 104,1              | 7,63  | 23,1            | 101,0                 | 5,51 | 24,7  | 98,0    | 4,72 | 26,2  | 95,3    | 4,01 |
| 40,9  | 91,6                | 11,32    | 50,4  | 90'06              | 9,68  | 58,3            | 88,1                  | 8,02 | 64, 6 | 86,6    | 6,37 | 70,2  | 85,1    | 4,80 |
| 72,0  | 71,0                | 11,72    | 90,9  | 71,0               | 10,15 | 96,7            | 71,0                  | 8,48 | 119,0 | 71,0    | 6,76 | 128,2 | 71,0    | 4,96 |
| 103,3 | 50,7                | 7,47     | 131,8 | 52,8               | 6,84  | 146,0           | 54,6                  | 6,05 | 174,0 | 56,0    | 5,03 | 188,0 | 57,1    | 3,78 |
| 125,8 | 34,8                | 2,60     | 161,4 | 39,1               | 2,60  | 190,5           | 42,6                  | 2,44 | 214,0 | 14,9    | 2,20 | 231,0 | 46,6    | 1,89 |
| 131,7 | 30,3                | 1,18     | 169,3 | 35,0               | 1,18  | 200,3           | 38,8                  | 1,18 | 225,0 | 41,7    | 1,18 | 243,1 | 43,6    | 1,13 |
| 133,7 | 28,3                | I        | 172,4 | 33,6               | 1     | 204,0           | 37,8                  | l    | 228,5 | 40,8    | 1    | 256,5 | 42,8    | 1    |
| 133,9 | 28,4                | I        | 172,6 | 33,7               |       | 204,2           | 38,0                  | !    | 228,7 | 41,0    |      | 256,7 | 43,0    | !    |
| 72,0  | 71,0                | 1        | 90,9  | 71,0               |       | 96,7            | 71,0                  | i    | 119,0 | 71,0    |      | 128,2 | 71,0    |      |
|       | $p_{**}^{*} = 1, 4$ | 80       |       | p* 1,34<br>p**0,2( | +0    | * <b>o</b> .*o. | * = 1,18<br>** = 0,20 |      | **    | = 1,02  |      | ***   | * _0,95 |      |
|       |                     | _        |       |                    | -     |                 |                       | -    |       |         | -    |       |         |      |

~

s

Размеры сечений лопатки отвода насоса 0Д-1 D = 350 мм; D<sub>вт</sub> = 140 мм; Z

| 1         |        |      |      | ·    |          |      |      |       |       |       |       |        |       |       | <br>                        |
|-----------|--------|------|------|------|----------|------|------|-------|-------|-------|-------|--------|-------|-------|-----------------------------|
|           |        | 1    |      | 4,8  | 8,5      | 10,5 | 11,0 | 10,0  | 7,6   | 6,2   | 3,8   | 1      | -     | 1     |                             |
| R - 170.0 | y      | 30,4 | 31,4 | 35,4 | 47,8     | 65,2 | 82,6 | 100,0 | 117,4 | 134,8 | 152,2 | 164,6  | 169,6 | 100,0 | <br>* 1,4<br>** 0,15        |
|           | x      | 39,6 | 40,6 | 41,1 | 44,0     | 50,0 | 55,1 | 59,5  | 62,3  | 62,6  | 61,9  | 60,5   | 60,2  | 50,0  | <br>* <del>*</del><br>ు. ం. |
|           | ۰<br>۱ | 1    | 1    | 4,8  | 8,5      | 10,5 | 11,0 | 10,0  | 7,6   | 6,2   | 3,8   |        | !     |       |                             |
| R 146,0   | y J    | 30,8 | 32,4 | 35,8 | 48,1     | 65,4 | 82,7 | 100,0 | 117,3 | 134,6 | 151,9 | 164, 2 | 169,2 | 100,0 | <br>* ==1,4<br>** -0,15     |
|           | x      | 37,2 | 36,2 | 38,0 | 42, 6    | 49,0 | 54,4 | 59,0  | 61,3  | 62,9  | 62,8  | 62,1   | 62, 0 | 50,0  | *م. *م.                     |
|           | r      | 1    | ļ    | 4,8  | 8,5      | 10,5 | 11,0 | 10,0  | 7,6   | 6, 2  | 3,8   | 1      | 1     | 1     |                             |
| R 120,0   | y      | 31,0 | 32,6 | 36,0 | 48,7     | 65,8 | 82,9 | 100,0 | 117,1 | 134,2 | 151,3 | 163,4  | 168,4 | 100,0 | <br>$^{*}_{**}$ 1,4         |
|           | x      | 36,4 | 35,6 | 35,8 | 40,6     | 47,4 | 53,8 | 58,6  | 61,5  | 63,1  | 64,5  | 63,2   | 64, 4 | 50,0  | °. °c.                      |
|           | ~      |      |      | 4,8  | 8,5      | 10,5 | 11,0 | 10,0  | 7,6   | 6,2   | 3,8   |        | 1     | !     | 10                          |
| R - 98,0  | y      | 32,4 | 34,0 | 27,4 | 49,3     | 66,2 | 83,1 | 100,0 | 116,9 | 133,8 | 150,7 | 162, 6 | 167,6 | 100,0 | .* - 1,4<br>o** -=0,15      |
|           | x      | 32,5 | 31,8 | 33,0 | 37,6     | 44,8 | 51,4 | 57,1  | 61,0  | 63,9  | 66,0  | 67,0   | 67,5  | 50,0  |                             |
|           |        |      | 1    | 4,8  | 8,5<br>5 | 10,5 | 11,0 | 10,0  | 7,6   | 6, 2  | 3,8   |        |       |       |                             |
| R ~ 75,0  | 77     | 33,2 | 34,2 | 38,2 | 49,9     | 66,6 | 83,3 | 100,0 | 116,7 | 133,4 | 150,1 | 161,8  | 166,8 | 100,0 | <br>p* ≈ 1,4<br>p** 0,15    |
|           | ×      | 29,0 | 28,3 | 29,2 | 35,4     | 43,5 | 51,0 | 57,5  | 62,5  | 66,3  | 0,69  | 70,6   | 71,0  | 50,0  |                             |



Рис. II. 14. Универсальная характеристика лопастной системы насоса ОД-1.

# Таблица II. 3

| - 4          |
|--------------|
| Ż            |
| :ww          |
| 87,5         |
| $D_{\rm BT}$ |
| WW.          |
| 350          |
| Ś            |
| 5            |
| Чо           |
| насоса       |
| колеса       |
| рабочего     |
| лопастн      |
| сечений      |
| азмеры       |

|          | `  | E      | 1,23   | 1,75   | 2,80   | 2,98   | 2,28  | 1,40   | 1,05   | I      | I     | ļ     | ,     |                            |
|----------|----|--------|--------|--------|--------|--------|-------|--------|--------|--------|-------|-------|-------|----------------------------|
| R 170,45 | ų  | 98,40  | 95,53  | 96,65  | 93,15  | 88,60  | 83,53 | 79,33  | 78,10  | 77,75  | 77,93 | l     | 90,00 | • 0,35<br>• 0,35           |
|          | ×  | 17,30  | 18,90  | 22,93  | 37,10  | 56,70  | 75,95 | 89,95  | 93,08  | 95, 20 | 95,35 | ì     | 57,05 | ***<br>*                   |
|          | ۲. | :      | 1,93   | 3,15   | 4,90   | 5,08   | 3,50  | 1,75   | 1,23   | :      | ;     |       |       |                            |
| ę 141,2  | ų  | 99,45  | 98,75  | 98,05  | 96,83  | 92, 80 | 87,38 | 82,30  | 78,10  | 76,70  | 76,53 | 76,70 | 90,00 | $^{*}$ 0,53<br>$^{*}$ 0,35 |
|          | ×  | 17,50  | 17,85  | 19,08  | 23,10  | 37,45  | 57,05 | 77,00  | 91,35  | 95,38  | 96,78 | 97,13 | 57,70 | *a.*a.                     |
| ,        | ~  | :      | 2,63   | 4,21   | 6,65   | 7,18   | 5,08  | 2,28   | 1,23   | :      | ]     |       |       |                            |
| R 112,0  | ĥ  | 104,00 | 102,08 | 100,15 | 94, 20 | 86,68  | 79,50 | 73,73  | 72,15  | 71,63  | 71,80 | i     | 90,00 | * = 0,70<br>**0,35         |
|          | x  | 17,50  | 19,08  | 22, 75 | 36,75  | 55,83  | 75,08 | 80,08  | 92,75  | 94,15  | 94,50 | 1     | 57,05 | <sup>ت</sup> و_ تې_        |
|          | ~  | ł      | 3,15   | 5, 25  | 8,40   | 9,28   | 6,83  | 2,80   | 1,40   | 1      | !     | ł     |       | ~                          |
| R 82,74  | ĥ  | 111,70 | 109,45 | 106,63 | 97,70  | 86,33  | 75,30 | 66, 55 | 63,93  | 63,05  | 63,23 | }     | 90,0  | 5* 0,88<br>5** == 0,38     |
|          | x  | 17,50  | 18,73  | 22,23  | 35,00  | 52,68  | 70,35 | 82,78  | 86,28  | 87,50  | 87,85 | ŀ     | 55,13 |                            |
| •        | r. |        | 3,50   | 5,95   | 10,15  | 11,55  | 8,58  | 3, 50  | 1,16   |        | i     | ľ     | !     |                            |
| R 53,55  | ĥ  | 122,90 | 119,93 | 116,08 | 103,30 | 86,15  | 69,35 | 56, 23 | 52, 20 | 50,98  | 50,80 | 1     | 90,06 | ,*1,05<br>,**. 0,35        |
|          | ×  | 17,50  | 18,38  | 21,18  | 32, 20 | 47,60  | 62,65 | 72,80  | 75,43  | 76,48  | 76,83 |       | 51,58 | C2 C2                      |

Таблица II. 4

|                                |            |          | <br>      |       |        |       |        |        |        |        |        |        | <br>        |                    |
|--------------------------------|------------|----------|-----------|-------|--------|-------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-------------|--------------------|
|                                |            | \        | 1         | 6,83  | 8,05   | 8,40  | 7,53   | 6,40   | 5,08   | 3,15   | 1      |        |             |                    |
|                                | R 170.45   | ĥ        | 28,88     | 47,95 | 66,85  | 85,98 | 105,00 | 123,90 | 142,98 | 162,05 | 181,13 | 105,00 | 0.90        | ** 0,25            |
| Z 3                            |            | x        | 44,63     | 49,88 | 56,70  | 61,63 | 64,40  | 66,15  | 65,63  | 63,53  | 60, 20 | 64,40  | <br>- *0    |                    |
| WW !                           |            | <b>~</b> |           | 6,83  | 8,05   | 8,40  | 7,53   | 6, 48  | 5,08   | 3,15   | 1      |        | <br>        |                    |
| <sub>вт</sub> 87,5             | R 141,23   | ų        | 28,88     | 47,95 | 66,85  | 85,98 | 105,00 | 123,90 | 142,98 | 162,05 | 181,13 | 105,00 | - 0.90      | * 0,25             |
| <i>Ч</i> , <i>к</i> , <i>D</i> |            | x        | 43,75     | 49,00 | 54,78  | 59,50 | 62,65  | 64,58  | 64,75  | 63,53  | 61,25  | 62,65  | - *3        | .*o.               |
| ) 35(                          |            | ۰ L      | !         | 7,00  | 8,23   | 8,40  | 7,53   | 6,48   | 5,08   | 3, 32  | 1      | 1      |             |                    |
| а ОД-2 Г                       | R - 112,00 | ĥ        | 28,88     | 47,95 | 66,85  | 85,95 | 105,00 | 123,90 | 142,98 | 162,05 | 181,13 | 105,00 | <br>- 0,90  | • <b>*</b> -0,25   |
| ца насос:                      |            | ×        | 39,90     | 44,48 | 51,63  | 57,40 | 61,78  | 64,58  | 65,80  | 65,63  | 64,58  | 61,78  |             | *œ.                |
| КИ ОТВОЛ                       | ~          | L        |           | 7,00  | 8,40   | 8,40  | 7,53   | 6,65   | 5,08   | 3,50   | I      | 1      |             |                    |
| ий лопат                       | R = 82,71  | Ъ        | 28,88     | 47,95 | 66,85  | 85,95 | 105,00 | 123,90 | 142,98 | 162,05 | 181,13 | 105,00 | <br>.* 0,90 | •**=0,25           |
| ы сечені                       |            | ×        | <br>36,05 | 41,83 | 49,35  | 56,18 | 61,25  | 64,58  | 66,68  | 68,08  | 68,25  | 61,25  |             |                    |
| Размер                         | ×          | r        | 1         | 7,00  | 8,58   | 8,58  | 7,53   | 6,83   | 5, 25  | 3,50   | ļ      | I      |             |                    |
|                                | R = 53, 50 | ų        | <br>28,88 | 47,95 | 66, 85 | 85,95 | 105,00 | 123,90 | 142,98 | 162,05 | 181,13 | 105,00 | <br>*0,90   | . <b>**</b> .=0,25 |
|                                |            | x        | <br>30,10 | 37,10 | 45,68  | 54,80 | 61,43  | 66,50  | 70,00  | 72,63  | 74,63  | 61,43  |             | 5                  |

.





**2**43

| 4      |
|--------|
| Ň      |
| 5      |
| ЧW     |
| ະ.     |
| 87,    |
| E      |
| ) BT   |
| 7:     |
| WЪ     |
| ñ<br>O |
| 35(    |
|        |
| Q      |
| 10     |
| Ę      |
| a<br>a |
| 00     |
| Нас    |
| a      |
| лес    |
| K0.    |
| 2      |
| He!    |
| a60    |
| ä      |
| TH     |
| пас    |
| Оľ     |
| ЯЙ     |
| енı    |
| сеч    |
| З      |
| tep    |
| aan    |
| Ъ      |

| - 173,1       | ,<br>; | <i>h</i> | <sup>y</sup>   <sup>y</sup>   <sup>y</sup>   (01,28   - | y 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 | <i>y</i> (01,28 - 00,79 - 00,79 - 000,21 1,58 | y (01,28 - (00,79 - (00,21 1,58 99,31 1,88                                                 | <i>y</i> (01,28 – (00,79 – (00,21 1,58 99,31 1,88 95,70 2,27 95,37 2,27   | y         y         y           (01, 28         -         -           (00, 79         -         -           99, 31         1, 58         95, 70         2, 27           95, 70         2, 32         90,00         2, 32 | y         y           (01,28         -           (00,79         -           (00,21         1,58           99,31         1,88           95,70         2,27           90,00         2,32           83,76         1,86 | y         y         y           (01,28         -         -           (00,79         -         -           (00,21         1,58         -           99,31         1,88         -           95,70         2,27         -           90,00         2,32         -           83,76         1,86         -           78,63         1,13         - | y         y           (01, 28         -           (00, 79         -           (00, 21         1,58           99, 31         1,88           95, 70         2,27           90,00         2,32           83, 76         1,86           78,63         1,13           77,09         0,85 | y     y       (01,28     -       (00,79     -       (00,21     1,58       99,31     1,88       95,70     2,27       90,00     2,32       83,76     1,86       73,63     1,13       76,69     0,85                                                            | y         y           (01,28         -           (00,79         -           (00,21         1,58           99,31         1,88           95,70         2,27           90,000         2,32           83,76         1,13           78,63         1,13           77,09         0,85           76,69         -           76,84         - | y     y       (01,28     -       (00,79     -       99,31     1,58       95,70     2,27       90,00     2,32       83,76     1,18       73,63     1,13       77,09     0,85       76,69     -       76,84     -       90,00     -                               |
|---------------|--------|----------|---------------------------------------------------------|-----------------------------------------|-----------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| -             | x   y  |          | 0,00 101,28                                             | 0,00 101,28<br>0,23 100,79              | 0,00 101,28<br>0,23 100,79<br>1,78 100,21     | 0,00 101,28<br>0,23 100,79<br>11,78 100,21<br>6,44 99,31                                   | 0,00 101,28<br>0,23 100,79<br>1,78 100,21<br>16,44 99,31<br>33,41 95,70 : | 0,00 101,28<br>0,23 100,79<br>1,78 100,21<br>16,44 99,31<br>33,41 95,70 1<br>56,47 90,00 1                                                                                                                               | 0,00 101,28<br>0,23 100,79<br>1,78 100,21<br>6,44 99,31<br>33,41 95,70 1<br>56,47 90,00 1<br>9,39 83,76                                                                                                             | 0,00 101,28<br>0,23 100,79<br>1,78 100,21<br>6,44 99,31<br>33,41 95,70 1<br>96,47 90,00 1<br>9,39 83,76<br>6,00 78,63                                                                                                                                                                                                                      | 0,00     101,28       0,23     100,79       1,78     100,21       6,44     99,31       33,41     95,70       56,47     90,00       9,39     83,76       6,00     78,63       0,49     77,09                                                                                         | 0,00     101,28       0,23     100,79       1,78     100,21       6,44     99,31       6,47     99,31       3,41     95,70       6,47     90,00       9,39     83,76       6,00     78,63       0,49     77,09       0,49     77,09                          | 0,00     101,28       0,23     100,21       1,78     100,21       6,44     99,31       6,47     99,31       33,41     95,70       96,00     78,63       66,00     78,63       00,49     77,09       2,28     76,84                                                                                                                 | 0,00     101,28       0,23     100,79       1,78     100,21       6,41     99,31       13,41     95,70       16,47     90,00       9,39     83,76       10,49     77,09       12,28     76,69       12,28     76,69       12,28     76,84       90,00     90,00 |
|               | x   .  | - 10.00  |                                                         | 10,23                                   | 10,23<br>1,84 11,78                           | 10,23<br>1,84 11,78<br>2,24 16,44                                                          | - 10,23<br>1,84 11,78<br>2,24 16,44<br>2,84 33,41                         | 10,23           1,84         11,78           2,24         16,44           2,84         33,41           2,84         56,47                                                                                                | 10,23           1,84         11,78           2,24         16,44           2,84         33,41           2,84         56,47           2,08         79,39                                                              | 1,84         10,23           1,84         11,78           2,24         16,44           2,84         33,41           2,84         56,47           2,08         79,39           1,20         96,00                                                                                                                                           | 1,84         10,23           1,84         11,78           2,24         16,44           2,84         33,41           2,84         56,47           2,08         79,39           1,20         96,00           1,20         100,49                                                      | 1,84         10,23           1,84         11,78           2,24         16,44           2,84         33,41           2,84         56,47           2,08         79,39           1,20         96,00           1,20         100,49           0,90         100,49 | 1,84         11,78           1,84         11,78           2,24         16,44           2,84         33,41           2,84         56,47           2,84         56,47           2,98         79,39           1,20         96,00           1,20         100,49           0,90         100,49            102,07                        | 1,84     11,78       1,84     11,78       2,24     16,44       2,84     33,41       2,84     56,47       2,90     79,39       1,20     96,00       0,90     100,49        102,07        102,28        56,47                                                     |
| <i></i>       |        | 0 103,33 |                                                         | 9 102,78                                | 9 102,78 8<br>8 102,08 1                      | 9         102,78           8         102,08         1           5         100,97         2 | 9 102,78<br>8 102,08 1<br>5 100,97 2<br>96,62 2                           | 9         102,78           1         102,08           1         102,08           1         90,00           2         90,00                                                                                               | 9         102,78           1         102,78           1         102,97           2         96,62           1         90,00           2         82,94           2         82,94                                      | 9     102,78       8     102,08     1       5     100,97     2       6     96,62     2       7     90,000     2       5     82,94     2       77,19-     1                                                                                                                                                                                 | 9     102,78       8     102,78       1     102,08       1     90,00       2     90,00       2     77,19       1     90,10                                                                                                                                                          | 102,78       102,78       102,08       100,97       2       90,00       2       77,19       1       75,47       0                                                                                                                                            | 9     102,78       8     102,08     1       5     100,97     2       6     96,62     2       7     90,00     2       7     71,19     1       7     75,19     1       7     75,19     1                                                                                                                                             | 102,78       102,78       102,08       11       100,97       11       90,00       2       75,19       1       75,03       75,19       1       75,03       75,19       1       90,00                                                                             |
| *             |        | 10,00    | 10,29                                                   |                                         | 6 11,88                                       | 5 11,88<br>5 16,65                                                                         | 6 11,88<br>5 16,65<br>0 34,05                                             | 6 11,88<br>5 16,65<br>0 34,05<br>4 57,71                                                                                                                                                                                 | 5 11,88<br>5 16,65<br>0 34,05<br>4 57,71<br>9 81,35                                                                                                                                                                 | 6         11,88           5         16,65           0         34,05           4         57,71           9         81,35           7         98,52                                                                                                                                                                                          | <ul> <li>5 11,88</li> <li>5 16,65</li> <li>34,05</li> <li>4 57,71</li> <li>98,52</li> <li>5 103,16</li> </ul>                                                                                                                                                                       | <ul> <li>5 11,88</li> <li>5 16,65</li> <li>0 31,05</li> <li>31,05</li> <li>91,35</li> <li>98,52</li> <li>103,16</li> <li>104,81</li> </ul>                                                                                                                   | <ul> <li>5 11,88</li> <li>5 16,65</li> <li>0 34,05</li> <li>98,52</li> <li>7 98,52</li> <li>103,16</li> <li>104,81</li> <li>105,06</li> </ul>                                                                                                                                                                                      | <ul> <li>5 11,88</li> <li>5 16,65</li> <li>1 34,05</li> <li>34,05</li> <li>98,52</li> <li>98,52</li> <li>98,52</li> <li>103,16</li> <li>104,81</li> <li>105,06</li> <li>57,71</li> </ul>                                                                        |
| y r<br>108,75 | 108,75 |          | 108,00                                                  | 107,12 2,26                             |                                               | 106,44 3,05                                                                                | 106,44 3,05<br>99,14 4,40                                                 | 106,44         3,05           99,14         4,40           90,00         4,64                                                                                                                                            | 106,44         3,05           99,14         4,40           90,00         4,64           80,53         3,39                                                                                                          | 106,44         3,05           99,14         4,40           90,00         4,64           80,53         3,39           72,94         1,67                                                                                                                                                                                                    | 106,44         3,05           99,14         4,40           90,00         4,64           80,53         3,39           72,94         1,67           70,66         1,05                                                                                                                | 106,44     3,05       99,14     4,40       90,00     4,64       80,53     3,39       72,94     1,67       70,66     1,05       70,00     -                                                                                                                   | 106,44     3,05       99,14     4,40       90,00     4,64       90,53     3,39       80,53     3,39       72,94     1,67       72,94     1,05       70,06     1,05       70,11                                                                                                                                                     | 106,44     3,05       99,14     4,40       90,00     4,64       90,53     3,39       80,53     3,39       72,94     1,67       70,66     1,05       70,00     -       70,11     -       90,00     -                                                             |
| x 00 01       |        | 1 00,01  | 10,27 1                                                 | 11,76 1                                 |                                               | 16,20                                                                                      | 16,20 1<br>32,81                                                          | 16,20 1<br>32,81<br>55,23                                                                                                                                                                                                | 16,20 1<br>32,81<br>55,23<br>77,53                                                                                                                                                                                  | 16,20 1<br>32,81<br>55,23<br>77,53<br>93,56                                                                                                                                                                                                                                                                                                | 16,20 1<br>32,81<br>55,23<br>77,53<br>93,56<br>97,84                                                                                                                                                                                                                                | 16,20 1<br>32,81<br>55,23<br>77,53<br>93,56<br>97,84<br>99,38                                                                                                                                                                                                | 16,20 1<br>32,81<br>55,23<br>77,53<br>93,56<br>97,81<br>99,86<br>99,66                                                                                                                                                                                                                                                             | 16,20 1<br>32,81<br>55,23<br>77,53<br>93,56<br>97,84<br>99,66<br>99,66                                                                                                                                                                                          |
| <i>z</i>      |        | 115,62 — | 115,60 -                                                | 114,41 2,82                             | 111 95 1 1 33                                 | 111,00                                                                                     | 102,68 6,99                                                               | 102,68         6,99           90,00         7,58                                                                                                                                                                         | 102,68         6,99           90,00         7,58           77,30         5,44                                                                                                                                       | 102,68         6,99           90,00         7,58           77,30         5,44           67,33         2,35                                                                                                                                                                                                                                 | 102,68         6,99           90,000         7,58           77,30         5,44           67,33         2,35           64,33         1,25                                                                                                                                            | 102,68         6,99           102,68         6,99           90,000         7,58           77,30         5,44           67,33         2,35           64,33         1,25           63,37                                                                       | 102,68         6,99           102,68         6,99           90,00         7,58           77,30         5,44           67,33         2,35           64,33         1,25           63,37            63,42                                                                                                                             | 102,68       6,99         90,000       7,58         77,30       5,44         67,33       2,35         64,33       1,25         63,42          90,000       -                                                                                                    |
| * ,           |        | 10,00    | 10,24                                                   | 11,55                                   | 15,66                                         |                                                                                            | 30,61                                                                     | 30, <b>61</b> ]<br>50,98                                                                                                                                                                                                 | 30,61 ]<br>50,98<br>71,36                                                                                                                                                                                           | 30,61 1<br>50,98<br>71,36<br>85,88                                                                                                                                                                                                                                                                                                         | 30, <b>61</b><br>50,98<br>71,36<br>85,88<br>89,96                                                                                                                                                                                                                                   | 30,61 1<br>50,98<br>71,36<br>85,88<br>89,96<br>91,09                                                                                                                                                                                                         | 30,61         1           50,98         71,36           71,36         85,88           85,88         99,96           91,09         91,41                                                                                                                                                                                            | 30,61 1<br>50,98<br>71,36<br>85,88<br>89,96<br>91,09<br>91,41<br>50,98                                                                                                                                                                                          |
|               | ~      |          |                                                         | 3,60                                    | 5,98                                          |                                                                                            | 10,52                                                                     | 10,52<br>12,12                                                                                                                                                                                                           | 10,52<br>12,12<br>9,29                                                                                                                                                                                              | 10,52<br>12,12<br>9,29<br>3,79                                                                                                                                                                                                                                                                                                             | 10,52<br>12,12<br>9,29<br>3,79<br>1,69                                                                                                                                                                                                                                              | 10,52<br>12,12<br>9,29<br>3,79<br>1,69                                                                                                                                                                                                                       | 10,52<br>12,12<br>9,29<br>3,79<br>1,69                                                                                                                                                                                                                                                                                             | 10,52<br>12,12<br>9,29<br>3,79<br>1,69                                                                                                                                                                                                                          |
|               | y      | 129,72   | 128,34                                                  | 126,70                                  | 122,79                                        |                                                                                            | 108,96                                                                    | 108,96<br>90,00                                                                                                                                                                                                          | 108,96<br>90,00<br>70,91                                                                                                                                                                                            | 108,96<br>90,00<br>70,91<br>56,02                                                                                                                                                                                                                                                                                                          | 108,96<br>90,00<br>70,91<br>56,02<br>51,44                                                                                                                                                                                                                                          | 108,96<br>90,00<br>70,91<br>56,02<br>51,44<br>49,83                                                                                                                                                                                                          | 108,96<br>90,00<br>70,91<br>56,02<br>51,44<br>49,83                                                                                                                                                                                                                                                                                | 108,96<br>90,00<br>70,91<br>56,02<br>51,44<br>49,83<br>49,66<br>90,00                                                                                                                                                                                           |
|               | *      | 10,00    | 10,20                                                   | 10,86                                   | 13.88                                         |                                                                                            | 24,70                                                                     | 24,70<br>39,12                                                                                                                                                                                                           | 24,70<br>39,12<br>52,55                                                                                                                                                                                             | 24,70<br>39,12<br>52,55<br>61,23                                                                                                                                                                                                                                                                                                           | 24,70<br>24,70<br>39,12<br>52,55<br>61,23<br>63,22                                                                                                                                                                                                                                  | 24,70<br>39,12<br>52,55<br>61,23<br>63,22<br>64,00                                                                                                                                                                                                           | 24,70<br>39,12<br>52,55<br>61,23<br>64,00<br>64,32                                                                                                                                                                                                                                                                                 | 24,70<br>39,12<br>52,55<br>61,23<br>63,22<br>64,00<br>64,32<br>83,12                                                                                                                                                                                            |

Размеры сечений лопатки отвода насоса 0Д-10 D = 350 мм; D<sub>BT</sub> = 87,5 мм; Z

|                   | 1        |    | 1        |                      |      |      |      | _    |       |       |       |       |       |                     |        |       |       |       |      | <br>                    |   |
|-------------------|----------|----|----------|----------------------|------|------|------|------|-------|-------|-------|-------|-------|---------------------|--------|-------|-------|-------|------|-------------------------|---|
|                   |          | `  |          |                      | 2.7  | 4,4  | 6,1  | 7,7  | 8,2   | 8,0   | 7,4   | 6,5   | 5,4   | 3,9                 | 2,3    | 1,2   | 0,7   | 1     | 1    |                         |   |
| ŝ                 | Q 173,1  | Я  | 30.0     | 30.6                 | 32,1 | 35,2 | 40,2 | 50,1 | 60,1  | 70,1  | 80,2  | 90,4  | 100,7 | 111,1               | 121,5  | 127,8 | 131,0 | 132,0 | 81,0 | *0,9<br>*0,25           |   |
| и; Z              |          | x  | 30.0     | 0,00<br>2,00<br>2,00 | 29,5 | 30,1 | 31,6 | 34,9 | 38,0  | 40, 5 | 42,4  | 43, 8 | 44,4  | 44,4                | 43,7   | 43,0  | 42,6  | 42,8  | 35,4 | <br>***                 | - |
| 7,5 M             |          | •  |          |                      | 2.7  | 4,4  | 6,1  | 7,7  | 8,2   | 8,0   | 7,4   | 6,5   | 5,4   | 3,9                 | 2,3    | 1,2   | 0,7   |       |      | -                       |   |
| D <sub>BT</sub> 8 | ۲ 142,9  | y  | 0.05     | 30.6                 | 32,1 | 35,2 | 40,1 | 50,0 | 60,09 | 70,0  | 80,1  | 90,3  | 100,6 | 111,0               | 121, 5 | 127,8 | 131,0 | 132,0 | 81,0 | <br>$^{+0.9}_{-0.25}$   |   |
| 350 MM;           | 4        | ×  | 30.0     | 0,00<br>9,00         | 29,5 | 30,2 | 31,9 | 35,4 | 39,5  | 41,3  | 43,9  | 45,5  | 45,7  | 45,8                | 45,2   | 44,6  | 44, 4 | 44,2  | 37,2 | ) **<br>2.2             | - |
| <i>D</i> = 2      |          | `  |          | ]                    | 2,7  | 4,4  | 6,1  | 7,7  | 8,2   | 8,0   | 7,4   | 6,5   | 5,4   | 3,9                 | 2,3    | 1,2   | 0,7   | 1     |      |                         |   |
| са 0Д-1(          | R 112,7  | 'n | 30.0     | 30.6                 | 32,2 | 35,2 | 40,1 | 49,9 | 59,8  | 69,7  | 79,9  | 0,06  | 100,3 | 110,8               | 121,4  | 127,8 | 131,0 | 132,0 | 81,0 | <br>0,9                 |   |
| ода насо          |          | x  | 30.0     | 29.6                 | 29,6 | 30,5 | 32,4 | 36,5 | 40,2  | 43, 4 | 46.0  | 48,0  | 49,2  | 49,8                | 49,6   | 49,2  | 49,0  | 49,2  | 39,6 | <br><u></u>             | - |
| ТКИ ОТВ           |          |    | 1        |                      | 2,7  | 4,4  | 6,1  | 7,7  | 8,2   | 8,0   | 7,4   | 6,5   | 5,4   | 3,9                 | 2,3    | 1,2   | 0,7   |       |      |                         |   |
| ний лопа          | R - 82,5 | 'n | 30.0     | 30.6                 | 32,2 | 35,2 | 40,0 | 49,6 | 59,3  | 69, 2 | 79, 2 | 89,4  | 99,3  | 110,4               | 121,1  | 127,7 | 131,0 | 132,0 | 81,0 | <br>o*0,9<br>5**_=0,25  |   |
| еры сече          |          | ×  | 30.0     | 29.6                 | 29,8 | 31,0 | 33,4 | 38,3 | 42,9  | 45,9  | 50,4  | 53,2  | 55,2  | ວົວ <sup>,</sup> ວົ | 57,1   | 57,1  | 57,2  | 57,4  | 43,7 | <br>                    |   |
| Разм              |          | ~  | W. ALLOW | ;                    | 2,7  | 4, 4 | 6,1  | 7,7  | 8,2   | 8,0   | 7,4   | 6,5   | 5,4   | 3,9                 | 2,3    | 1,2   | 0,7   | l     | ł    |                         |   |
|                   | R - 52,3 | y  | 30.0     | 30.7                 | 32,2 | 35,2 | 39,8 | 49,2 | 58,6  | 68,3  | 78,2  | 88,4  | 98,9  | 109,7               | 120,8  | 127,6 | 131,0 | 132,0 | 81,0 | <br>$0^* = 0,9$<br>0,25 |   |
|                   |          | ×  | 30.0     | 29.7                 | 30,2 | 31,7 | 34,8 | 41,1 | 46,9  | 52,2  | 56,8  | 60,8  | 64,0  | 66,5                | 68,5   | 68,8  | 69,1  | 69,5  | 49,7 |                         |   |



Рис. П. 16. Универсальная характеристика лопастной системы насоса ОД-10.

|   |          | ~        | ļ      | 1      | 0,17   | $^{2,9}$ | 4,1    | 4,3    | 3,3    | 1,4    | 0,6    | 0,3    |        |        |                      |
|---|----------|----------|--------|--------|--------|----------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|----------------------|
|   | Q 172,2  | y        | 157,85 | 157,76 | 154,43 | 145,90   | 123,20 | 100,00 | 76,24  | 51,94  | 43,25  | 40,74  | 39,59  | 100,00 | • 0,18<br>•*0,12     |
|   | -        | ×        | 10,00  | 10,16  | 14,13  | 27,44    | 62,97  | 98,15  | 132,99 | 167,45 | 179,41 | 182,80 | 184,56 | 98,15  | ***                  |
|   |          | ~        | l      | 1      | 2,0    | 3,3      | 4,8    | 5,0    | 3,9    | 1,6    | 0,6    | 0,3    | 1      |        |                      |
|   | - 146,7  | y        | 166,50 | 166,37 | 162,56 | 152,76   | 126,66 | 100,00 | 72,76  | 44,88  | 34,92  | 32,03  | 30,69  | 100,00 | ****0,23<br>**=:0,12 |
|   | Y        | ×        | 10,00  | 10,19  | 13,66  | 25,91    | 59,62  | 36'06  | 122,99 | 154,57 | 165,32 | 168,63 | 170,25 | 90,98  | *.*<br>o. o.         |
|   |          | ~        | {      | ŗ      | 2,5    | 4,1      | 6,0    | 6,2    | 4,8    | 1,9    | 0,7    | 0,4    | 1      |        |                      |
|   | , 121,1  | y        | 172,63 | 172,38 | 168,33 | 157,61   | 129,10 | 100,00 | 70,29  | 39,88  | 29,04  | 25,68  | 24,40  | 100,00 | *0,37<br>*0,12       |
|   | Ł        | ×        | 10,00  | 10,28  | 12,85  | 23,29    | 51,12  | 78,30  | 104,84 | 130,68 | 139,48 | 141,09 | 143,31 | 78,30  | *_* <u></u> _        |
|   |          | ~        |        | ļ      | 3,2    | 5,3      | 7,6    | 7,8    | 6,0    | 2,4    | 0,8    | 0, 4   | ł      |        |                      |
| • | R 95.5   | y        | 175,36 | 174,91 | 170,88 | 159,75   | 130,21 | 100,00 | 69,08  | 37,32  | 25,99  | 22, 73 | 21,13  | 100,00 | ** -0,59<br>** 0,12  |
|   |          | ×        | 10,00  | 10,38  | 11,63  | 19,27    | 39,52  | 58,63  | 76,64  | 93,43  | 98,95  | 100,48 | 101,33 | 58,63  |                      |
|   |          | <b>.</b> |        | 1      | 4,1    | 6,7      | 9'6    | 10,0   | 7,6    | 3,0    | 1,0    | 0,5    | 1      |        |                      |
|   | R - 70,0 | y        | 177,36 | 176,58 | 172,77 | 161,32   | 130,96 | 100,00 | 68,40  | 36,10  | 24,62  | 21,38  | 19,68  | 100,00 | **0,90<br>**0,12     |
|   |          | x        | 10,0   | 10,23  | 10, 45 | 14,82    | 26,63  | 36,37  | 44,12  | 49,67  | 50,98  | 51,27  | 51,52  | 36,37  |                      |

•

4 Размеры сечений лопасти рабочего колеса насоса 0Д-18 D = 350 мм; D<sub>вт</sub> = 129,5 мм; Z

| ę          |
|------------|
| ľ,         |
| N          |
| WW.        |
| Ň          |
| 129        |
| ľ          |
| BT         |
| Ω          |
| WW         |
| 50         |
| ຕາ<br>     |
| n<br>D     |
| ∞.́        |
| <u>1</u> - |
| 0          |
| Hacoca     |
| отвода     |
| лопатки    |
| сечений    |
| Размеры    |

| R       | 70.0             |      |        | R 95,5             |     | R                                                                                                                                            | - 121,1         |     | 1     | Q - 146,7         |     |       | R = 172,2               |      |
|---------|------------------|------|--------|--------------------|-----|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----------------|-----|-------|-------------------|-----|-------|-------------------------|------|
| *       | <i>y</i>         | •    | ×      | 'n                 | •   | x                                                                                                                                            | y               | r   | x     | ų                 | ~   | x     | ĥ                       | •    |
| 30,00   | 30,00            | 1    | 30,00  | 30,00              | 1   | 30,00                                                                                                                                        | 30,00           | 1   | 30,00 | 30,00             |     | 30,00 | 30,00                   |      |
| 30,84   | 33,08            | 2,8  | 30,61  | 33,09              | 2,8 | 30,45                                                                                                                                        | 33,11           | 2,8 | 30,34 | 33,11             | 2,8 | 30,28 | 33,11                   | 2,8  |
| 35,48   | 40, 27           | 4, 6 | 34,67  | 40,48              | 4,6 | 34,14                                                                                                                                        | 40,62           | 4,6 | 33,76 | 40,71             | 4,6 | 33,57 | 40,74                   | .4,6 |
| 46, 23  | 60,03            | 6,6  | 44,00  | 60, 59             | 6,6 | 42,53                                                                                                                                        | 60,97           | 6,6 | 41,46 | 61,23             | 6,6 | 40,92 | 61,34                   | 6,6  |
| 53,73   | 81,11            | 6,9  | 50, 16 | 81,76              | 6,9 | 47,82                                                                                                                                        | 82,19           | 6,9 | 46,10 | 82,49             | 6,9 | 45,21 | 82,61                   | 6,9  |
| 57,92   | 03,17            | 5,2  | 53,16  | 103,75             | 5,2 | 50,02                                                                                                                                        | 104,05          | 5,2 | 47,70 | 104,30            | 5,2 | 46,48 | 104,43                  | 5,2  |
| 58,51 1 | 25,89            | 1,9  | 52,72  | 126,09             | 1,9 | 48,87                                                                                                                                        | 126,25          | 1,9 | 46,02 | 126,36            | 1,9 | 44,47 | 126,42                  | 1,9  |
| 57,62   | 33,08            | 0,8  | 51,50  | 133,91             | 0,8 | 47,45                                                                                                                                        | 133,98          | 0,8 | 44,42 | 134,02            | 0,8 | 42,77 | 134,05                  | 0,8  |
| 57,27   | 36,16            | 0,5  | 51,07  | 136,15             | 0,5 | 46,95                                                                                                                                        | 136,18          | 0,5 | 43,88 | 136,19            | 0,5 | 42,20 | 136,21                  | 0,5  |
| 57,26 1 | 37,34            | ١    | 51,02  | 137,34             | 1   | 66,87                                                                                                                                        | 137, 34         | 1   | 43,78 | 137,34            |     | 42,08 | 137,34                  | 1    |
| 43,63   | 83,67            | 1    | 40,51  | 83,67              | 1   | 38,44                                                                                                                                        | 83,67           | 1   | 36,89 | 83,67             | ļ   | 36,04 | 83,67                   | 1    |
|         |                  |      |        |                    |     |                                                                                                                                              |                 |     |       |                   |     |       |                         |      |
| **      | *==0,5<br>*==0,2 |      |        | °** 0,5<br>°** 0,5 |     | <u><u></u><u></u><u></u><u></u><u></u><u></u><u></u><u></u><u></u><u></u><u></u><u></u><u></u><u></u><u></u><u></u><u></u><u></u><u></u></u> | * 0,5<br>** 0,2 |     | 0.0   | * =0,5<br>** -0,2 |     |       | *<br>** =0,5<br>** =0,2 |      |
|         |                  |      |        |                    |     |                                                                                                                                              |                 |     |       |                   |     |       |                         |      |





### ЛИТЕРАТУРА

1. Азарх Д. Н. и Попова Н. В. Осевые насосы. Каталог-справочиик, ВИГМ, 1961.

2. Апухтин II. А. и Войткунский Я. И. Сопротивление воды движению судов. Л., Машгиз, 1953.

3. Архангельский Б. А. и Альшиц И. М. Суда из пластмасс. Л., Судпромгиз, 1963.

4. Басии А. М. Некоторые вопросы теории водометных движителей. Труды Академии речиого траиспорта, вып. И. Л., Водтрансиздат, 1953.

5. Басин А. М. Ходкость и управляемость судна. М.—Л., «Транспорт», /1964.

6. Басин А. М. и Анфимов В. Н. Гидродинамика судна. Л., «Речной транспорт», 1961.

7. Басин А. М. и Медведев С. П. Расчет движительного комплекса водометного судна по результатам испытания моделей.— «Речной транспорт», 1959, № 11.

8. Басин А. М. и Френкель М. И. Практический расчет водометного движителя быстроходного судна.— Труды ЛИВТ, вын. 92, 1968.

9. Басии А. М., Френкель М. И. и Потапов О. Ф. Исследование работы водометного движителя быстроходного судна.— Труды НТО СП, 1964.

10. Белииский В. Г. и Черный И. М. Ходкость и управляемость водометных судов. Киев, «Наукова думка», 1966.

11. Беляев Г. С. Производство подшипников скольжения в судовом машиностроении. Л., «Судостроение», 1965.

12. Быховский И. А. Как создавался водометный движитель. Л., Судпромгиз, 1956.

13. Власов А. А. Речные водометные суда. М., «Речной транспорт», 1962.

14. Гартвиг В. А. Водометный движитель для небольшого катера.— «Катера и яхты», 1965, № 5.

15. Емельянов Ю. В. Малые туристские моторные суда. Л., «Судостроеине», 1967. 16. Жуковский Н. Е. О реакции вытекающей и втекающей жидкости (статьи первая и вторая). Собр. соч., т. IV, М., ОНТИ, 1937.

17. Жуковский Н. Е. К теории судов, приводимых в движение силой реакции вытекающей воды. Собр. соч., т. IV, М., ОНТИ, 1937.

18. Зайцев Н. А. и Маскалин А. И. Отечественные суда на подводных крыльях. Л., «Судостроение», 1967.

19. И дельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям (коэффициенты местных сопротивлений и сопротивления трения). М., Гос-энергоиздат, 1960.

20. Карелин В. Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. М., Маштиз, 1963.

21. Катков П. П., Костров А. И. и Файиберг Е. Д. Катера и шлюпки из пластмасс. Л., Судпромгиз, 1964.

22. Клосс Э. Э. Катер-водомет.— «Катера и яхты», 1965, № 5.

23. Ковалев Н. Н. Гидротурбины, конструкции и вопросы проектирования. Л., Машгиз, 1961.

24. Коновалов И. М. н. Литвинов А. А. Водометный движитель.— Труды Академии речного траиспорта, вып. П. М.—Л., Водтрансиздат, 1953.

25. Копеецкий В. В. Гидродицамика. Теория идеального движителя. ЛКИ, 1960.

26. Корчагин М. И. Измерения мощности судовых двигателей внутреннего сгорания. М., «Морской транспорт», 1956.

27. Костров А. И. Крепление стеклопластикового корпуса водомета на деревянном катере.— «Катера и яхты», 1965, № 5.

28. Кривоносов "Л. М. Расчеты и чертежи в любительском судостроении. М., изд. ДОСААФ, 1964.

29. Куликов С. В. и Храмкин М. Ф. Водометные движители (теория и расчет). Л., «Судостроение», 1965.

30. Лесохин Ю. А. О закрутке лопасти и пространственности потока в межлопастном пространстве осевых гидравлических машии.— «Энергомашиностроение», 1966, № 10.

31. Либефорт Г. Б. Механические установки быстроходных катеров. Л., «Судостроение», 1966.

32. Ломакин А. А. Центробежные и осевые насосы. Л., «Машиностроение», 1966.

33. Лойцяиский Л. Г. Механика жидкости и газа. М., Гостехиздат 1959.

34. Медведев С. П. Экспериментальное исследование характеристик водометных движителей на самоходных моделях.— Труды ЛИИВТ, вып. I, 1960.

35. Николаев В. А. Конструирование и расчет судовых валопроводов. Л., Судпромгиз, 1956.

36. Папир А. Н. Осевые насосы водометных движителей (основы теории и расчета). Л., «Судостроение», 1965.

37. Периик А. Д. Проблемы кавитации. Л., «Судостроение», 1966.

38. Петровский Н. В. Теплотехнические испытания судовых двигателей виутреинего сгораиия. М., «Морской траиспорт», 1956.

39. Повх И. Л. Аэродинамический эксперимент в машиностроении. Л., «Машииостроение», 1965.

40. Степанюк Е. И. Исследование работы водометиого движителя. Труды ЛИИВТ, вып. XXII, 1961.

41. Степанюк Е. И., Городецкий А. З. и Зории М. П. Влияине формы водоприемного отверстия и конструктивного поджатия водометной трубы на пропульсивные показатели быстроходного судна. Труды ЛИИВТ, вып. 92, 1968.

42. Френкель М. И. Использование винтовых диаграмм для расчета водометиых движителей быстроходных судов.— Труды ЛИИВТ, вып. 113, 1968.

43. Френкель Н. З. Гидравлика. М.—Л., Госэнергоиздат, 1956.

44. Якубовский М. И. Любительская постройка портативных судов. Л., «Судостроение», 1967.
## оглавление

| От автора                                                                                                                                                                                                                                                                                                                     |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Глава 1. Водометный движитель и его элементы                                                                                                                                                                                                                                                                                  |
| <ul> <li>§ 1. Принцип действия</li> <li>8</li> <li>8</li> <li>9</li> <li>8. Сопротивление воды движению корпуса</li> <li>9</li> <li>9</li> <li>8. Классификация и конструктивные элементы движителей</li> <li>16</li> <li>9</li> <li>4. Потери энергии. Идеальный и действительный к. п. д. водомстиного движителя</li> </ul> |
| Глава 2. Водометный насос                                                                                                                                                                                                                                                                                                     |
| <ul> <li>§ 5. Назначение. Основиые параметры и элементы</li></ul>                                                                                                                                                                                                                                                             |
| Глава 3. Связь работы водометного движителя и его насоса                                                                                                                                                                                                                                                                      |
| § 10. Совместиая работа насоса и его внешней сети                                                                                                                                                                                                                                                                             |
| Глава 4. Разработка движителя                                                                                                                                                                                                                                                                                                 |
| § 13. Использование типового насоса                                                                                                                                                                                                                                                                                           |
| Глава 5. Разработка насоса                                                                                                                                                                                                                                                                                                    |
| § 15. Выбор исходных размеров       92         § 16. Расчет лопастей       108         § 17. Проектирование насоса       119         § 18. Изготовление насоса       131         § 19. Элементы движителя       135         § 20. Прочностные расчеты       142                                                               |
| Глава 6. Типовые элементы движителей                                                                                                                                                                                                                                                                                          |
| <ul> <li>§ 21. Упрощенное определение сопротивления воды движению кор-<br/>пуса</li></ul>                                                                                                                                                                                                                                     |

-

## Глава 7. Испытания водометного катера

| <ul> <li>§ 25. Задачи испытаний</li> <li>§ 26. Буксировочные испытания</li> <li>§ 27. Швартовные и ходовые испытания</li> <li>§ 28. Испытания водометного насоса</li> <li>§ 29. Определение коэффициентов α, β и К</li> </ul> |   | 176<br>177<br>178<br>182<br>186 |
|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|---|---------------------------------|
| Глава 8. Пример расчета водометного движителя                                                                                                                                                                                 |   |                                 |
| § 30. Определение сопротивления воды движению корпуса                                                                                                                                                                         |   | 190                             |
| § 31. Выбор двигателя                                                                                                                                                                                                         | · | 105                             |
| § 32. Расчет движителя с оценкой ожизаемых значений <i>К</i> и В                                                                                                                                                              | · | 193                             |
| $\$$ 34. Влияние параметра $w/v_{0}$                                                                                                                                                                                          | • | 201                             |
| § 35. Расчет лопастной системы нового насоса                                                                                                                                                                                  |   | 211                             |
| Приложение І. Графики для расчета решеток тонких дужек                                                                                                                                                                        |   | • <b>2</b> 31                   |
| Приложение II. Таблицы профилей и характеристики типовых насосов                                                                                                                                                              |   | 238                             |
| Литература                                                                                                                                                                                                                    |   | 250                             |

## ПАПИР АБРАМ НУТОВИЧ «Водометные движители малых судов»

Рецензенты: к. т. н. М. И. Френкель, инж. А. Н. Стеркин. Научный редактор В. Ф. Воронов. Редактор Л. А. Турандина. Технический редактор Р. К. Чистякова. Корректор А. И. Дулькина. Оформление переплета художника Л. А. Яценко

Сдано в набор 26/VIII 1969 г. М-28458. Подписано к печатн 19/XI 1969 г. Формат издания 60×90<sup>17</sup>6. Физ. печ. л. 16,0. Уч.-изд. д. 13,4. Изд. № 2118—67. Тираж 3700 экз. Цена 82 коп. Заказ № 1834. Пипографская № 2.

Издательство «Судостроение», Ленинград, Д.65, ул. Гоголя, 8 Ленинградская тнпография № 4 Главполиграфпрома Комитета по печати при Совете Министров СССР. Социалистическая, 14.