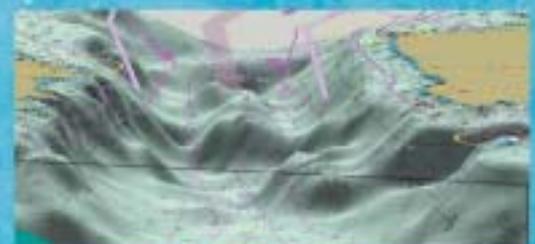
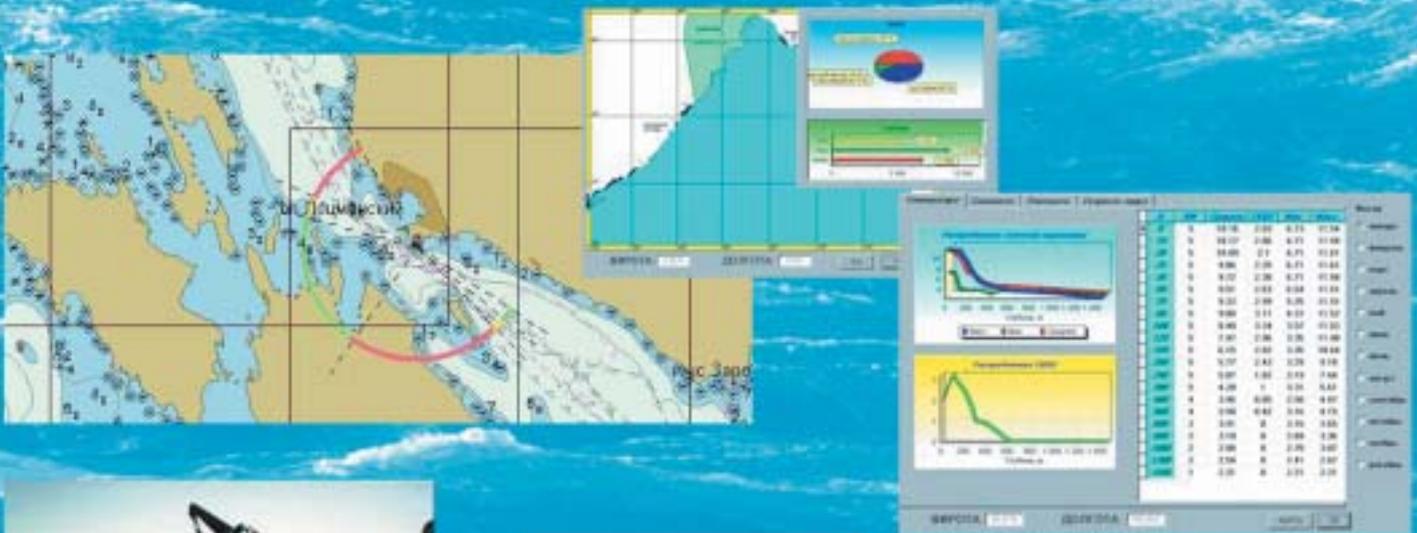




**ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
НАВИГАЦИОННО-
ГИДРОГРАФИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
МИНИСТЕРСТВА ОБОРОНЫ РОССИИ**



Россия, 199106, г. Санкт-Петербург, Кожевенная линия, д.41
тел./факс: +7-812-322-21-13, факс: +7-812-322-33-19
[http://: www.navy.ru](http://www.navy.ru); E-mail: gningj@navy.ru

НБП, не решается. Но выход из создавшейся ситуации есть.

Приведем формулу, известную из [1]:

$$P_k = 0,29 \varepsilon_k D_k \left(\frac{D_k}{d} + 1 \right)$$

и представим ее в виде

$$P_k = \left(\frac{0,29 D_k^2}{d} + 0,29 D_k \right) \cdot \varepsilon_k \quad (10)$$

Уравнения (10) и (9) преобразуем:

$$\frac{0,29 D_k^2}{d} + 0,29 D_k = \frac{P_k}{\varepsilon_k}; \quad (11)$$

$$\frac{0,29 D_k^2}{d} + 0,29 D_k = \frac{M_{P_k}}{m_{\varepsilon_k}}. \quad (12)$$

В уравнениях (11) и (12) левые части равны, следовательно, равны и правые:

$$\frac{P_k}{\varepsilon_k} = \frac{M_{P_k}}{m_{\varepsilon_k}},$$

откуда

$$M_{P_k} = \frac{P_k \cdot m_{\varepsilon_k}}{\varepsilon_k}. \quad (13)$$

Задачу проектирования створов с заданной вероятностью НБП можно решить двумя путями:

– определением величины P_k , обеспечивающей такую вероятность; в этом случае $HЗ = B - P_k$ и ее можно не вычислять;

– определением НЗ, обеспечивающего заданную вероятность НБП; в этом случае необходимо по НЗ вычислить P_k как разность $(B - HЗ)$.

При наличии формулы (13) используем первый путь. Это можно сделать, так как формула (13) по сравнению с формулой (9) обладает достоинством – она не связана с элементами створа D_k, d .

Уравнение (13) подставим в уравнение (8) и решим относительно P_k :

$$P_k = \frac{B \cdot \varepsilon_k}{\varepsilon_k + k \cdot m_{\varepsilon_k}}. \quad (14)$$

Формула (14) решает поставленную задачу проектирования ЛНС с заданной вероятностью НБП: P_k получается численно таким, что обеспечивает заданную вероятность НБП за счет создания необходимого НЗ ($HЗ = B - P_k$ или $HЗ = k \cdot M_{P_k}$).

В уравнении (14) известны все величины: B (м) можно снять с планшета съемки рельефа дна; ε_k (угл. мин) вычисляется по методике действующих руководств; k определяется по таблице интегралов вероятностей по задаваемой вероятности НБП, обеспечиваемой створом $P_{ств}$; $m_{\varepsilon_k} = 0,31'$ – получена на основе статистических испытаний.

Для проектирования ЛНС с задаваемой $P_{ств}$ достаточно вычисленное по

(14) P_k подставить в формулу (3) вместо $P_{доп}$:

$$d = \frac{D_k^2}{\frac{3,44}{\varepsilon_k} P_k - D_k}. \quad (15)$$

Навигационный запас створа, обеспечивающего задаваемую вероятность НБП, можно вычислять еще по одной формуле, не связанной с P_k и M_{P_k} . Для этого в формулу НЗ подставим вместо M_{P_k} формулу (13), а вместо P_k – формулу (14):

$$\begin{aligned} HЗ &= k \cdot M_{P_k} = k \frac{P_k \cdot m_{\varepsilon_k}}{\varepsilon_k} \\ &= k \frac{B \cdot \varepsilon_k}{\varepsilon_k + k \cdot m_{\varepsilon_k}} \cdot \frac{m_{\varepsilon_k}}{\varepsilon_k} = \frac{k \cdot B \cdot m_{\varepsilon_k}}{\varepsilon_k + k \cdot m_{\varepsilon_k}}, \end{aligned}$$

т.е.

$$HЗ = \frac{k \cdot B \cdot m_{\varepsilon_k}}{\varepsilon_k + k \cdot m_{\varepsilon_k}}.$$

Используя эту формулу, можно применить второй путь проектирования створов, обеспечивающих заданную вероятность НБП.

Представляет интерес сравнить навигационные запасы, получаемые разными способами при одних и тех же условиях: $2B = 200$ м; $D_k = 9,0$ км; $\varepsilon_k = 1,0'$; $m_{\varepsilon_k} = 0,31'$; $P_{ств} = 0,997$ ($k = 3,0$).

По предложенному методу при $P_{ств} = 0,997$ $HЗ = 48,2$ м.

В работе [2, стр. 61] приводится табл.5 с параметрами различных судов: шириной от 5 до 17 м, длиной от 27 до 280 м и скоростью от 17 до 70 км/ч и соответствующими им опасными уклонениями $P_{оп}$, представляющими собой навигационные запасы, рассчитанные с учетом маневренных элементов судов. НЗ колеблется от 12 до 33 м.

По методу, рекомендуемому [1], $P_{доп} = B - 2$, допустим, что «2» = 17 м (самое широкое судно из приводимых выше). Тогда $HЗ = B - P_{доп} = 100$ м – 83 м = 17,0 м.

При использовании формулы $P_{доп} = KB$ навигационный запас $HЗ = B(1 - K) = 100(1 - 0,6) = 40$ м.

Таким образом, навигационный запас, полученный при использовании закона ЛНС, для данного примера (48,2 м) не меньше НЗ, получаемых при использовании других методов (17 м, 12 ÷ 33 м и 40 м).

Предложенный метод проектирования ЛНС с задаваемой вероятностью НБП обладает существенными достоинствами по сравнению с другими:

1. Метод универсален: может быть применен для любых вероятностей, любой ширины каналов (фарватеров),

любых дальностей действия, любых горизонтальных критических углов и т.п., что говорит о больших возможностях закона ЛНС.

2. Параметры створа оптимизируются по критерию задаваемой вероятности НБП.

3. Используется самый объективный, математически строго обоснованный критерий – вероятность НБП; оценивается каждый створ не на качественном, а на количественном уровне.

4. Удовлетворяет современным требованиям к СНО – их положение должно обеспечивать задаваемую (требуемую) вероятность НБП; линейные навигационные створы, такие как СНО, могут теперь тоже проектироваться так, чтобы обеспечить требуемую вероятность НБП.

5. Имеет корректные варианты контроля правильности вычислений.

6. Даже предварительный анализ показывает, что НЗ, получаемый по новому методу, не меньше НЗ, получаемого другими способами, или, по крайней мере, сопоставим с ними [6, 8].

ЛИТЕРАТУРА

1. Инструкция по навигационному оборудованию (ИНО–2000). СПб.: ГУНиО МО РФ, 2001.
2. Шмерлинг И.Е., Белова Л.Т., Орлович К.С., Флегонтов Б.К. Навигационное оборудование внутренних водных путей. – М.: Транспорт, 1984.
3. МАМС. Руководство по навигационному оборудованию (2-е изд., декабрь 1993 г.).
4. Родичкин Н.И. Возможности закона линейного навигационного створа для обеспечения безопасности плавания судов // Морской журнал. – 2001. – № 3/4. – С. 44-46.
5. Он же. Определение вероятности НБП по линейному навигационному створу // Записки по гидрографии. – 2001. – № 252. – С. 57-60.
6. Он же. Парадокс отдельных формул, используемых при определении безопасности плавания по спроектированному створу // Морской вестник. – 2002. – № 2(2). – С. 24-26.
7. Он же. Оптимизация средства навигационного оборудования в зонах естественного плавания // Морской вестник. – 2002. – № 3(3). – С. 60-63.
8. Он же. Анализ створов, спроектированных с учетом маневренных элементов судов // Морской вестник. – 2002. – № 4(4). – С. 51-54. ■

Развитие неаналитических методов, особенно компьютерных, создало иллюзию неактуальности аналитических результатов и неэффективности соответствующих математических моделей, упрощенно описывающих технический объект. Однако в задачах оптимального проектирования востребованность имеющихся аналитических результатов объясняется необходимостью надежной оценки качества численного или физического эксперимента, локализации области поиска и уменьшения числа исследуемых параметров, а также необходимостью иметь количественную оценку уменьшения эффективности при вынужденном отступлении в проекте от аналитического оптимума. Последнее относится к так называемым винтам с разгрузкой концевых сечений от оптимальной нагрузки. Разгрузка снижает виброактивность винта, но приводит к уменьшению эффективности по сравнению с оптимальным значением, так что часто требуется знать величину указанного уменьшения эффективности, т.е. цену принятой разгрузки концевых сечений лопастей.

В данной статье проанализированы история и современное состояние аналитических условий оптимума для конечно-лопастного гребного винта.

Впервые теорему об оптимальном конечно-лопастном гребном винте (ГВ), т.е. с минимальными индуктивными потерями при заданном упоре, сформулировал Бетц в 1919 г. в своей работе [1], выполненной под руководством Прандтля в аэродинамической лаборатории при Геттингенском университете. Эта работа была логическим продолжением диссертации еще одного аспиранта Прандтля – Мунка, в которой в 1918 г. впервые было получено распределение нагрузки по размаху крыла конечного размаха, дающее минимум индуктивного сопротивления при заданной подъемной силе. Обзор соответствующих работ Жуковского и Прандтля, а также их учеников, содержится в [2]. Метод рассуждений Мунка подробно описан в [3].

В работе Бетца был рассмотрен изолированный слабо нагруженный конечно-лопастной ГВ. Бетц дал только правильную формулировку теоремы, в то время как данное им доказательство оказалось несостоятельным, на что указал в 1939 г. Ф.И. Франкль [4]. Корректно и полно доказать указанную теорему в 1937 г. смог Н.Н. Поляхов [5]. Его формулировка теоремы практически совпадает с данной Бетцем: «...Поток, создаваемый винтом с наименьшей потерей энергии, будет таков, как будто вихревая пелена в бесконечности за винтом затвердела и движется в осевом направлении с удвоенной скоростью смещения в диске движителя», или, точнее,

$$2\bar{w}_{n1} / \cos\beta = c, \quad \bar{r} \in [\bar{r}_H; 1], \quad (1)$$

где \bar{w}_{n1} – нормальная к тонкой поверхности свободных вихрей (ПСВ) вызванная скоростью для рассматриваемой точки несущей линии, обезразмеренную делением на окружную скорость конца лопасти; она равна $2\pi nR$; β – угол поступи, который составляет вектор переносной скорости элемента несущей ли-

ОБОБЩЕННОЕ УСЛОВИЕ ОПТИМУМА ДЛЯ КОНЕЧНО-ЛОПАСТНОГО ГРЕБНОГО ВИНТА, РАБОТАЮЩЕГО ЗА КОРПУСОМ СУДНА

А.Ш. Ачкинадзе, д-р техн. наук, проф.,

заведующий кафедрой гидроаэромеханики и морской акустики СПбГМТУ

нии с плоскостью нормальной к оси винта и который изменен в плоскости цилиндрического сечения на данном радиусе.

Точнее, $\text{tg}\beta = J/(\pi r)$, где r – относительный радиус; $J = V/nD$ – относительная поступь винта, диаметром D ($D = 2R$), поступательной скоростью V и частотой вращения n . Здесь имеется в виду ГВ, создающий заданный упор (заданную осевую силу), и поэтому указанная теорема относится не только к винту с наименьшей потерей энергии, но и с максимальным КПД и к другим эквивалентным случаям, исчерпывающий список которых приведен в табл.1 [6].

Первое обобщение теоремы Бетца в 1919 г. без всяких математических доказательств, дал Прандтль в приложении к указанной выше работе Бетца. Математическая модель, соответствующая этому обобщению, называется «оптимальный умеренно нагруженный гребной винт (ОУНГВ)». Условие оптимума (1) видоизменяется:

Таблица 1

Эквивалентные формулировки рассматриваемой изопериметрической вариационной задачи для изолированного и неизолированного ГВ

№	Изопериметрическое условие	Целевой функционал	Характер экстремума
1	Упор	Потери мощности	min
2	Потери мощности	Упор	max
3	Упор	Момент	min
4	Момент	Упор	max
5	Момент	Потери мощности	min
6	Потери мощности	Момент	max
7	Упор	КПД	max
8	Потери мощности	КПД	max
9	Момент	КПД	max
10	Упор	Пропульс. коэффициент	max
11	Потери мощности	Пропульс. коэффициент	max
12	Момент	Пропульс. коэффициент	max
13	Тяга	Потери мощности	min
14	Потери мощности	Тяга	max
15	Тяга	Момент	min
16	Момент	Тяга	max
17	Тяга	КПД	max
18	Тяга	Пропульс. коэффициент	max

$$2\bar{w}_{n1} / \cos\beta_I = c, \quad \bar{r} \in [\bar{r}_H; 1], \quad (2)$$

где вместо угла поступи β , независящего от вызванных скоростей, в знаменателе используется угол индуктивной поступи β_p , определяемый соотношением

$$\bar{r} \operatorname{tg} \beta_I = J / \pi + \bar{w}_{n1} / \cos \beta_I. \quad (3)$$

Половина выражения в левой части условия оптимума Прандтля (2), которая называется скоростью смещения, входит в соотношение (3) и, следовательно, β_I зависит от вызванных скоростей. Это обстоятельство делает математическую модель ОУНГВ нелинейной. Эта модель была подробно изучена и получила широкое распространение в практике проектирования ГВ, обеспечивая хорошее согласование с экспериментом, которое еще зависело от способа учета поправок на ширину лопастей и вязкость. Для практических расчетов изолированного ОУНГВ были разработаны графики и диаграммы, позволяющие спроектировать изолированный ОУНГВ, соответствующий заданному числу лопастей, относительной поступи и коэффициенту нагрузки по упору:

$$c_{TA} = 2T / (\rho V^2 \pi R^2). \quad (4)$$

Из условия оптимума Прандтля (2) нельзя непосредственно найти оптимальное распределение циркуляции по радиусу лопасти. Это распределение, которое не является универсальным для ГВ с различным числом лопастей, относительной поступью и коэффициентом нагрузки по упору, было получено в 1929 г. Гольдштейном в ходе решения задачи потенциального обтекания в безграничной жидкости движущихся поступательно вдоль оси с удвоенной скоростью смещения твердых правильных тонких геликоидов, радиуса R , расположенных на равных угловых расстояниях, и числом, соответствующим числу лопастей. Гольдштейн фактически нашел течение жидкости на бесконечности за оптимальным ГВ, полностью соответствующее оптимальному условию Прандтля (2). Шаг этих геликоидов P_H постоянный по радиусу и по оси, определяется углом β_I по формуле

$$P_H / D = \pi \bar{r} \operatorname{tg} \beta_I. \quad (5)$$

Искомая циркуляция равна разности потенциалов на поверхности геликоида с разных его сторон на данном радиусе (от осевой координаты эта разность для бесконечных геликоидов не зависела). Для удобства было введено понятие поправки Гольдштейна на конечное число лопастей. Этот поправочный коэффициент равен отношению осредненной по окружности окружной составляющей вызванной скорости на данном радиусе к окружной составляющей вызванной скорости на том же радиусе, но для точки, лежащей на несущей линии.

Долгие годы винты по вихревой теории проектировались с использованием поправок Гольдштейна на конечное число лопастей, что позволяло находить оптимальное распределение циркуляции по радиусу винта, а затем остальные элементы лопастей (шаг, ширину, кривизну, толщину и форму профилей цилиндрических сечений лопасти). Теория Прандтля, как указывалось выше, давала приемлемые результаты в реальном проектировании, и одной из причин этого, как считал профессор В.М. Лаврентьев, было замечательное свойство модели ОУНГВ, состоящее в равенстве модулей относительной скорости для этого винта на каждом радиусе далеко впереди и далеко позади в струе винта. Это и обеспечивало равенство давлений далеко впереди и далеко позади изолированного умеренно нагруженного винта, что согласуется с экспериментом, когда сжатием струи можно пренебречь.

Отсутствие строгого математического обоснования условия оптимума Прандтля (2) дало повод в нем усомниться. С появлением компьютеров были предприняты численные исследования влияния распределения циркуляции по радиусу на эффективность изолированного винта. В 1971 г. численным поиском оптимума было обнаружено, что перегрузка

концевых сечений лопастей по сравнению с оптимальным распределением по Прандтлю дает возможность получить расчетное значение эффективности, заметно превышающее то, которое соответствует оптимальному распределению циркуляции.

Модельный эксперимент Холдена в Норвегии в 1983 г. не подтвердил этот странный результат. Специалисты в области движителей активно начали искать объяснение этому парадоксальному явлению. В отечественной работе [7] было предложено называть рассматриваемое явление парадоксом Лукакиса и обосновано объяснение причины его возникновения. Она заключалась в использовании в расчетах Лукакиса вихревой модели Лербса (предложенной им в 1952 г.), согласно которой свободные вихревые нити имеют постоянный радиус и шаг, но по радиусу несущей линии шаг неодинаков, а равен шагу линии тока в точках несущей линии, где начинаются полубесконечные свободные вихревые нити. Такая вихревая модель является нелинейной, но существенно нарушает условие расположения свободных вихревых нитей вдоль линий тока относительного движения, как это следует из теоремы Н.Е. Жуковского (1912 г.) и как это должно выполняться в корректной нелинейной модели.

Для корректной нелинейной вихревой модели даже при допущениях схемы несущей линии получить условие оптимума в аналитическом виде пока не удастся. Создание такой упрощенной нелинейной модели, которая не была бы подвержена явлениям аналогичным парадоксу Лукакиса, не удалось. Американская школа под руководством Кервина в 1986 г. нашла выход из парадокса Лукакиса путем замораживания формы поверхности свободных вихрей в процессе численной оптимизации с использованием нелинейной пяти параметрической модели. В настоящее время поверочные расчеты с использованием программ полного решения уравнений Навье–Стокса позволяют получить истинный нелинейный вихревой след без всяких упрощений и с полным учетом вязкости. Однако ввиду значительной ресурсоемкости пока оптимизация распределения циркуляции путем вязких поверочных расчетов нереализована и недоступна инженерам.

Автор статьи разработал в 1982 г. приближенную модель вихревого следа, которая, как показали многочисленные проектировочные расчеты и испытания реальных винтов, для умеренно нагруженных винтов ($c_{TA} < 2$) дает вполне надежные результаты и гарантированно свободна от явлений, подобных парадоксу Лукакиса. Эта модель называется обобщенной линейной моделью (ОЛМ) вихревого следа и она разработана специально для замены схемы Лербса. Главная отличительная черта ОЛМ это то, что поверхность свободных вихрей представляет собой для каждой лопасти правильный геликоид, имеющий заранее заданный шаг P_{FVS} , отличающийся от шага поверхности траекторий переносного движения, как предполагали Бетц и Поляхов.

Алгоритм определения $P_{ПСВ}$ для винта в заданном радиально неравномерном поле в зависимости от числа лопастей, относительной поступи, коэффициента упора и относительного радиуса ступицы описан в [6]. Главное в этом алгоритме то, что шаг ПСВ зависит только от заданных величин и не зависит от вызванных скоростей и не варьируется при решении вариационной задачи. Полученное автором обобщение теоремы Бетца–Поляхова доказывается строго в рамках ОЛМ. Именно использование этой модели позволило получить аналитическое обобщенное условие оптимума и успешно использовать его для практического проектирования судовых гребных винтов, работающих в неравномерном поле скоростей. Отметим, что именно благодаря приведенному ниже строгому доказательству обобщения теоремы Бетца–Поляхова стало возможно обоснованно утверждать, что ОЛМ свободна от явлений, подобных парадоксу Лукакиса.

Обобщенное условие оптимума, дающее обобщение теоремы Бетца–Поляхова в рамках ОЛМ, имеет следующий вид:

$$\frac{2\bar{w}_{n1}}{\cos\beta_{FVS}} = c - \lambda_{tv} \left(t + \frac{V_{\psi X1}}{V} \right) - \frac{\lambda_{tv}^2}{(r/R)} \frac{V_{\psi\theta1}}{V} - \left(\frac{d\bar{S}}{d\bar{\Gamma}} \right)_0 \left[\frac{(r/R)^2 + \lambda_{tv}^2}{(r/R)} \right], \bar{r} \in [\bar{r}_H; 1], \quad (6)$$

где $P_{FVS} / D = \pi \bar{r} \operatorname{tg} \beta_{FVS}$; $V_R^2 \approx (2\pi n r - V_{\psi\theta1})^2 + (V + V_{\psi X1})^2$; $\lambda_{tv} = V / (2\pi n R)$; $\bar{S} = c_D V_R b / (4\pi n R^2)$;

$\bar{\Gamma} = \Gamma / (2\pi n R^2)$; V – скорость судна; c_D – коэффициент профильного сопротивления цилиндрического сечения лопасти на данном радиусе; b – ширина лопасти на данном радиусе; c – постоянная; t – заданный коэффициент засасывания; $V_{\psi X1}$ – осредненная по окружности осевая составляющая скорости заданного попутного потока для точек несущей линии, положительная в сторону вихревого следа; $V_{\psi\theta1}$ – осредненная по окружности окружная составляющая скорости заданного попутного потока для точек несущей линии, положительная в сторону вращения винта; Γ – циркуляция вызванной скорости по замкнутому контуру, пересекающему поверхность свободных вихрей один раз на соответствующем радиусе.

Процесс доказательства этого обобщения состоит из следующих шагов:

1) доказательство обобщенных интегральных равенства и неравенства Поляхова;

2) получение выражений для действующих на винт сил в рамках ОЛМ и допущений вихревой модели «несущая линия» с последующим упрощением для «умеренной» нагрузки;

3) постановка вариационной задачи;

4) получение необходимого условия экстремума (получение обобщенного условия оптимума);

5) доказательство достаточности найденного условия экстремума для получения искомого минимума коэффициента потерь мощности при заданном коэффициенте упора.

Рассмотрим перечисленные шаги последовательно.

1. Следуя Поляхову и применяя 2-ю и 3-ю формулы Грина, в работе [6] доказывается обобщенное интегральное равенство Поляхова для ОЛМ путем рассмотрения потенциального обтекания бесконечных в обе стороны правильных геликоидов, имеющих заданный шаг P_H , который связан с углом β_{FVS} формулой (5):

$$\int_{r_H}^R \Gamma (w_n^0 / \cos\beta_{FVS}) r dr = \int_{r_H}^R \Gamma^0 (w_n / \cos\beta_{FVS}) r dr. \quad (7)$$

Отличие от интегрального равенства, данного Поляховым в [5], только в угле β_{FVS} (вместо β_1) и в том, что у Поляхова поверхность свободных вихрей не считается правильным геликоидом, а угол β_1 зависит от вызванных скоростей, взятых для точек несущей линии. Сами полубесконечные вихревые нити у Поляхова имеют постоянный радиус и шаг, но для разных радиусов этот шаг может быть различным. Полное совпадение картины течения у автора и Поляхова имеет место при слабой нагрузке, когда $\beta_{FVS} = \beta_1 = \beta_f$ и полубесконечные линии свободных вихрей совпадают с траекториями переносного движения изолированного винта.

Все вышесказанное относится и к обобщенному неравенству Поляхова, которое доказывается с использованием 1-й формулой Грина методом, указанным Поляховым в [6]:

$$\int_{r_H}^R \Gamma (w_n / \cos\beta_{FVS}) r dr > 0 \text{ при } \Gamma \neq 0. \quad (8)$$

2. Выражения для действующих на винт сил в рамках ОЛМ и допущений вихревой модели «несущая линия» получаются с использованием теоремы Жуковского, примененной к каждому элементу прямолинейной (перпендикулярной к оси) несущей линии, а именно, для упора и для момента соответственно:

$$T = \rho z \int_{r_H}^R [\Gamma (2\pi n r - w_{\theta1} - V_{\psi\theta1}) - S (V + w_{X1} + V_{\psi X1})] dr; \quad (9)$$

$$Q = \rho z \int_{r_H}^R [\Gamma (V + w_{X1} + V_{\psi X1}) + S (2\pi n r - w_{\theta1} - V_{\psi\theta1})] r dr, \quad (10)$$

где z – число одинаковых лопастей.

Отличие этих формул от общепринятых пока только в учете заданных скоростей неравномерного попутного потока $V_{\psi X1}$, $V_{\psi\theta1}$ и введении новой величины S , характеризующей профильное сопротивление.

Замечание. В [8] дано такое представление этих формул, которое содержит только одну функцию \bar{w}_{n1} вместо двух $w_{\theta1}$ и w_{X1} , обозначающих окружную и осевую составляющие вызванной скорости для точек несущей линии. Это стало возможным благодаря тому, что шаг ПСВ считается заданным и вызванная скорость обладает в этом случае свойством перпендикулярности на бесконечности и свойством половинности для точек несущей линии [9, 10], а именно:

$$w_{X1} = w_{n1} \cos\beta_{FVS}; \quad (11)$$

$$w_{\theta1} = w_{n1} \sin\beta_{FVS}; \quad (12)$$

$$w_{n1} = w_n / 2. \quad (13)$$

Указанное, как показано в [8], позволяет получить необходимое условие оптимума для конечнлопастного гребного винта с учетом формально любой нагрузки и профильных потерь. Достаточность в этом случае строго доказать не удается, но соответствующие расчеты показывают, что найден искомым минимум и что различие по величине эффективности и оптимальному распределению циркуляции с рассмотренным в этой статье случае «умеренной» нагрузки очень мало [6].

Потери мощности N очевидно равны разности расходуемой мощности P_D и полезной мощности, производимой полезной тягой T_E

$$N = P_D - T_E V = 2\pi n Q - VT(1-t). \quad (14)$$

Здесь учтено, что полезная тяга связана с упором через коэффициент засасывания формулой

$$T_E = T(1-t). \quad (15)$$

Учет коэффициента засасывания t необходим, так как в данной работе рассматривается винт не изолированный, а в попутном потоке судна, т.е. взаимодействие с корпусом принимается во внимание, но в том приближении, когда коэффициент засасывания и скорости попутного потока считаются заданными.

После подстановки в (14) выражений (9) и (10) для упора и момента, проведения всех необходимых вычислений и перегруппировок отдельных слагаемых, можно получить следующее выражение для потерь мощности:

$$\begin{aligned} N = & \rho z \int_{r_H}^R t (\Gamma V 2\pi n r - \Gamma V V_{\psi\theta1} - \Gamma V w_{\theta1} - S V V_{\psi X1} - S V w_{X1} - S V^2) dr + \\ & + \rho z \int_{r_H}^R V_{\psi X1} (\Gamma 2\pi n r + S V) dr + \rho z \int_{r_H}^R V_{\psi\theta1} (\Gamma V - S 2\pi n r) dr + \\ & + \rho z \int_{r_H}^R w_{X1} \Gamma 2\pi n r dr + \rho z \int_{r_H}^R w_{\theta1} \Gamma V dr + \\ & + \rho z \int_{r_H}^R S [(2\pi n r)^2 + V^2 + V w_{X1} - 2\pi n r w_{\theta1}] dr. \end{aligned} \quad (16)$$

Каждое слагаемое в (16) представляет собой долю конкретной составляющей в общем балансе потерь мощности системы «корпус–винт»:

– 1-е слагаемое представляет собой потери мощности, связанные с наличием силы засасывания; оно отлично от нуля, только если $t \neq 0$; например, для описанного ниже проекта 1 составляет 15,42% P_D ;

– 2-е и 3-е слагаемые представляют собой потери мощности или утилизируемую ГВ мощность от взаимодействия с заданным радиально неравномерным попутным потоком, соответствующим рассматриваемому корпусу; нетрудно видеть, что ГВ получает дополнительную энергию от взаимодействия с внешним потоком, когда осевая составляющая попутного потока направлена в сторону движения судна и окружная составляющая попутного потока направлена в сторону, противоположную вращению ГВ, эти слагаемые входят в выражение для потерь мощности в этом случае со знаком «минус»; например, для проекта 1 дополнительная мощность, утилизируемая винтом из попутного потока, составляет 34,80% и 6,96% от P_D для осевой и окружной составляющих попутного потока соответственно;

– 4-е и 5-е слагаемые выражают потери мощности на образование осевой и окружной вызванных скоростей (индуктивные потери); например, для проекта 1 составляют 17,05% и 8,59% соответственно;

– 6-е слагаемое связано с профильным (вязкостным) сопротивлением цилиндрических сечений лопасти; если вязкость жидкости не учитывается ($\epsilon = 0$), эта составляющая обращается в нуль; например, для проекта 1 составляет 13,28%.

Выражение (16) полезно тем, что в случае конкретного проекта ГВ позволяет более детально проанализировать, на что и в какой степени приходится потребляемая ГВ мощность. Например, в проекте ГВ1, спроектированного с использованием обобщенного условия оптимума, учитывающего взаимодействие с корпусом, дополнительная мощность, утилизируемая винтом, составляет 41,76% P_D , а для аналогичного проекта 2, спроектированного с использованием условия оптимума Прандтля, не учитывающего взаимодействие с корпусом, дополнительная мощность, утилизируемая винтом, составляет всего 35,05% (т.е. на 6,71% меньше) P_D . При этом относительное преимущество проекта 1 над проектом 2 по величине пропульсивного коэффициента составило только 2.10%, что объясняется увеличением индуктивных потерь для проекта 1 по сравнению с проектом 2, который действительно дает минимум индуктивных потерь в полном соответствии с условием оптимума Прандтля (строгое доказательство справедливости которого в рамках ОЛМ является следствием доказанного в настоящей работе обобщенного условия оптимума (ОУО)).

Для доказательства предлагаемого обобщения теоремы Бетца–Поляхова используются упрощенные безразмерные выражения для силы, момента и потерь мощности. Примем вызванные скорости малыми первого порядка по сравнению со скоростью судна. Это будет соответствовать «умеренной» нагрузке, так как, согласно ОЛМ, шаг ПСВ задается в общем случае неравным шагом переносного движения несущих линий, хотя указанные шаги, отнесенные к диаметру, отличаются на малую первого порядка. Формально это означает, что безразмерные функции Γ , $V_{\phi X1}/V$, $V_{\phi 01}/V$ и постоянная t предполагаются малыми первого порядка; функция \bar{S} – малой второго порядка, а относительный радиус ступицы $\bar{r}_H = r_H / R$, относительная поступь J ($J = \pi \lambda_{iv}$), безразмерная относительная скорость \bar{V}_R и ширина лопасти на данном радиусе, отнесенная к диаметру, \bar{b} малыми величинами не являются.

В этих предположениях (9) и (16) упрощаются:

$$k_T = (\pi^2 z / 4) \int_{\bar{r}_H}^1 \bar{\Gamma} \bar{r} d\bar{r}; \quad (17)$$

$$k_N = (\pi^3 z / 4) \int_{\bar{r}_H}^1 [\bar{\Gamma} F_N^x + \bar{\Gamma} \bar{w}_{n1} / \cos \beta_{FVS} + \bar{S} F_{ND}^x] \bar{r} d\bar{r}, \quad (18)$$

$$\text{где } k_T = T / (\rho n^2 D^4); \quad (19)$$

$$k_N = N / (\rho n^3 D^5); \quad (20)$$

$$F_N^x = \lambda_{iv} (t + V_{\phi X1} / V) + \lambda_{iv}^2 (V_{\phi 01} / V) / \bar{r}; \quad (21)$$

$$F_{ND}^x = (\lambda_{iv}^2 + \bar{r}^2) / \bar{r}. \quad (22)$$

Отметим, что расчеты, как указывалось, показали незначительное влияние сделанных допущений о малости вызванных скоростей на результаты оптимального проектирования ГВ, но только с одной оговоркой: выражения для коэффициента упора и для потерь мощности при выполнении конкретного проектировочного расчета с использованием ОУО должны браться без указанных выше упрощений [по (9) и (16)].

3. Сформулируем рассматриваемое обобщение как изопериметрическую задачу вариационного исчисления. Найти (удовлетворяющую условиям Гельдера для обеспечения непрерывности нормальной вызванной скорости) функцию

распределения безразмерной циркуляции по радиусу $\bar{\Gamma}(\bar{r})$ или обобщенное условие оптимума, из которого искомое рас-

пределение $\bar{\Gamma}(\bar{r})$ может быть найдено так, чтобы найденное распределение доставляло минимум интегралу (18), а значит минимум безразмерным потерям мощности при заданном значении интеграла (17), т.е. при заданном значении коэффициента упора k_{T0} . При этом заданными считаются ρ , z , $D = 2R$, \bar{r}_H , n , $J = \pi \lambda_{iv}$, $P_{FVS} / D = \pi \bar{r} \operatorname{tg} \beta_{FVS}$; $V_{\phi X1} / V$; $V_{\phi 01} / V$.

4. Необходимое условие экстремума для поставленной изопериметрической вариационной задачи это одновременно равенство нулю первых вариаций интегралов (17) и (18):

$$\int_{\bar{r}_H}^1 \delta \bar{\Gamma} \bar{r} d\bar{r} = 0; \quad (23)$$

$$\int_{\bar{r}_H}^1 (\delta \bar{\Gamma} F_N^x + \frac{\delta \bar{\Gamma} \bar{w}_{n1}}{\cos \beta_{FVS}} + \frac{\bar{\Gamma} \delta \bar{w}_{n1}}{\cos \beta_{FVS}} + \delta \bar{S} F_{ND}^x) \bar{r} d\bar{r} = 0. \quad (24)$$

Для дальнейшего достаточно принять линейную аппроксимацию функции $\bar{S}(\bar{\Gamma})$:

$$\bar{S} = \bar{S}_0 + (d\bar{S} / d\bar{\Gamma})_0 (\bar{\Gamma} - \bar{\Gamma}_0); \quad (25)$$

$$\delta \bar{S} = (d\bar{S} / d\bar{\Gamma})_0 \delta \bar{\Gamma}. \quad (26)$$

Используя, кроме того, свойство половинности (13) и обобщенное интегральное равенство Поляхова (7), можно связать вариации $\delta \bar{\Gamma}$ и $\delta \bar{w}_{n1}$, что после подстановки в (24) с учетом (26) дает

$$\int_{\bar{r}_H}^1 [\delta \bar{\Gamma} F_N^x + 2 \frac{\delta \bar{\Gamma} \bar{w}_{n1}}{\cos \beta_{FVS}} + \delta \bar{\Gamma} (d\bar{S} / d\bar{\Gamma})_0 F_{ND}^x] \bar{r} d\bar{r} = 0. \quad (27)$$

Вынося $\delta \bar{\Gamma}$ из квадратных скобок систему необходимых условий экстремума (23) и (24) можно переписать в следующем виде:

$$\int_{\bar{r}_H}^1 \delta \bar{\Gamma} \bar{r} d\bar{r} = 0; \quad (28)$$

$$\int_{\bar{r}_H}^1 [F_N^x + 2 \frac{\bar{w}_{n1}}{\cos \beta_{FVS}} + (d\bar{S} / d\bar{\Gamma})_0 F_{ND}^x] \delta \bar{\Gamma} \bar{r} d\bar{r} = 0. \quad (29)$$

Замечание. Вместо уравнения Эйлера–Лагранжа вариационного исчисления для рассматриваемого случая вырожденной изопериметрической задачи пригодна промежуточная Лемма из доказательства Леммы Дюбуа–Реймона (du Bois–Reimond) [11, с. 177]. Для справки дадим формулировку этой Леммы.

Условие постоянства функции на участке интегрирования

$$\varphi(r) = c, r \in [r_H; R] \quad (30)$$

непосредственно следует из одновременного равенства нулю двух интегралов:

$$\int_{r_H}^R \eta(r) dr = 0; \quad (31)$$

$$\int_{r_H}^R \eta(r) \varphi(r) dr = 0, \quad (32)$$

если функции $\eta(r)$ и $\varphi(r)$ кусочно непрерывны на интервале интегрирования, а функция $\eta(r)$ является, кроме того, произвольной (такой, например,

как вариация $\delta \bar{\Gamma}$). Важно отметить, что в этой формулировке Лемме не требуется непрерывности производных рассматриваемых функций, а также необязательно равенство нулю значений функции $\eta(r)$ на концах интервала интегрирования (это важно, когда радиус ступицы $r_H \neq 0$, так как не требует задания дополнительных граничных условий на ступице в отличие от метода, использующего уравнение Эйлера и основную Лемму вариационного исчисления).

Вернемся к системе необходимых условий экстремума (28) и (29) и применим к ней указанную выше Лемму (30)–(32), учитывая непрерывность соответствующих функций. В результате получим

$$F_N^x + 2 \frac{\bar{w}_{n1}}{\cos \beta_{FVS}} + (d\bar{S} / d\bar{\Gamma})_0 F_{ND}^x = c, \bar{r} \in [\bar{r}_H; 1], \quad (33)$$

что после преобразований с учетом (21) и (22) совпадает с обобщенным условием оптимума (6), т.е. необходимость этого условия для существования искомого экстремума интеграла (18) при выполнении изопериметрического условия (17) доказана.

5. Решение вариационной задачи будет неполным, если недоказано, что найденное обобщенное условие оптимума (6) является достаточным и для получения именно искомого минимума, а не только экстремума рассматриваемого функционала (18), при выполнении изопериметрического условия (17).

Ниже дается такое доказательство. Обозначим оптимальное распределение циркуляции, как соответствующее найденному выше необходимому условию экстремума (6) или (33) – $\bar{\Gamma}^0$, а нормальную вызванную скорость – как соответствующую этому распределению циркуляции \bar{w}_{n1}^0 . Требуется доказать, что значение коэффициента потерь мощности $k_N(\bar{\Gamma}^0)$, соответствующее $\bar{\Gamma}^0$, является минимальным из всех возможных значений $k_N(\bar{\Gamma})$, соответствующих любым

другим функциям $\bar{\Gamma}$, при удовлетворении всех требований постановки задачи, в том числе изопериметрическому условию $k_T = k_{T0}$, которое в данном случае можно записать с учетом (17) в следующем виде:

$$\int_{\bar{r}_H}^1 \bar{\Gamma} \bar{r} d\bar{r} = \int_{\bar{r}_H}^1 \bar{\Gamma}^0 \bar{r} d\bar{r}. \quad (34)$$

Таким образом, требуется доказать, что

$$k_N(\bar{\Gamma}) > k_N(\bar{\Gamma}^0) \quad (35)$$

при $\bar{\Gamma} \neq \bar{\Gamma}^0$ и при (34), а также при равенстве для сравниваемых вариантов всех тех величин, которые считаются при постановке задачи заданными.

Запишем выражение для $k_N(\bar{\Gamma})$, подставляя в (18) представление для функции $\bar{S}(\bar{\Gamma})$ в виде линейной зависимости (25):

$$\begin{aligned} k_N(\bar{\Gamma}) &= (\pi^3 z / 4) \int_{\bar{r}_H}^1 [\bar{\Gamma} F_N^x + \bar{\Gamma} \bar{w}_{n1} / \cos \beta_{FVS} + \\ &+ \bar{S}_0 F_{ND}^x + (d\bar{S} / d\bar{\Gamma})_0 (\bar{\Gamma} - \bar{\Gamma}^0) F_{ND}^x] \bar{r} d\bar{r} = \\ &= (\pi^3 z / 4) \int_{\bar{r}_H}^1 \{ \bar{\Gamma} [F_N^x + (d\bar{S} / d\bar{\Gamma})_0 F_{ND}^x + \\ &+ \bar{w}_{n1} / \cos \beta_{FVS}] + \bar{S}_0 F_{ND}^x - (d\bar{S} / d\bar{\Gamma})_0 \bar{\Gamma}^0 F_{ND}^x \} \bar{r} d\bar{r}. \end{aligned} \quad (36)$$

Здесь для цилиндрического сечения на соответствующем радиусе, – это аргумент той точки на кривой $\bar{S}(\bar{\Gamma})$, для которой представление (25) соответствует касательной. Кривая $\bar{S}(\bar{\Gamma})$ может быть различной для разных радиусов в силу «гипотезы плоских сечений», но ее форма, определяемая $\bar{\Gamma}_0$ и $(d\bar{S} / d\bar{\Gamma})_0$, для данного радиуса предполагается независимой от величины $\bar{\Gamma}$ в этом сечении.

Приступая непосредственно к самому доказательству справедливости неравенства (35), при выполнении условия (34), разность его левой и правой частей можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} k_N(\bar{\Gamma}) - k_N(\bar{\Gamma}^0) &= (\pi^3 z / 4) \int_{\bar{r}_H}^1 \{ (\bar{\Gamma} - \bar{\Gamma}^0) [F_N^x + (d\bar{S} / d\bar{\Gamma})_0 F_{ND}^x] + \\ &+ \bar{\Gamma} \bar{w}_{n1} / \cos \beta_{FVS} - \bar{\Gamma}^0 \bar{w}_{n1}^0 / \cos \beta_{FVS} \} \bar{r} d\bar{r}. \end{aligned} \quad (37)$$

Здесь учтено, что, как указывалось выше для $k_N(\bar{\Gamma})$ и $k_N(\bar{\Gamma}^0)$ слагаемые $\bar{S}_0 F_{ND}^x$ и $(d\bar{S} / d\bar{\Gamma})_0 \bar{\Gamma}_0 F_{ND}^x$ одинаковы и в (37) сокращаются, так как имеют разные знаки.

Подставим в правую часть (37) необходимое условие экстремума (33), представив его предварительно, с учетом принятых обозначений, в виде

$$[F_N^x + (d\bar{S} / d\bar{\Gamma})_0 F_{ND}^x] = c - 2 \bar{w}_{n1}^0 / \cos \beta_{FVS},$$

что после перегруппировки слагаемых дает

$$\begin{aligned} k_N(\bar{\Gamma}) - k_N(\bar{\Gamma}^0) &= (\pi^3 z / 4) \int_{\bar{r}_H}^1 [c(\bar{\Gamma} - \bar{\Gamma}^0) - 2\bar{\Gamma} \bar{w}_{n1}^0 / \cos \beta_{FVS} + \\ &+ 2\bar{\Gamma}^0 \bar{w}_{n1}^0 / \cos \beta_{FVS} + \bar{\Gamma} \bar{w}_{n1} / \cos \beta_{FVS} - \bar{\Gamma}^0 \bar{w}_{n1}^0 / \cos \beta_{FVS}] \bar{r} d\bar{r} \end{aligned} \quad (38)$$

Оценим слагаемые последнего подынтегрального выражения. Во-первых, рассмотрим первое слагаемое этого подынтегрального выражения. Согласно изопериметрическому условию (34), т.е. равенству коэффициентов упоров сравниваемых вариантов, можно установить, что это слагаемое равно нулю:

$$\int_{\bar{r}_H}^1 c(\bar{\Gamma} - \bar{\Gamma}^0) \bar{r} d\bar{r} = 0. \quad (39)$$

Во-вторых, обобщенное интегральное равенство Поляхова (7) с учетом свойства половинности вызванных скоростей (13) можно представить следующим образом

$$\int_{\bar{r}_H}^1 (\bar{\Gamma} \bar{w}_{n1}^0 / \cos \beta_{FVS} - \bar{\Gamma}^0 \bar{w}_{n1} / \cos \beta_{FVS}) \bar{r} d\bar{r} = 0. \quad (40)$$

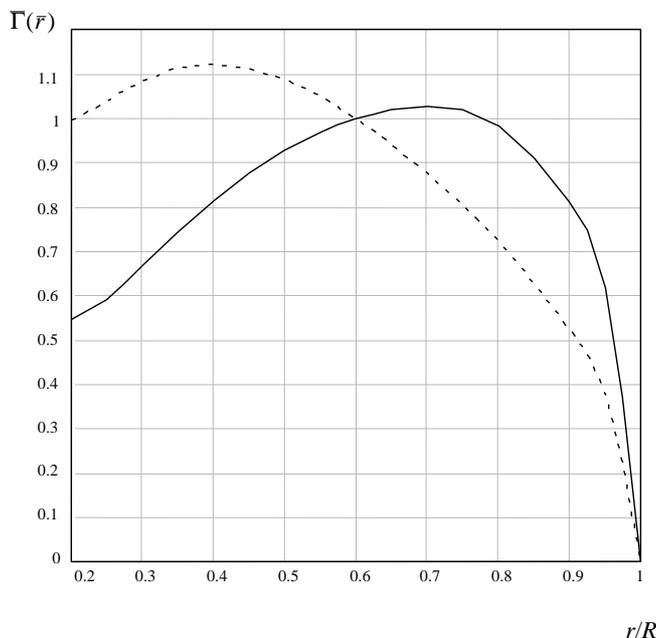


Рис.1. Оптимальные законы распределения циркуляции для двух винтов, работающих в заданном неравномерном поле скоростей, определенные с использованием условия оптимума Прандтля (—) и обобщенного условия оптимума (-----)

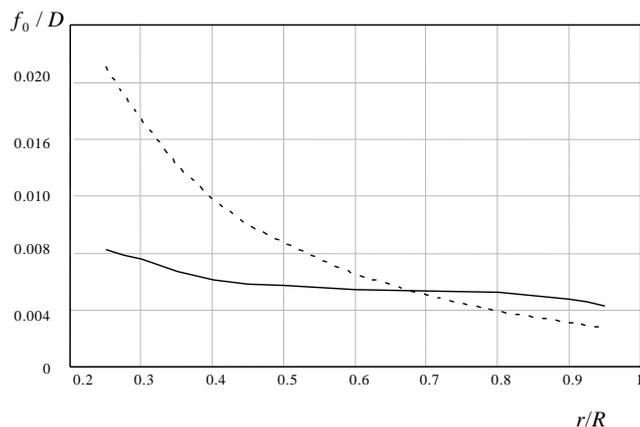


Рис.2. Распределение максимальной кривизны f_0/D сечений лопасти по радиусу для двух рассматриваемых проектов, спроектированных с использованием условия оптимума Прандтля (—) и обобщенного условия оптимума (-----)

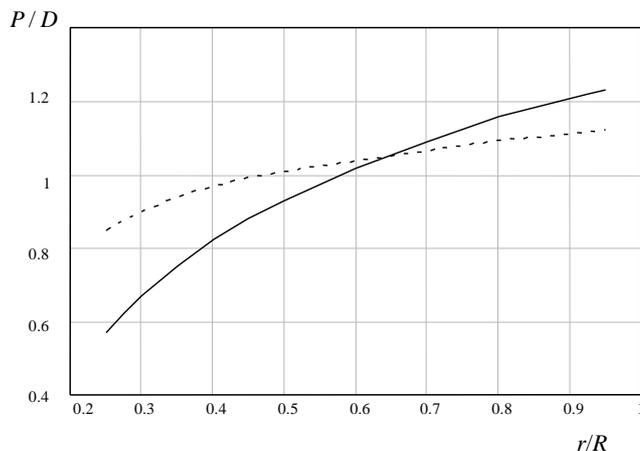


Рис.3. Распределение относительного шага P/D сечений лопасти по радиусу для двух рассматриваемых проектов, спроектированных с использованием условия оптимума Прандтля (—) и обобщенного условия оптимума (-----)

В таком виде стоящий слева интеграл ввиду равенства последнего нулю допустимо умножить на $(\pi^3 z / 4)$ и прибавить к правой части (38), что с учетом (39) дает

$$k_N(\bar{\Gamma}) - k_N(\bar{\Gamma}^0) = (\pi^3 z / 4) \int_{\bar{r}_H}^1 (-\bar{\Gamma} \bar{w}_{n1}^0 / \cos \beta_{FVS} - \bar{\Gamma}^0 \bar{w}_{n1} / \cos \beta_{FVS} + \bar{\Gamma}^0 \bar{w}_{n1}^0 / \cos \beta_{FVS} + \bar{\Gamma} \bar{w}_{n1} / \cos \beta_{FVS}) \bar{r} d\bar{r}. \quad (41)$$

Непосредственной проверкой после раскрытия скобок легко установить, что подынтегральное выражение в правой части (41) представляет собой произведение

$$(\dots) = [(\bar{\Gamma} - \bar{\Gamma}^0)(\bar{w}_{n1} - \bar{w}_{n1}^0) / \cos \beta_{FVS}] \bar{r} d\bar{r},$$

где $\Delta \bar{\Gamma} = \bar{\Gamma} - \bar{\Gamma}^0$ – новое распределение циркуляции, для которого ввиду линейности связи в рамках ОЛМ между \bar{w}_{n1} и

$\bar{\Gamma}$ [см. далее (46)], разность $\Delta \bar{w}_{n1} = \bar{w}_{n1} - \bar{w}_{n1}^0$ представляет собой нормальную вызванную скорость от этого нового распределения циркуляции $\Delta \bar{\Gamma} = \bar{\Gamma} - \bar{\Gamma}^0$. Теперь в этих новых обозначениях можно переписать (41), т.е. исследуемую разность, в следующем виде:

$$k_N(\bar{\Gamma}) - k_N(\bar{\Gamma}^0) = (\pi^3 z / 4) \int_{\bar{r}_H}^1 \Delta \bar{\Gamma} (\Delta \bar{w}_{n1}^0 / \cos \beta_{FVS}) \bar{r} d\bar{r}. \quad (42)$$

Используя свойство половинности вызванных скоростей (13), предыдущее соотношение можно переписать иначе:

$$k_N(\bar{\Gamma}) - k_N(\bar{\Gamma}^0) = (\pi^3 z / 8) \int_{\bar{r}_H}^1 \Delta \bar{\Gamma} (\Delta \bar{w}_n / \cos \beta_{FVS}) \bar{r} d\bar{r}. \quad (43)$$

Обобщенное неравенство Поляхова (8) можно обезразмерить делением правой и левой частей на заведомо положительную величину $4\pi^2 n^2 R^3$, что дает

$$\int_{\bar{r}_H}^1 \bar{\Gamma} (\bar{w}_n / \cos \beta_{FVS}) \bar{r} d\bar{r} > 0 \text{ при } \bar{\Gamma} \neq 0. \quad (44)$$

Таблица 2

Основные элементы винта

r/R	V_{wA}/V	V_{wB}/V	b/D	e_0/D	θ_x, \circ
0,20	-0,688	-0,120	0,1997	0,0497	0,0
0,25	-0,625	-0,120	0,2500	0,0440	0,0
0,30	-0,560	-0,120	0,2740	0,0410	0,0
0,40	-0,453	-0,120	0,3297	0,0332	0,0
0,50	-0,370	-0,120	0,3649	0,0264	0,0
0,60	-0,300	-0,120	0,3774	0,0205	0,0
0,70	-0,245	-0,100	0,3634	0,0160	0,0
0,80	-0,200	-0,070	0,3170	0,0117	0,0
0,90	-0,177	-0,030	0,2246	0,0088	0,0
0,95	-0,170	0	0,1494	0,0077	0,0
1,00	-0,165	0	0,000	0,0065	0,0

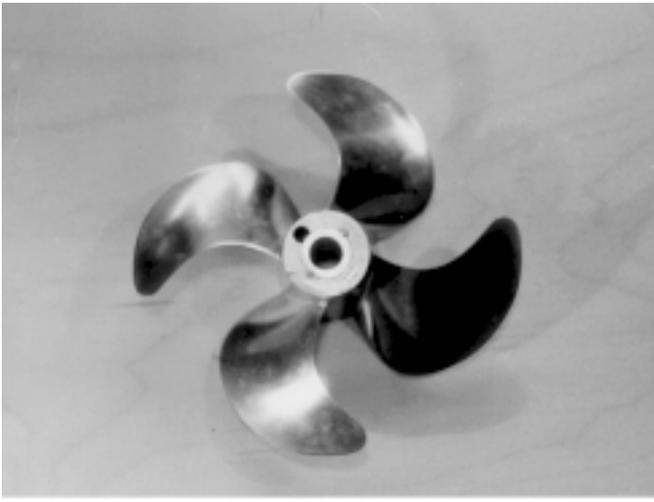


Рис.4. Модель ГВ №2 из табл.3, которая использовалась в эксперименте

Сравнивая (43) и (44) с учетом сказанного о течении с циркуляцией $\Delta\bar{\Gamma}$ и соответствующей вызванной скоростью $\Delta\bar{w}_n$ можно утверждать, что

$$k_N(\bar{\Gamma}) - k_N(\bar{\Gamma}^0) > 0 \text{ при } \bar{\Gamma} - \bar{\Gamma}^0 \neq 0. \quad (45)$$

Результаты проектирования с использованием обобщенного условия оптимума (AKPD-code) с экспериментом в бассейне ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова

	ГВ № 1	ГВ № 2	ГВ № 3
A_E/A_0	0,545	0,545	0,620
x_R/R	+0,0648 (r/R=0,7)	+0,0800 (r/R=1,0)	-0,1093
θ_s , deg.	+10 (r/R=0,5) -21,6 (r/R=1,0)	+10 (r/R=0,5) -21,6 (r/R=1,0)	+11 (r/R=0,5) -23,9 (r/R=1,0)
J	0,772	0,832	0,772
$K_T \text{ calc}$	0,170	0,156	0,179
$\eta_0 \text{ calc}$	0,6741	0,6913	0,6576
$(K_T \text{ test} - K_T \text{ calc})/K_T$	+3,95 %	+6,02 %	+8,21 %
$(\eta_0 \text{ test} - \eta_0 \text{ calc})/\eta_0 \text{ test}$	+0,19 %	+0,62 %	-0,99 %

Это доказывает справедливость (35) и, следовательно, достаточность полученного ОУО [см.(6) или (33)] для получения искомого минимума потерь мощности k_N при заданном коэффициенте упора $k_T(k_T = k_{T0})$.

Таким образом, получено обобщение теоремы Бетца–Поляхова на случай «умеренно» нагруженного винта, работающего в заданном поле скоростей, с учетом профильного сопротивления в рамках обобщенной линейной модели.

Окончательное определение оптимального распределения циркуляции по радиусу кроме ОУО требует использования метода факторов индукции и решения соответствующего обобщенному условию оптимума сингулярного интегро-дифференциального уравнения проекторочного расчета [6, 10]. В рамках ОЛМ для получения этого уравнения надо в ОУО (6) заменить левую часть выражением

$$\frac{2\bar{w}_n(\bar{r})}{\cos\beta_{FVS}} = \frac{1}{2\pi\sin\beta_{FVS}\cos\beta_{FVS}} \left[\frac{z\bar{\Gamma}(\bar{r}_H)}{\bar{r}} + \int_{\bar{r}_H}^1 \left(\frac{d\bar{\Gamma}}{d\bar{r}_0} \right) \frac{i_t^1 d\bar{r}_0}{\bar{r} - \bar{r}_0} \right] \quad (46)$$

$$\bar{r} \in [\bar{r}_H; 1],$$

где i_t^1 – обобщенный окружной фактор индукции, зависящий по приближенным аналитическим формулам Моргана и Вренча [10, 12] от геометрических параметров $z, \beta_{FVS}, r/r_0, r_H/r_0; r_0$ – точка на несущей линии, где начинается свободная вихревая нить, имеющая интенсивность $d\bar{\Gamma}/d\bar{r}_0$.

В работах автора и его аспирантов описаны различные случаи успешного проектирования винтов с использованием ОУО. Например, в табл.2 приведены исходные данные для проектов 1 и 2, которые отличаются использованными при их проектировании условиями оптимума (1 – ОУО, 2 – условие оптимума Прандтля). На рис.1–3 даны сравнения распределений циркуляции для проектов 1 и 2, распределений максимальной относительной кривизны сечений по радиусу для рассматриваемых двух проектов и распределений относительного шага сечений по радиусу для рассматриваемых двух проектов соответственно.

За счет лучшей утилизации энергии попутного потока проект 1, использующий обобщенное условие оптимума, имеет более высокое расчетное значение пропульсивного коэффициента, чем проект 2, а именно 0,8741 вместо 0,8557, т.е. на 2,10% больше.

Экспериментальная проверка пригодности ОЛМ и ОУО с учетом ширины по теории несущей поверхности была выполнена в ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова [13], где испытывались три модели ГВ, спроектированных с использованием

Таблица 3

разработанной на базе обобщенного условия оптимума компьютерной программы АКРД (ОЛМ, несущая линия для определения оптимального распределения циркуляции по радиусу, несущая поверхность с распределением НАСА $a = 0,8$ для определения шага и кривизны).

В табл.3 приведены полученные данные для трех проектов [13]. Следует отметить особенно хорошее согласование расчета с экспериментом по эффективности. Экспериментальные значения коэффициентов упора и момента оказались на несколько процентов выше заданного при проектировании. На рис.4 даны фотографии одного из ГВ, испытанных в опытовом бассейне ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова.

Диаметр ГВ D , м	0,25
Частота вращения вала n , Гц	30
Относительный радиус ступицы r_H/R	0,2
Количество лопастей Z	5
Дисковое отношение A_B/A_D	0,770
Требуемый коэффициент упора K_T	0,218
Относительная поступь по скорости судна J_V	1,143
Коэффициент засасывания t	0,15
Распределение нагрузки по хорде	NACA, $a = 0.8$
Распределение толщины по хорде	NACA-66mod

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Обобщения теоремы Бетца–Поляхова рассматривались и другими авторами (А.И. Слуцкий, 1940; Burrill, 1944; Г.И. Майкапар, Д.В. Халезов, Л.Я. Крупенин, 1944; Lerbs, 1952; Yim, 1976). Все указанные обобщения, как показано в [6], оказались следствием более общего результата, полученного выше в рамках теории несущей линии и обобщенной линейной модели вихревого следа, когда имеют место присоединенные вихревые нити по числу лопастей, а свободные вихревые поверхности имеют форму правильных геликоидов, но с шагом, отличающимся от шага переносного движения несущих линий. Практическая ценность полученного обобщения прежде всего связана с обобщением на случай работы винта при «умеренной» нагрузке в заданном радиально неравномерном поле скоростей, содержащем осевую и окружную компоненты [14, 15, 16] (строго говоря, заданное поле считается потенциальным, но в инженерной практике приближенно может использоваться и для учета реального попутного потока судна).

В качестве наглядной физической интерпретации можно утверждать что, если винт работает в заданном радиально неравномерном поле скоростей и при этом считаются заданными ширина и относительная толщина цилиндрических сечений лопасти, то учет вязкости не влияет на ОУО (член учитывающий вязкость из ОУО выпадает). Найденное обобщенное условие оптимума заключается в постоянстве гидродинамического шага на бесконечности ($\pi r \operatorname{tg} \beta_{\infty} = \text{const}$). Постоянство индуктивного КПД элемента лопасти не является следствием ОУО в общем случае, но оказывается таковым для изолированного ГВ, рассматриваемого без учета профильных потерь.

Примеры применения ОЛМ и ОУО для проектирования соосных ГВ, колеса Грима и Азиподов можно найти в [13–17]. Важное дальнейшее обобщение полученных результатов было получено автором в работах [18–20] где рассмотрен случай, часто встречающийся на практике, когда обобщенное условие оптимума ищется только на части лопасти, так как на другой части лопасти распределение циркуляции или скорости смещения предполагается заданным. Например, в случае, когда распределение циркуляции на концевом участке лопасти задано (с целью снижения виброактивности), то на оставшемся участке ОУО сохраняет свой вид [19]. В другом случае, когда несущая линия разбита на два участка, на которых отдельно заданы соответствующие коэффициенты упора, ОУО остается справедливым отдельно на каждом участке, при этом постоянные в правой части оказываются в общем случае разными [20]. В авторитетном издании [21, с. 93, 105] не совсем правильно трактуется результат работы [20] для случая, когда на части лопасти задано распределение скорости смещения. В действительности в этом случае на оставшейся части лопасти оптимальным является распределение циркуляции, с точностью до постоянного множителя совпадающее с оптимальным, соответствующим применению обобщенного условия оптимума на всей лопасти.

ЛИТЕРАТУРА

1. Betz A. Schraubenpropeller mit geringstem Energieverlust // Nachrichten von der Koniglichen Gesellschaft der Wissenschaften zu Gottingen. Mathematisch-physikalische Klass., – 1919. – S.193-217.
2. Меркулова Н.М. Работы Л. Прандтля в области аэродинамики // Исследования по истории и теории развития авиационной и ракетно-космической науки и техники. – Вып. 2. – М.: Наука, 1983. – с. 81–97.
3. Джонс Р.Т. Теория крыла / Пер. с англ. – М.: Мир, 1995. – 206 с.
4. Франкль Ф.И. Об одной грубой математической ошибке, широко распространенной в аэродинамической литературе, и ее исправлении // Техника воздушного флота. – 1939. – № 7/8.
5. Поляхов Н.Н. Теория винта с конечным числом лопастей. – Тр. ЦАГИ, 1937, вып. 324, 48 с.
6. Ачкинадзе А.Ш. Проектировочный расчет оптимального гребного винта, приспособленного к попутному потоку судна, по вихревой теории. – СПб.: Изд. СПбГМТУ, 1996. – 86 с.
7. Achkinadze A.S., Mishkevich V.G. A Modified Lerbs scheme for moderately loaded propellers // Proc. 15th ses. SMSH, BSHC, Varna, Bulgaria, 1986, Vol.2, p.6/1-18.
8. Ачкинадзе А.Ш. Необходимое условие оптимума для конечнолопастного гребного винта с учетом нагрузки и профильных потерь. – Тр. ЛКИ: Качка и управляемость судна, 1984, с. 14-18.
9. Басин А.М., Мишинович И.Я. Теория и расчет гребных винтов. – Л.: Судпромгиз, 1963. – 760 с.
10. Артюшков Л.С., Ачкинадзе А.Ш., Русецкий А.А. Судовые движители: Учеб. – Л.: Судостроение, 1988. – 296 с.
11. Курант Р., Гильберт Д. Методы математической физики. – М.: ГИТТЛ, 1951, т. 1, 476 с.
12. Morgan W.B., Wrench J.W. Some computational aspects of propeller design // Methods in Computational Physics.– 1965. – Vol.4. – P. 301-331.
13. Achkinadze A.S., Krasilnikov V.I. A generalized optimum condition for wake adapted screw propeller. – Proc. P/S'97 Symposium, SNAME, Virginia Beach, USA, 1997, September 23-24, p. 22/1-28.
14. Achkinadze A.S. Design of optimal screw propellers, turbines and freely rotating turbopropellers adapted for radial nonuniform swirled flow. – Prop. 4th Internet. Sump. on PRADS-89, Varna, Bulgaria, 1989, vol. 3, p. 124/1-13.
15. Achkinadze A.S., Grim O. Comparison of two methods for optimal design of freely rotating turbopropellers. – Proc 19th ses. SMSSH, BSHC, Varna, Bulgaria, 1990, vol.2, p.77/1-5.
16. Achkinadze A.S., Kaprantsev S.V., Syrkin E.N. A design of contra-rotating propellers for high-speed SWATH. – Trans. of the second Internat. Conference CRF'94, St.Petersburg, 1994, June 5-12.
17. Achkinadze A.S., Krasilnikov V.I., Stepanov I.E. A Hydrodynamic Design Procedure for Multi-Stage Blade-Row Propulsors Using Generalized Linear Model of the Vortex Wake. – SNAME Symposium «Propellers/Shafting'2000», 20-21 September 2000, Virginia Beach, USA. p. 20/1-20/21.
18. Ачкинадзе А.Ш. Обобщение теоремы Бетца на случай заданного распределения нагрузки по части лопасти. – Тр. ЛКИ «Ходкость и мореходные качества судов», 1982, с. 23-30.
19. Он же. Обобщенное условие оптимума для системы корпус – конечнолопастной гребной винт. – Межвуз. сб.: «Взаимодействие тел в жидкости со свободными границами», Чебоксары, Чувашский университет, 1987, с. 17-26.
20. Он же. Две теоремы теории оптимального слабонагруженного гребного винта. – НТО им. акад. А.Н. Крылова: Мат-лы по обмену опытом, 1985, вып. 9.: Гидродинамика высоких скоростей, с. 4-17.
21. Гребные винты: Современные методы расчета / В.Ф. Бавин и др. – Л.: Судостроение, 1983. – 296 с. ■

Для расчета снижения низкочастотных колебаний давления в волноводах используются акустические параметры передачи колебаний, а именно: коэффициенты четырехполосника A, B, C, D . Они связывают колебательные давление $p_{вх}$ и скорость $v_{вх}$ на входе с давлением $p_{вых}$ и скоростью $v_{вых}$ на выходе испытуемого элемента через уравнения четырехполосника

$$\begin{vmatrix} p_{вх} \\ S_{вх} \cdot v_{вх} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} A & B \\ C & D \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} p_{вых} \\ S_{вых} \cdot v_{вых} \end{vmatrix},$$

где $S_{вх}, S_{вых}$ – соответственно площади входного и выходного сечений исследуемого элемента гидравлической системы.

Для определения в частотной области коэффициентов акустических четырехполосников элементов волноводов был разработан расчетно-экспериментальный метод [1], обеспечивший достаточную точность при исследовании колебаний в волноводах.

Для практической реализации метода определения параметров передачи колебаний необходимо установить три датчика давления. Два из них устанавливаются симметрично плоскости входного сечения испытуемого элемента волновода, а третий – на расстоянии от входного сечения, равном половине длины между двумя первыми датчиками. Условие $p_{вых} = 0$ с достаточной для практических целей точностью выполняется на границе раздела вода–воздух [2]. Единственное затруднение при практической реализации предлагаемого метода связано с определением действительной части постоянной распространения g в измерительном участке. Однако при выборе расстояния l между точками измерения, много меньшим длины волны λ , т. е. при условии $l \ll \lambda = 2\pi c / \omega$ (где $\omega = 2\pi f$ – круговая частота; f – частота), активными потерями на этом участке можно пренебречь.

Схема стенда для определения параметров передачи показана на рис. 1 [3]. В состав стенда входят испытуемый элемент 1, возбудительное устройство 2, три гидрофона 3, два из которых установлены на измерительном участке 4 симметрично плоскости входного сечения 5 испытуемого элемента, заполненного жидкостью, поверхность 6 которой лежит в плоскости выходного сечения 7, массивную плиту 8, опирающуюся через виброизоляторы 9 на жесткий фундамент 10. Для удаления неконтролируемых газовых включений предусмотрена система прокачки жидкости. Измерительный тракт содержит генератор колебаний 11, усилитель мощности 12, гидрофон-излучатель 13, предварительные усилители 14, 15, 16, сумматор 17, фильтры 18, 19, фазометр 20, ЭВМ 21.

После удаления газовых включений путем прокачки жидкости и выдержки ее под избыточным давлением стенд готов к измерениям. Включенный генератор колебаний 11 через усилитель мощности 12 приводит в работу излучающий гидрофон 13, который возбуждает со стороны входа элемента 1 акустические колебания, воспринимаемые гидрофонами-приемниками 3. Электрические сигналы с гидрофонов поступают на предварительные усилители 14, 15, 16 и далее по измерительному тракту на ЭВМ.

Недостатком метода [1] является необходимость обеспечения по всей длине измерительного участка постоянного поперечного сечения. С целью сокращения затрат на оснастку для испытаний, учитывая большой типоряд по внутреннему диаметру испытываемых элементов трубопроводных си-

ОПРЕДЕЛЕНИЕ АКУСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПЕРЕДАЧИ КОЛЕБАНИЙ В ВОЛНОВОДАХ, СОДЕРЖАЩИХ УЧАСТКИ СО СКАЧКОМ ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ

*С.В. Горин, д-р техн. наук, проф.,
О.В. Макарова, аспирант,
«Севмашвуз» СПбГМТУ*

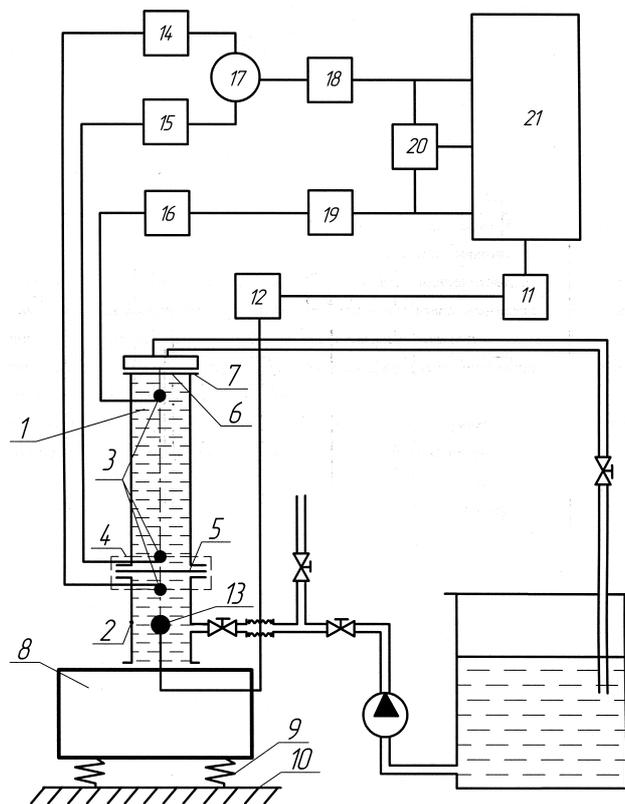


Рис. 1. Схема стенда для определения параметров передачи колебаний в волноводах

стем, теоретическая часть метода определения параметров передачи была усовершенствована. В ней стал возможен учет скачка поперечного сечения измерительного участка, состоящего наполовину из оснастки стенда, а наполовину из испытуемого элемента.

Используя метод электроакустической аналогии, представим измерительный участок длиной l в виде последовательного соединения двух четырехполосников – аналогов двух последовательно соединенных отрезков труб равной длины $l_0 = l/2$, но с различными площадями поперечных

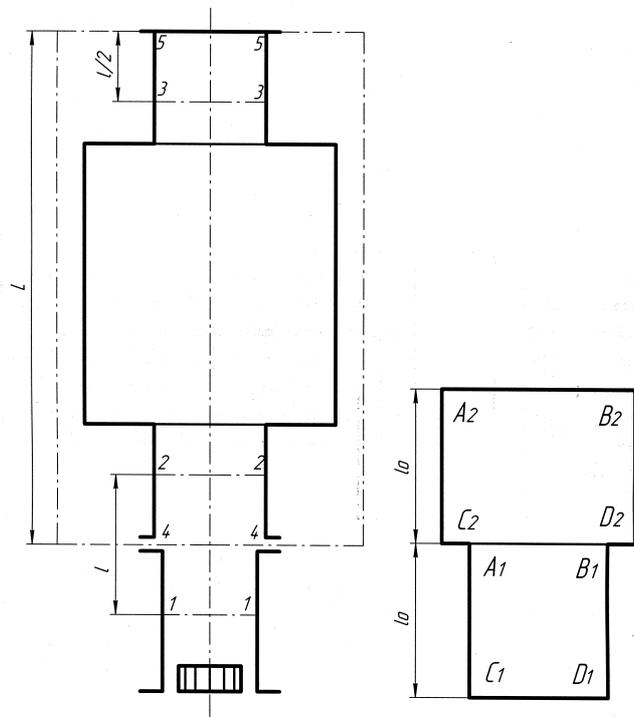


Рис. 2. Измерительный участок l в виде двух четырехполосников

сечений S_1 и S_2 (рис. 2). Вводя понятие объемной колебательной скорости $\dot{V} = S \cdot v$, запишем

$$p_{\text{вх}} = D_1 p_1 - B_1 V_1; \quad (1)$$

$$V_{\text{вх}} = -C_1 p_1 + A_1 V_1; \quad (2)$$

$$p_{\text{вх}} = A_2 p_2 + B_2 V_2; \quad (3)$$

$$V_{\text{вх}} = C_2 p_2 + D_2 V_2, \quad (4)$$

где p_1, V_1 и p_2, V_2 – колебательные давления и объемные расходы соответственно во входном (1–1) и выходном (2–2) сечениях измерительного участка; $p_{\text{вх}}, V_{\text{вх}}$ – давление и объемная скорость во входном сечении испытываемого элемента (4–4); A_1, B_1, C_1, D_1 и A_2, B_2, C_2, D_2 – коэффициенты четырехполосников.

Пренебрегая потерями колебательной энергии в измерительном участке и вводя для упрощения математических выкладок $A_1 = \cos kl_0 = A'$

$$B_1 = j \frac{\rho \cdot c}{S_1} \sin kl_0 = \frac{B'}{S_1}; \quad B_2 = j \frac{\rho \cdot c}{S_2} \sin kl_0 = \frac{B'}{S_2};$$

$$C_1 = j \frac{S_1}{\rho \cdot c} \sin kl_0 = C' S_1; \quad C_2 = j \frac{S_2}{\rho \cdot c} \sin kl_0 = C' S_2,$$

с помощью которых из уравнений (1) – (4) получим выражения для расчета давления и скорости во входном сечении (сечение 4–4 на рис. 2,а) испытываемого элемента:

$$p_{\text{вх}} = A' \frac{p_1 + p_2}{2} - \frac{B'}{2} \left(\frac{V_1}{S_1} - \frac{V_2}{S_2} \right); \quad (5)$$

$$V_{\text{вх}} = -\frac{C'}{2} (p_1 S_1 - p_2 S_2) + A' \left(\frac{V_1 + V_2}{2} \right). \quad (6)$$

Формулы (5), (6) представляют собой систему двух уравнений с четырьмя неизвестными p_1, p_2, V_1, V_2 , из которых первые два неизвестных могут быть определены путем прямого измерения пульсаций давления гидрофонами. Для решения этой системы выразим V_1 и V_2 через p_1 и p_2 :

$$V_1 = \frac{\left(A'^2 - \frac{S_1}{S_2} \sin^2 kl_0 \right) p_1 - p_2}{A' B' \left(\frac{1}{S_1} + \frac{1}{S_2} \right)}; \quad (7)$$

$$V_2 = \frac{p_1 - \left(A'^2 - \frac{S_2}{S_1} \sin^2 kl_0 \right) p_2}{A' B' \left(\frac{1}{S_1} + \frac{1}{S_2} \right)}. \quad (8)$$

Используя (5), (7), (8) и учитывая, что колебательная скорость в выходном сечении 5–5 испытываемого элемента (рис. 2, а) связана с давлением в сечении 3–3 зависимостью

$$V_{\text{вых}} = -j \frac{p_3}{\frac{\rho \cdot c}{S_{\text{вых}}} \sin kl_0}, \quad (9)$$

получим алгоритм для расчета параметров передачи испытываемого элемента при наличии в измерительном участке скачка поперечного сечения:

$$D_S = \left\{ \frac{p_1 S_1 - p_2 S_2}{2 \rho \cdot c} \sin kl_0 + \frac{S_1 S_2}{\rho \cdot c (S_1 + S_2) \sin kl_0} \left[\frac{p_1 - p_2}{2} + \frac{p_1}{2} \left(\cos^2 kl_0 - \frac{S_1}{S_2} \sin^2 kl_0 \right) - \frac{p_2}{2} \left(\cos^2 kl_0 - \frac{S_2}{S_1} \sin^2 kl_0 \right) \right] \right\} \frac{\rho \cdot c \sin kl_0}{S_{\text{max}} p_3} \quad (10)$$

$$B_S = j \left\{ \frac{p_1 + p_2}{2} \cos kl_0 + \frac{1}{2 \cos kl_0} \left[\frac{\left(\cos^2 kl_0 - \frac{S_2}{S_1} \sin^2 kl_0 \right) p_1 - p_2}{1 + \frac{S_1}{S_2}} - \frac{p_1 - \left(\cos^2 kl_0 - \frac{S_2}{S_1} \sin^2 kl_0 \right) p_2}{1 + \frac{S_2}{S_1}} \right] \right\} \frac{\rho \cdot c \sin kl_0}{S_{\text{max}} p_3}, \quad (11)$$

где p_3 – колебательное давление в сечении 3–3.

Если элемент описывается симметричным четырехполосником, то параметр $A_S = D_S$; если несимметричным, то A_S определяется по формуле (10), но при испытаниях необходимо поменять входное сечение с выходным, а выходное с входным.

И, наконец, по двум найденным параметрам определяем третий:

$$C_S = \frac{A_S D_S - 1}{B_S}. \quad (12)$$

При $S_1 = S_2$ формулы (10), (11) преобразуются к формулам, полученным в [1]:

$$D = \frac{P_1 - P_2}{2 p_3} \cdot \frac{Z_{\text{вых}}}{Z_{\text{вх}}}; \quad (13)$$

$$D = j \frac{P_1 + P_2}{p_3} \cdot Z_{\text{вых}} \cdot \text{tg} \frac{\omega l}{c}. \quad (14)$$

Для оценки влияния скачка поперечного сечения в измерительном участке на результаты испытаний определим

соотношения между параметрами передачи, определенными по формулам (10), (11), (13), (14):

$$\frac{D_S}{D} = \frac{2}{1 + S_2/S_1}; \quad (15)$$

$$\frac{B_S}{B} = 1 + \frac{p_1 - p_2}{p_1 + p_2} \left(\frac{1 - S_1/S_2}{1 + S_1/S_2} \right). \quad (16)$$

Преобразуем (16) с учетом (13) и (14) к виду

$$\frac{B_S}{B} = 1 + \frac{DZ_{\text{вх}} \operatorname{tg}kl_0}{B} \left(\frac{1 - S_1/S_2}{1 + S_1/S_2} \right). \quad (17)$$

Зависимость относительной погрешности определени: параметра передачи D_S от отношения площадей поперечных сечений в измерительном участке до и после скачка представлена на рис. 3. Откуда видно, что чем больше скачек, тем выше погрешность определения параметра D_S :

$$\delta_D = \left| \frac{1 - S_1/S_2}{1 + S_1/S_2} \right| \cdot 100\%.$$

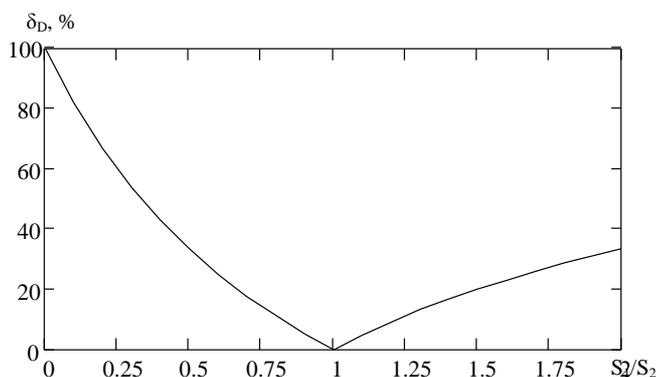


Рис. 3. К оценке погрешности определения параметра $A = D$

Погрешность определения параметра B_S при наличии скачка поперечного сечения в измерительном участке в соответствии с (15) зависит не только от соотношения площадей, но также от параметров передачи испытываемого элемента и от частоты колебаний. Проиллюстрируем это на примере отрезка прямой трубы длиной $L = 2$ м при длине измерительного участка $l = 0.1$ м, отношение площадей поперечных сечений в измерительном участке до и после скачка $S_1/S_2 = 0.9$.

В этом случае формула (15) при $kl \ll 1$ преобразуется к виду

$$\frac{B_S}{B} = 1 + \frac{kl}{\operatorname{tg}kL} \left[\frac{1 - S_1/S_0}{1 + S_1/S_2} \right]; \quad (16)$$

$$\delta_B = \left| \frac{kl}{\operatorname{tg}kL} \left(\frac{1 - S_1/S_2}{1 + S_1/S_2} \right) \right| \cdot 100\%.$$

На рис. 4 показаны зависимости величин kl , $\operatorname{tg}kL$ от частоты и зависимость относительной погрешности определения параметра B_S от частоты. Из рис. 4, б видно,

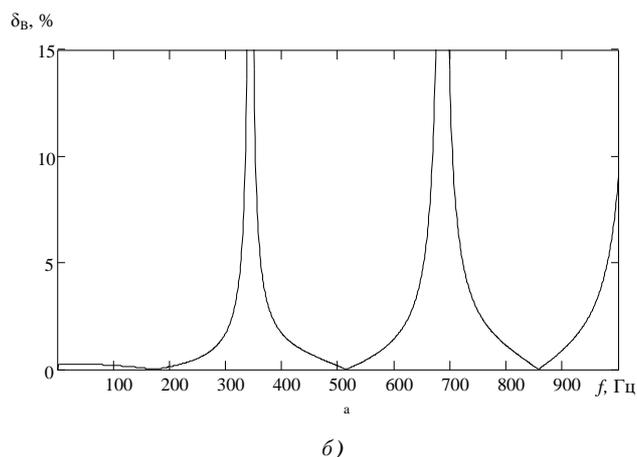
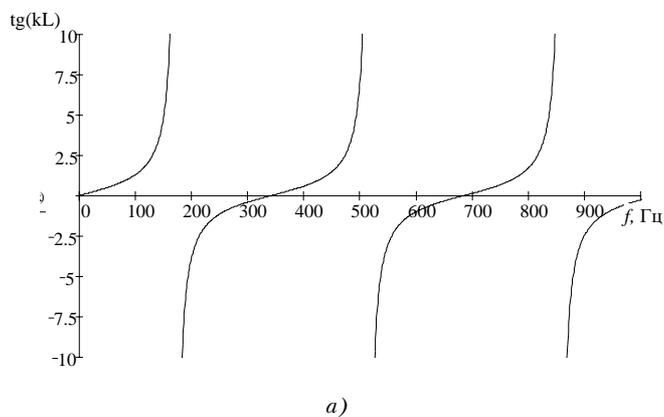


Рис. 4. К оценке погрешности определения параметра B

что наибольшая погрешность определения B_S при наличии в измерительном участке скачка поперечного сечения имеет место в окрестности частот, при которых $\operatorname{tg}kL \rightarrow 0$. Причем величина погрешности в этих диапазонах частот будет тем меньше, чем ближе к единице будет отношение S_1/S_2 . В других областях частот скачок поперечного сечения в измерительном участке практически не влияет на точность определения параметра B_S .

Таким образом, из изложенного выше следует, что наличие скачка поперечного сечения в измерительном участке экспериментального стенда влияет на результаты исследований параметров передачи колебаний элементов трубопроводных систем. Это следует учитывать при расчете параметров передачи путем использования аналитических выражений (10) и (11). Экспериментальная проверка метода определения параметров передачи элементов гидросистем показала, что точность определения искомых параметров достаточно высока и он может быть использован для решения как инженерных, так и научно-исследовательских задач.

ЛИТЕРАТУРА

1. Горин С.В., Ким Я.А., Лесняк А.Н., Селезкий А.И. О способе экспериментального определения параметров передачи колебаний по жидкостному тракту элементов гидравлических систем. // Акустический журнал, – 1986, – Т. XXXII. – Вып. 4. – С. 529–533.
2. Бобер Р.Дж. Гидроакустические измерения. – М.: Мир, 1974. – 362 с.
3. Ким Я.А., Селезкий А.И., Лесняк А.Н., Горин С.В. Способ измерения параметров распространения акустических колебаний в гидравлических системах. – Авт. св. 1188642. – БИ. – 1985. – № 40. ■

Электрохимические энергоустановки (ЭХЭУ) обладают рядом неоспоримых достоинств [1], приобретающих особую ценность на автономных объектах, имеющих ограничения по запасам хранимых энергоносителей или по интенсивности создаваемых физических полей. К числу таких объектов относятся разнообразные транспортные средства, в частности морские, особенно подводные.

У специалистов в этой области энергетики сложилось устойчивое мнение о целесообразности применения ЭХЭУ с водородно-кислородными топливными элементами (ТЭ) [2–5], сформировавшееся на основе известных дополнительных преимуществ использования водорода в качестве топлива. Эти преимущества обусловлены высокой удельной массовой энергетической ценностью водорода, высоким КПД ТЭ этого типа при низком уровне температуры в зоне токообразующих реакций, а также тем, что в результате их функционирования образуется лишь химически чистая вода.

Технологии производства водорода достаточно хорошо освоены «большой химией» и имеют практически неограниченную сырьевую базу. Однако низкая плотность газообразного водорода, низкая температура его сжижения, а также высокая пожаровзрывоопасность в сочетании с негативным воздействием на свойства многих конструкционных материалов ставят на первый план проблемы разработки эффективных и безопасных систем хранения или получения водорода, а также его подготовки к использованию в ТЭ на борту автономных транспортных средств – именно эти проблемы сдерживают развитие транспортной водородной энергетики [6].

В настоящее время различные методы хранения (аккумулирования или получения) водорода находятся на разных стадиях реализации, включая промышленно освоенные технологии (газовые баллоны, контейнеры для жидкого водорода), пилотные и полупромышленные системы хранения (металлогидриды), а также экспериментальные разработки, технический и коммерческий потенциал которых пока остается неясным (углеродные наноматериалы и др.).

За последние 15–20 лет значительный прогресс был достигнут в улучшении массовых и объемных показателей традиционных методов хранения водорода: композитных газовых баллонов давлением до 70–80 МПа (до 13 масс. % водорода), а также криогенных систем хранения жидкого водорода, массовая емкость которых достигает 20% для мобильных мелкомасштабных и превышает 50% для крупномасштабных хранилищ. Металлогидридные системы хранения водорода наиболее привлекательны

КОМБИНИРОВАННАЯ ЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКАЯ СИСТЕМА И ОЦЕНКА ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ЕЕ ПРИМЕНЕНИЯ В СОСТАВЕ МОРСКИХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК

А.Н. Кальмыков, канд.техн.наук, доцент, СПбГМТУ

в отношении безопасности и компактности и могут быть востребованы в стационарных и автономных приложениях, где массовый показатель системы хранения водорода не является критичным.

Однако эти достижения и их предвидимые улучшения не позволяют рассчитывать на удовлетворительное решение проблемы обеспечения водородом ЭХЭУ транспортных средств, в особенности предназначенных для длительного автономного функционирования при жестких ограничениях на массу, габариты и другие собственные ресурсы.

На очередном витке пересмотра известных методов получения водорода на борту автономного подводного объекта формальный анализ неизбежно приводит к выводу о целесообразности использования гидролиза металлов, а еще лучше – их гидридов [7–10]. При этом система генерации водорода рассматривается обособленно от комплекса (энергоустановки), в составе которого она предназначена функционировать, не говоря уже об отсутствии учета эффективности функционирования этого комплекса в составе суперкомплекса – корабля. Такой подход не случаен. Он обусловлен, с одной стороны, остротой стоящей проблемы, а с другой – не менее острым желанием найти ее универсальное решение в рамках локальной оптимизации (на уровне рассматриваемой системы).

Вместе с тем современный уровень исследования и разработки общих методов анализа сложных технических систем, методов оптимизации судового машиностроительного оборудования и систем морской техники [11] позволяет выявить и обосновать целесообразность иного подхода к поиску удовлетвори-

тельного решения на основе имеющегося научно-технического задела, немедленная реализация которого не имеет препятствий, обусловленных необходимостью проведения дополнительных исследований с не вполне определенными результатами.

Так, например, простое сопоставление характеристик процессов получения водорода в результате осуществления реакций взаимодействия металлов с водой, несомненно, свидетельствует в пользу алюминия по сравнению с магнием: трехвалентный алюминий, имеющий атомную массу 26,98 а.е.м., потенциально позволяет получить 1 кг водорода на каждые 9 кг находящегося на борту алюминия, в то время как расход двухвалентного магния (24,31 а.е.м.) для получения 1 кг водорода составляет около 12 кг. Если исходить из не вполне корректного предположения о 100%-ном использовании алюминия для получения водорода, то его удельный расход можно оценить в 0,38–0,42 кг на 1 кВт·ч электрической энергии, получаемой в водородно-кислородном ТЭ, работающем при выходном напряжении 0,9–0,8 В (рис. 1). Это неплохой показатель. Однако для осуществления реакции гидролиза алюминия с представляющей практический интерес интенсивностью требуется создание специальных условий (значительное повышение температуры и давления либо изменение ионного состава водного раствора с использованием опасных химических соединений высокой концентрации).

В отличие от алюминия магний (или сплав на его основе с небольшими добавками легирующих элементов) достаточно активно окисляется в водном растворе нейтрального электролита в качестве растворимого анода в составе



ЭРА

ОАО
ОСНОВАНО В 1922 ГОДУ

Электро Радио Автоматика

Полный комплекс электромонтажных, сопутствующих слесарно-сварочных и регулировочно-сдаточных работ на строящихся и ремонтирующихся судах.
Проектирование электрочасти судов.
Комплексная поставка судового электрооборудования и кабельной продукции.
Изготовление судовых электрораспределительных устройств.



190000, Санкт-Петербург, пер. Гривцова, 1/64
тел.: 571-39-19; факс: 314-01-54;
E-mail: era@lek.ru

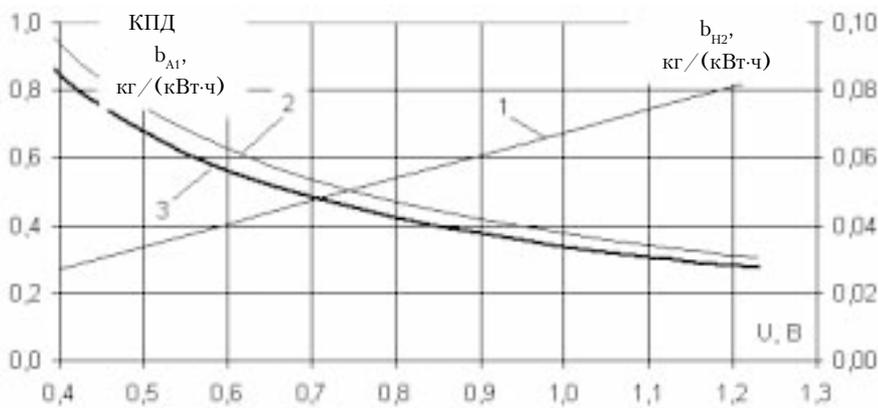


Рис. 1. КПД водородно-кислородного ТЭ при нормальных условиях (1), удельный расход водорода (2) и алюминия, необходимого для его получения (3), в зависимости от выходного напряжения водородно-кислородного ТЭ

так называемых водоактивируемых источников тока. Химические источники тока (ХИТ) системы Mg – H₂O (катализатор) устойчиво функционируют в широком диапазоне изменения параметров (от близких нормальным физическим условиям до давления в несколько десятков мегапаскалей и температуры в несколько сот градусов Цельсия). Особенности функционирования этой системы в лабораторных и морских условиях, методы повышения ее удельных характеристик были детально изучены в ходе совместных работ ЛКИ, СКБК, ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, ЦНИИ КМ «Прометей» и других в 80-х – начале 90-х гг. XX в. [3, 4, 12–16]. Были созданы образцы силовых источников тока (погружного и наливного типа), успешно прошедшие морские испытания, выполненные при содействии ИПМТ ДВО АН СССР на глубинах до 2 км, и лабораторные исследования при давлении до 60 МПа.

ХИТ системы Mg – H₂O (катализатор) при условиях, близких к нормальным, и концентрации электролита около 0,5 N (по NaCl) имеет относительно скромные характеристики: при плотности тока приблизительно 200 А·м⁻² разность потенциалов между электродами составляет всего около 0,4 В. При этом термодинамический КПД преобразования химической энергии в электрическую несколько больше 20 %. Эти показатели могут быть улучшены путем изменения условий осуществления электрохимических реакций. Однако, важнее другое:

- функции окислителя, электролита и теплоносителя выполняет водный раствор нейтрального электролита невысокой концентрации (например, хлористого натрия) или морская вода;

- в качестве анода служит листовой прокат сплава на основе магния, не требующий создания особых условий при длительном хранении;

- инертный (нерастворяющийся в ходе электрохимических реакций) катод не содержит драгоценных или дефицитных металлов;

- система готова к приему электрической нагрузки сразу после заполнения электролитом межэлектродного пространства анодно-катодных сборок;
- скорость протекания электрохимических реакций определяется силой тока во внешней цепи (действующей нагрузкой), а при ее замыкании скорость саморастворения анода невысокая и быстро прекращается при удалении электролита из межэлектродного пространства;

- при работе системы происходит выработка водорода, скорость которой определяется действующей электрической нагрузкой, и соответствует суммарной реакции



При использовании образовавшегося в ходе этой реакции водорода в качестве восстановителя в водородно-кислородных ТЭ получается комбинированная электрохимическая энергоустановка, включающая в свой состав две электрогенерирующие системы. При этом первая из них (Mg – H₂O) наряду с выработкой электроэнергии, используемой на полезные нужды, выполняет функцию получения водорода для второй электрогенерирующей системы (H₂ – O₂).

Далее (на этапе предварительного анализа) предполагается, что обе электрогенерирующие системы работают на стационарном режиме одновременно и что весь генерируемый первой системой водород полностью потребляется второй.

Выработка электроэнергии комбинированной ЭХЭУ в единицу времени

$$N_{\text{эл}} = N_{\text{эл1}} + N_{\text{эл2}} = U_1 I_1 + U_2 I_2, \quad (2)$$

а расходы реагентов (магния и водорода, моль·с⁻¹):

$$M_1 = \frac{I_1}{z_1 \eta_F F}; \quad (3)$$

$$M_2 = \frac{I_2(1 + K_p)}{z_2 F}, \quad (4)$$

где U_1 и U_2 – средние значения напряжения на выводах ТЭ систем Mg – H₂O и H₂ – O₂, соответственно, В; I_1 и I_2 – суммарная сила тока, генерируемого ТЭ каждой системы, соответственно, А; η_F – фарадеевский КПД системы Mg – H₂O; K_p – коэффициент, учитывающий технологические потери водорода; F – число Фарадея, Кл/г-экв.

Ввиду того, что при гидролизе одного грамм-атома магния образуется один моль водорода, а $z_1 = z_2 = z = 2$ г-экв./моль, должно выполняться условие

$$M_1 = M_2 = M, \quad (5)$$

откуда

$$I_1 = I_2(1 + K_p) \eta_F \quad (6)$$

и

$$N_{\text{эл}} = \left[U_1 + \frac{U_2}{(1 + K_p) \eta_F} \right] M z \eta_F F, \quad (7)$$

а удельный расход магния составит

$$b_1 = \frac{3600(1 + K_p) \mu_1}{[U_1(1 + K_p) \eta_F + U_2] z F}, \quad (8)$$

где μ_1 – атомная масса магния, кг/г-атом.

На рис. 2 представлена зависимость удельного расхода магния от напряжения U_2 между электродами водородно-кислородного ТЭ комбинированной ЭУ упомянутого состава (при $K_p = 0$ и $\eta_F = 0,6$) для ряда значений напряжения U_1 на электродах ТЭ системы Mg – H₂O (катализатор). Верхняя линия ($U_1 = 0,0$ В) соответствует использованию магния лишь в качестве исходного вещества для генерации водорода по реакции (1), который используется в водородно-кислородном ТЭ. Нижележащие линии соответствуют комбинированной выработке электроэнергии обеими электрогенерирующими системами. По мере повышения эффективности работы системы Mg – H₂O (катализатор), т.е. с увеличением U_1 , удельный расход магния заметно снижается. Видно, что экономия расхода магния от использования комбинированной системы при реально достижимых значениях U_1 и U_2 может быть оценена в 25–30 %.

Графики рис. 3 иллюстрируют влияние фарадеевского КПД на удельный расход магния в интервале наиболее вероятных значений U_1 и U_2 . Влияние этого фактора проявляется относительно слабо, так как водород, образующийся по реакции (1), в ходе токообразующих, и в ходе конкурирующих процессов затем используется в водородно-кислородном ТЭ.

Из графиков, представленных на рис. 2 и 3, видно, что в энергоустановке с комбинированной электрогенерирующей системой удельный расход магния можно оценить в 0,35–0,44 кг/(кВт·ч) при $U_2 = 0,9–0,8$ В, т.е. по этому показателю Mg оказывается не хуже Al.

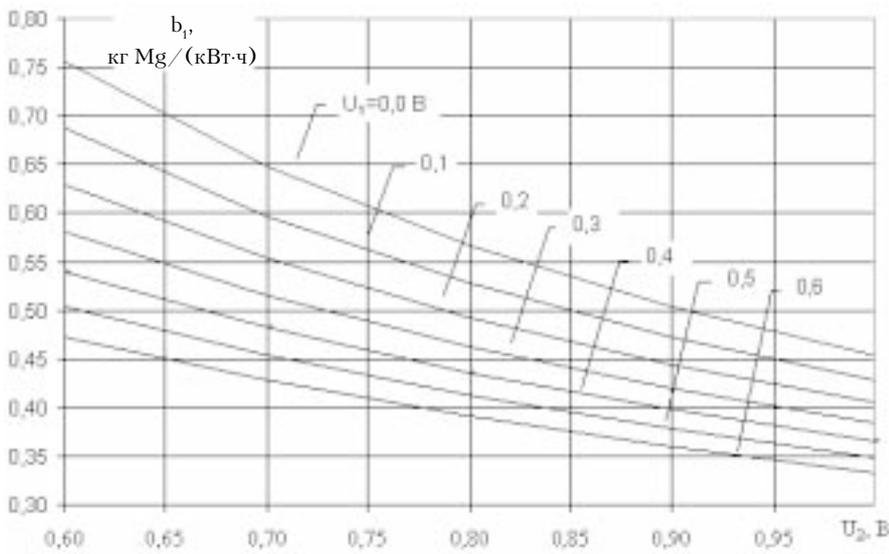


Рис. 2. Удельный расход магния в комбинированной электрохимической системе при $\eta_F = 0,6$ системы $Mg - H_2O$

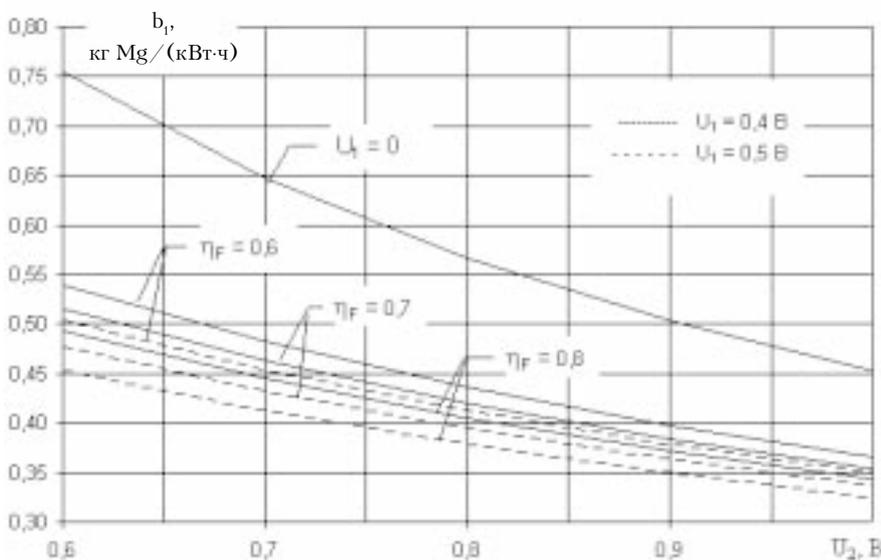


Рис. 3. Удельный расход магния в комбинированной системе $Mg - H_2O + H_2 - O_2$ при различных значениях фарадеевского КПД

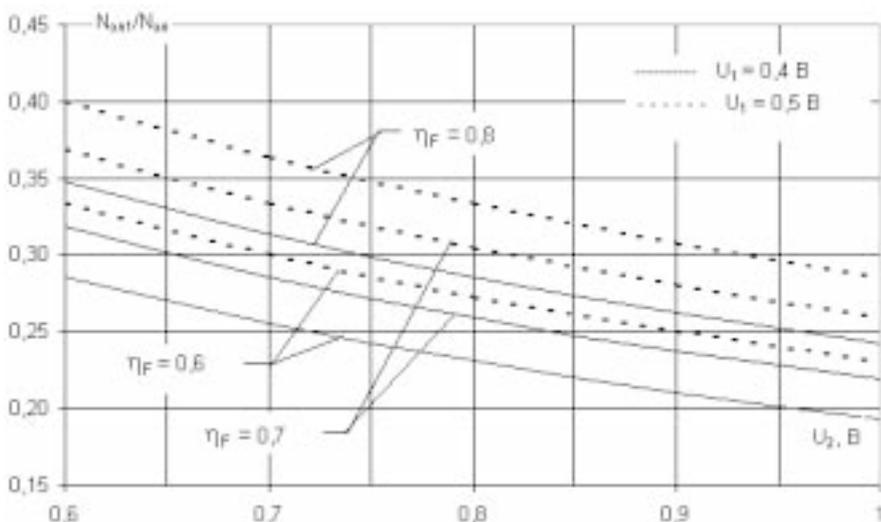


Рис. 4. Доля электроэнергии, вырабатываемой системой $Mg - H_2O$

Далее следует принять во внимание, что в комбинированной ЭХЭУ водородно-кислородные ТЭ вырабатывают только часть необходимой электрической энергии. Другая часть вырабатывается системой $Mg - H_2O$ (катализатор). Ее можно оценить по формуле

$$\frac{N_{эл1}}{N_{эл}} = U_1 \cdot \left[U_1 + \frac{U_2}{(1 + K_p) \cdot \eta_F} \right]^{-1} \quad (9)$$

Видно, что при указанных выше условиях она может составлять от 21 до 33 % (рис. 4). Это позволяет снизить электрическую нагрузку водородно-кислородных ТЭ (с соответствующим увеличением их КПД) либо уменьшить их число в составе комбинированной ЭХЭУ. В любом случае достигается ощутимая экономия кислорода, позволяющая заметно снизить массу системы его хранения на борту.

Сопоставляя предложенную комбинированную электрохимическую систему с энергоустановкой, в которой получение водорода на борту осуществляется гидролизом алюминия, можно отметить следующее.

При одинаковой энергоемкости масса хранимых на борту запасов магния и алюминия примерно одинаковы, но при этом магний хранится и используется в виде изделий, выполненных из листового проката с плотностью около $1700 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-3}$, а алюминий в виде порошка, насыпная плотность которого меньше примерно в 2 раза.

Для транспортировки, складирования и хранения на борту алюминиевого порошка необходимо использовать герметичные контейнеры, заполненные инертной средой, а листовой магний требует лишь защиты от воздействия агрессивных сред. Для окисления алюминия водой необходим реактор, работающий под давлением около 20 МПа при температуре более 300°C , либо реактор, в котором используется раствор щелочи высокой концентрации, запасы которой также необходимо хранить на борту. В обоих случаях система генерации и подготовки водорода к использованию в ТЭ превращается в опасный комплекс со сложной системой регулирования. Система $Mg - H_2O$ (катализатор) может функционировать в среде нейтрального электролита, как при нормальных условиях, так и при значительном отклонении от них (по давлению и по температуре), что позволяет получать водород с требуемым влагосодержанием в контейнере, рассчитанном на небольшое избыточное давление (при этом не исключено его размещение вне прочного корпуса). Присущее комбинированной ЭХЭУ свойство саморегулирования (скорость генерации водорода пропорциональна электрической

нагрузке) существенно упрощает управление энергоустановкой при маневрировании мощностью.

К этому следует добавить упомянутую выше возможность существенного снижения массы хранимого на борту кислорода, а также постоянную готовность системы $Mg-H_2O$ к практически мгновенному приему одной трети номинальной нагрузки ЭХЭУ после сколь угодно длительного хранения. По реакции (1) образуется гидроокись магния в виде мелкодисперсных частиц, не проявляющих свойств абразивного материала.

В связи с изложенным представляется, что имеются достаточно весомые аргументы в пользу необходимости более детальной проработки вопросов применения предложенной комбинированной электрохимической системы в составе ЭХЭУ подводного технического средства.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Коровин Н. В.* Топливные элементы и электрохимические энергоустановки: состояние развития и проблемы // *International Scientific J. for Alternative Energy and Ecology (ISJAEE)*. – 2004. – № 10 (18). – С. 8–14.
2. *Кормилицин Ю.Н.* «Рубин»: широкий спектр предложений международного сотрудничества // *Военный парад*. – 1998. – № 5 (29). – С. 24–25.
3. *Зинин В.И., Аваков В.Б.* Российский опыт создания воздухонезависимых энергетических установок для подводных лодок // *Военный парад*. – 1997. – № 3 (21). – С. 82–84.
4. Они же. Подводным лодкам XXI века – совершенные энергоустановки // *Военный парад*. – 1998. – № 5 (29). – С. 26–28.
5. *Никифоров Б.В.* Электрохимические источники электроэнергии для подводных лодок // *Электротехника*. – 2001. – № 8. – С. 21–25.
6. Материалы VIII Международной конференции «Водородное материаловедение и химия углеродных наноматериалов». ICNMS'2003, г. Судак (Крым, Украина), 14–20 сентября 2003 г./Под редакцией Д.В.Щур, С. Ю. Загинайченко, Т.Н. Везироглу. Электронная версия: А.Д. Золотаренко, Н.М. Лотоцкий, Е.М. Лысенко, М.Э. Шпилевский – С.1108–1109.
7. *Тунгусова Л.И., Дмитриев А.Л., Гришин В.Г., Прохоров Н.С.* Сравнительная оценка различных методов гидролизного получения водорода. // *Химическая промышленность*. – 2003. – Т. 80. – № 9. – С. 14–18.
8. *Дмитриев А.Л., Гришин В.Г., Прохоров Н.С.* Оценка принципиальной возможности создания бортовых водородных генераторов гидролизным методом // *Химическая промышленность*. – 2003. – Т. 80. – № 10. – С. 30–33.
9. *Игнатъев К.Ю., Никифоров Б.В., Рубальский Д.М., Юрин А.В., Худяков С.А., Никитин В.А., Кашишкин В.П., Семенов К.Н.* Энергетическая установка подводного аппарата. – Патент РФ № 2213394, 2003.
10. *Семенов Ю.П., Соколов Б.А., Худяков С.А., Корольков В.И., Никитин В.А., Аракелов А.Г., Чернов С.В., Щербаков А.Н., Челябин В.Ф., Михайлов В.И., Игнатъев К.Ю., Кормилицин Ю.Н., Никифоров Б.В., Соколов В.С., Юрин А.В.* Энергетическая установка подводного аппарата. – Патент РФ № 2230401, 2004.
11. *Суслов В. Ф., Даниловский А. Г., Шаманов Н. П.* Оптимизация судового машиностроительного оборудования. – Т. 2. – СПб.: Изд. СПбГМТУ, 2004. – 230 с.
12. *Калмыков А.Н., Дмитриев Г.И., Родионов С.А., Чукаев А.В.* Водоактивируемая батарея. Авторское свидетельство на изобретение, 1990, № 1706344.
13. *Калмыков А.Н., Дмитриев Г.И., Чукаев А.В.* Разработка методики и результаты определения произведения растворимости и константы скорости образования гидроокиси магния. – Сб. науч. тр. ЛКИ: Противокоррозионная защита на стадии проектирования. – Л.: Изд. ЛКИ. – 1990. – С. 39–48.
14. *Калмыков А.Н., Дмитриев Г.И., Чукаев А.В.* Массоперенос в топливных элементах гидронного типа. – Сб. науч. тр. ЛКИ: Судовая энергетика. – Л.: Изд. ЛКИ. – 1990. – С. 15–22.
15. *Калмыков А.Н.* Математическая модель динамики теплового состояния электрохимического генератора гидронного типа. – Межвуз. сб. науч. тр.: Проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов на предприятиях и ТЭС/ЛТА. – Л., 1990, с. 35–39.
16. *Амелехин А.А., Дмитриев Г.И., Калмыков А.Н., Чукаев А.В.* Исследование гидродинамики двухфазного потока в области малых чисел Рейнольдса. Межвуз. сб. науч. тр.: Проблемы экономии топливно-энергетических ресурсов на предприятиях и ТЭС/ЛТИ ЦБП. – Л., 1991, с. 99–104. ■



Для обоснования проектных характеристик катамарана и его подсистем необходимо выделить и сопоставить весь объем возможных вариантов его архитектуры и компоновки. В процессе разработки архитектурного замысла судна и его общего расположения необходимо определить состав допустимых компоновочных решений, на который влияет комплекс ограничений, имеющих интервальный, функциональный и структурный характер. Ограничения определяются элементами задания и комплексом требований, налагаемых назначением судна и условиями согласованности его доминирующих подсистем. Множество архитектурно-компоновочных решений, анализируемых в процессе проектирования, формируется путем нахождения непротиворечивого сочетания компоновочных вариантов из нескольких блоков: проектной продольной компоновки; планировки палуб; размещения в корпусах; конструктивной компоновки верхнего строения моста; перевязки конструкций в боковых корпусах; гидродинамической компоновки и форм обводов.

1. Принципиальная проектная компоновка. При выборе принципиальной схемы общего расположения важнейшим элементом, влияющим на реализацию технических и эксплуатационных качеств судна, является размещение главной энергетической установки (рис.1).

На выбор схемы влияют располагаемые объемы помещений судна и потреб-

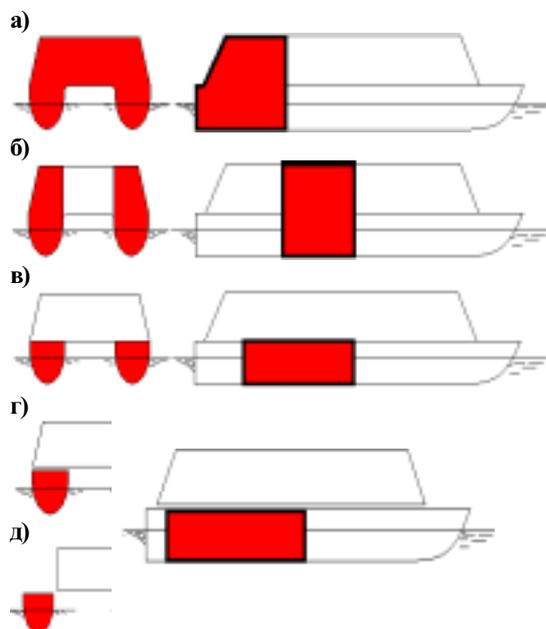


Рис.1. Основные варианты расположения главной энергетической установки на скоростных катамаранах: а – размещение МО на судне с ограниченными размерениями; б – то же на судне с увеличенными объемами корпусов, достаточными для размещения МО; в – то же на судне с блочной компоновкой и с возможностью реализации изменяемой геометрии корпуса; д – вариант судна с блочной компоновкой и изменяемой геометрией корпуса

ОБОСНОВАНИЕ КОМПОНОВОЧНЫХ РЕШЕНИЙ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ СКОРОСТНЫХ КАТАМАРАНОВ

Е.В. Соколова, аспирант СПбГМТУ

ные площади и объемы машинных отделений (МО), тип и мощность предполагаемых двигателей, места размещения движителей и механической передачи к ним, а также особенности систем газывыводов и воздухоподготовки. Важным обстоятельством при выборе схемы расположения МО является необходимость обеспечить возможность загрузки и выгрузки главных двигателей через съемные листы в корпусных конструкциях, а также необходимость создания второго (запасного) выхода из машинного отделения для МО площадью более 25 м².

Рассмотренные типы расположения МО имеют свои диапазоны рационального применения. Схема, представленная на рис.1,а, наиболее характерна для судов небольшого водоизмещения, представителем которого является, например, отечественный катамаран «Экопатруль» пр. 16220.

Компоновка МО по схеме «б» характерна прежде всего для судов с газотурбинной энергетической установкой, имеющей значительные объемы для размещения газывыводов, вентиляционных шахт и устройств воздухоподготовки. Другой тип судов, на котором рационально применение этой схемы, – катамаран с уменьшенной площадью ватерлинии типа «Душлус». В данном варианте значительная масса ЭУ, будучи расположенной по оси абсцисс вблизи центра величины погруженного объема, позво-

ляет такому судну поддерживать при частичной загрузке необходимый дифферент при минимальных объемах балласта.

Варианты размещения МО и блочная компоновка судна (рис.1, в–д) нашли применение на современных катамаранах. Как правило, это суда массой выше 60 т; на этих судах благодаря объемам их корпусов удается разместить ниже пассажирской палубы и помещения МО, и запасы топлива, и другие элементы систем и оборудования.

Схема «в» имеет много достоинств, поэтому она применяется при постройке практически всех современных двухкорпусных судов. Варианты «г» и «д» характерны для проектов с модульной проектной компоновкой. Наиболее значительным достижением является катамаран «Iris» водоизмещением 140 т со стеклопластиковым корпусом, имеющий два сменных модуля общей пассажироместимостью 240 чел. и дедвейтом 51 т (с учетом самих модулей). Отдельно следует отметить построенную по схеме «д» в 70-х гг. прошлого века серию из 12 единиц глиссирующих катамаранов с изменяемой геометрией корпуса типа «Aquarius».

Как видно из рис.1, для катамарана выполняется условие:

$$L_{\text{наиб}} = L_{\text{ф}} + L_{\text{служ}}^{\text{н}} + L_{\text{МО}} + L_{\text{служ}}^{\text{к}}, \quad (1)$$

где $L_{\text{наиб}}$ – длина наибольшая; $L_{\text{ф}}$ – длина форшика; $L_{\text{служ}}^{\text{н}}$ – длина служебных отсеков в нос от МО; $L_{\text{МО}}$ – длина МО; $L_{\text{служ}}^{\text{к}}$ – длина служебных отсеков в корму от МО.

На малых катамаранах $L_{\text{служ}}^{\text{н}}$ и

$L_{\text{служ}}^k$, а также их разделение на конкретные отсеки определяются требованиями непотопаемости и конструктивной прочности. На больших катамаранах часть упомянутых отсеков может быть занята в надводной части пассажирскими помещениями.

При заданной пассажироместимости на основе предварительной компоновочной схемы (при принятом числе ярусов и при выбранном положении надстройки по длине катамарана) распределяются отдельные пассажирские салоны при условии, что вместимость каждого конкретного из них, как правило, не превышает 50–60 мест. Целесообразно еще до размещения салонов наметить положение вестибюлей и посадочных площадок, с ориентацией трапов на выход к местам посадки в спасательные плотки при аварийной эвакуации. При проектировании пассажирско-автомобильного варианта первоначальной задачей является размещение автомобильных помещений, так как они имеют гораздо большие объемы и с их компоновкой должны быть согласованы основные конструктивные продольные и поперечные связи. Как правило, пассажирские помещения размещаются побортно от автомобильных (при одноярусной компоновке) либо над автомобильными, если компоновка многоярусная. При размещении пассажирских салонов желательно также заблаговременно определить положение машинных шахт и газоходов, чтобы избежать их вклинивания в компоновку салонов.

Одним из важных компоновочных вопросов является размещение МО. На малых катамаранах сложно размещать двигатели из-за недостаточных объемов их корпусов. В этом случае предпочтительно кормовое расположение МО. На более крупных катамаранах МО вписываются в объемы корпусов и могут в целях благоприятной центровки занимать более близкое к миделю положение.

Обзор построенных катамаранов показывает, что применяются в основном две компоновочные схемы. В одной из них ярусы надстройки располагаются по всей длине моста, и только носовая часть надстройки приподнята для размещения рулевой рубки. В другой схеме ярусы надстройки располагаются пирамидально, при этом положение визуального центра смещено в корму от миделя. Вторая схема обычно воспринимается как более интересная в архитектурном отношении, она же целесообразна с точки зрения управляемости при сильном ветре, дующем из носовой четверти. В этом случае центр парусности оказывается смещен в корму по отношению к центру бокового сопротивления подводной части катамарана.

Необходимо отметить противоречивость возможностей и требований, ограничивающих оптимизацию параметров

относительной массы корпуса, относительной смоченной поверхности в тех случаях, когда расширяется спектр опасных прочностных ситуаций и условий качки.

В типоразмерном отношении большинство разновидностей катамаранов относится к сравнительно малым судам, чему нередко соответствуют режимы полуглиссирования при достаточно высоких значениях чисел Фруда. Относительно малый тоннаж может вызывать трудности в размещении энергетических систем и в обеспечении комфортабельности.

Общие принципы комплектации энергетической установки катамаранов могут быть сформулированы следующим образом:

а) после расчета буксировочного сопротивления и определения половинной мощности (при размещении в корпусах) по каталогу одной из доступных фирм выбирается подходящий двигатель (по числу оборотов, по расходу топлива, по удельной массе и пр.);

б) по известным габаритам двигателя проверяется возможность его размещения по ширине, длине и высоте;

в) принимается решение о возможности перекомпоновки общего расположения, если по одному из параметров размещение затрудняется;

г) в случае нежелательности изменения компоновки необходимо подобрать другой двигатель (возможно, по другому каталогу); если число оборотов не соответствует требуемому, то необходимо применить редукторную передачу (по типу проекта «Сокол»). Практика проектирования показала, что в реальном диапазоне скоростей является применение редукторной передачи основным вариантом;

д) после согласования всех требований к двигателю проводится выбор и размещение необходимого вспомогательного оборудования.

Оценка автомобилеместимости и увязки числа автомобилей с пассажироместимостью показывает, что основным источником информации для принятия решения здесь должен быть анализ конкретной (конкретных) линий, на которых планируется использовать судно с учетом особенностей географии, развития потока пассажиров и автомобилей на перспективу, а также влияния на эти процессы конкурирующих транспортных структур. Поскольку указанные исследования лежат за пределами решения внутренней задачи проектирования, желательно, чтобы как можно полнее эту информацию представил заказчик.

На зарубежных пассажирско-автомобильных катамаранах отношение числа пассажиров к числу автомобилей зависит от линии и в среднем составляет от 3:1 до 5:1. В первом случае считается, что все пассажиры прибыли на борт па-

рома в автомобилях при их неполной загрузке или в туристских автобусах. В последнем случае предполагается, что помимо тех людей, которые прибыли в автомобилях или на автобусах, на борт принимается часть пассажиров, не имеющих отношения к автомобилям. Для каждой конкретной линии желательно тщательное изучение этого вопроса. Во многих случаях целесообразно при проектировании парома исходить из возможности модульных модификаций, тогда при одном и том же базовом варианте для каждой из линий будет обеспечиваться требуемое соотношение пассажиро- и автомобилеместимости.

Другим приемом, позволяющим уменьшить потери от несоответствия принятого отношения числа пассажиров и автомобилей, является некоторое завышение числа пассажирских мест по сравнению с упомянутым ранее типовым соотношением.

2. Обоснование общей планировки палуб. Для определения необходимой площади для размещения пассажиров и автомобилей при проектировании можно воспользоваться следующими формулами.

Площадь, необходимая для размещения пассажиров,

$$S_{\text{пасс}} = \bar{S}_1 n_{\text{пасс}}, \quad (2)$$

где \bar{S}_1 – площадь, необходимая для размещения одного пассажира; $n_{\text{пасс}}$ – число пассажиров.

Значения \bar{S}_1 находят из практических данных. В зависимости от уровня комфорта $\bar{S}_1 = 0,9 \div 1,7 \text{ м}^2/\text{чел.}$

Площадь, необходимая для размещения автомобилей,

$$S_{\text{авт}} = \bar{S}_2 n_{\text{авт}}; \quad (3)$$

$$n_{\text{авт}} = a_1 n_{\text{пасс}}, \quad (3a)$$

где \bar{S}_2 – площадь, необходимая для размещения одного автомобиля; $n_{\text{авт}}$ – число автомобилей; $a_1 = 0,1 \div 0,25$ – коэффициент соотношения числа автомобилей и пассажиров.

Площадь, необходимая для общественных помещений,

$$S_{\text{общ}} = \bar{S}_3 n_{\text{пасс}}, \quad (4)$$

где \bar{S}_3 – удельная площадь, необходимая для общественных помещений.

Площадь, необходимая для служебных помещений и помещений управления,

$$S_{\text{упр/служ}} = \bar{S}_4 n_{\text{эк}}; \quad (5)$$

$$n_{\text{эк}} = a_2 n_{\text{пасс}}; \quad (5a)$$

$$\bar{S}_{\text{упр/служ}} = \bar{S}_4 a_2 n_{\text{пасс}}, \quad (56)$$

где \bar{S}_4 – удельная площадь; $n_{\text{эк}}$ – число членов экипажа; a_2 – коэффициент соотношения числа членов экипажа и пассажиров.

Следовательно, требуемая площадь надстройки

$$(S_{\text{нр}})_{\text{треб}} = n_{\text{пасс}} (\bar{S}_1 + a_1 \bar{S}_2 + \bar{S}_3 + a_2 \bar{S}_4). \quad (6)$$

При распределении $(S_{\text{нр}})_{\text{треб}}$ надо выделить площадь рубок и надстроек:

$$S_{\text{р}} = a_3 S_{\text{к}}, \quad (7)$$

где $S_{\text{р}}$ – площадь рубок, $S_{\text{к}}$ – площадь яруса в объеме моста;

$$S_{\text{н}} = a_4 S_{\text{к}}, \quad (7a)$$

где $S_{\text{н}}$ – площадь надстройки.

Если предположить, что помимо моста будет один ярус надстройки, то

$$(S_{\text{нр}})_{\text{расп}} = S_{\text{к}} (1 + a_3 + a_4), \quad (8)$$

где $(S_{\text{нр}})_{\text{расп}}$ – располагаемая площадь надстройки.

Теперь можно найти требуемую площадь:

$$(S_{\text{к}})_{\text{треб}} = \frac{(S_{\text{нр}})_{\text{треб}}}{(1 + a_3 + a_4)} = \frac{n_{\text{пасс}} (\bar{S}_1 + \bar{S}_2 + \bar{S}_3 + a_2 \bar{S}_4)}{(1 + a_3 + a_4)}. \quad (9)$$

В то же время площадь

$$(S_{\text{к}})_{\text{расп}} = L_{\text{М}} (B_{\text{наиб}} - 2\Delta B), \quad (10)$$

где $L_{\text{М}}$ – длина моста; $B_{\text{наиб}}$ – ширина наибольшая; ΔB – проходы на верхней палубе;

$$L_{\text{М}} = L_{\text{наиб}} - L_1 - L_2, \quad (11)$$

где $L_{\text{наиб}}$ – длина наибольшая; L_1 – носовой свес; L_2 – кормовой свес;

$$\frac{L_{\text{М}}}{L_{\text{наиб}}} = a_5; \quad (11a)$$

$$\frac{L_{\text{наиб}}}{B_{\text{наиб}}} = a_6; \quad (11b)$$

$$L_{\text{М}} = B_{\text{наиб}} a_5 a_6. \quad (11в)$$

Следовательно,

$$(S_{\text{к}})_{\text{расп}} = a_5 a_6 B_{\text{наиб}} (B_{\text{наиб}} - 2\Delta B); \quad (12)$$

$$(S_{\text{к}})_{\text{расп}} = a_5 a_6 B_{\text{наиб}}^2 - 2a_5 a_6 \Delta B B_{\text{наиб}}. \quad (12a)$$

3. Размещение площадей в корпусе

сах. Необходимо также рассмотреть структуру корпусов. Располагаемая площадь в корпусах

$$(S_{\text{кор}})_{\text{расп}} = 2\alpha(L_{\text{М}} + \Delta L)B_{\text{к}}, \quad (13)$$

где $\Delta L = L_1 + L_2$ из формулы (11);

α – коэффициент полноты ватерлинии на уровне пассажирских палуб.

Требуемая площадь

$$(S_{\text{кор}})_{\text{треб}} = 2S_{\text{МО}} + 2S_{\text{ФА}} + 2S_{\text{служ}}, \quad (14)$$

где $S_{\text{МО}}$ – площадь МО; $S_{\text{ФА}}$ – форпика-ахтеррика; $S_{\text{служ}}$ – площадь служебных отсеков.

$$2\alpha(L_{\text{М}} + \Delta L)B_{\text{к}} =$$

$$= 2S_{\text{МО}} + 2S_{\text{ФА}} + 2S_{\text{служ}}; \quad (15)$$

$$2S_{\text{МО}} = 2aN_{\text{корп}}^{2/3}; \quad (15a)$$

$$S_{\text{МО}} = aN^{2/3}. \quad (15b)$$

Размещение в корпусе МО наиболее сложная и важная задача; по статистическим данным можно найти значение коэффициента

$$K_{\text{МО}} = \frac{S_{\text{МО}}}{S_{\text{МО}} + S_{\text{ФА}} + S_{\text{техн}}}; \quad (16)$$

$$\text{Тогда } 2\alpha(L_{\text{М}} + \Delta L)B_{\text{к}} = 2 \frac{S_{\text{МО}}}{K_{\text{МО}}}; \quad (17)$$

$$L_{\text{М}} = \frac{aN^{2/3}}{\alpha B_{\text{корп}} K_{\text{МО}}} - \Delta L. \quad (18)$$

Входящая в формулы мощность N может быть определена следующим образом:

$$N = c_1 D^{2/3} v^3, \quad (19)$$

где $c_1 = 1/c_a$; D – полная масса; v – скорость, уз; c_a – адмиралтейский коэффициент.

При режиме глиссирования

$$N = c_2 Dv, \quad (20)$$

где $c_2 = a/(k\eta)$; k – гидродинамическое качество; η – пропульсивный коэффициент; a – коэффициент, учитывающий размерность ($a = 6,86$ при т, уз, кВт).

Таким образом, совместный анализ вместимости, мощности, а также нагрузки и плавучести позволяет проверить согласованность всех размеров катамарана и после окончательного уточнения этих величин завершить архитектурную разработку согласованного варианта.

4. Принципиальная конструктивная компоновка верхнего строения и моста. Основные варианты принципиальных конструктивных схем представлены на рис.2.

Выбор принципиальной конструктивной компоновки осуществляется с учетом требований классификационного общества или в соответствии с расчетами по специально согласованной методике. Проектанты исходят из требований задания по вместимости, предпочтительной схеме размещения пассажиров и полезной нагрузки, учитывают многосторонний опыт перевозок пассажиров, грузов и колесной техники. Одновременно с этим выбираемая конструктивная схема не должна ухудшать обеспечение необходимых параметров комфортности по структурному и воздушному шуму, вибрации и вертикальным перегрузкам. Особенностью архитектурной компоновки катамаранов является наличие моста и широко разнесенных корпусов. Благодаря этому катамаран в отличие от однокорпусного судна имеет повышенную остойчивость. Это позволяет развить надстройку в высоту на несколько ярусов и улучшить обитаемость для пассажиров.

При большой ширине палубы катамарана пассажирские салоны размещаются на мосту и в надстройках, а в корпусах размещаются двигатели, цистерны топлива, балласта и т.д. Более того, желательно, чтобы конструктивная схема сама органически сочетала бы в себе технические особенности, которые могли бы удовлетворить многочисленным требованиям одновременно. На все вышеизложенные условия накладывается требование обеспечения минимальной массы корпусов судна и соединительного моста.

Представленные компоновочные схемы нашли широкое применение на практике. Схема «а» на рис.2 характерна для конструкций морских и речных катамаранов первого поколения. Она обеспечивает максимальные величины полезных площадей пассажирских, грузовых и служебных помещений при заданных размерах. Однако ряд элементов соединительного моста при данной компоновке загружены недостаточно интенсивно, что приводит в ряде случаев к неоправданно высокой массе конструкции катамарана.

Схема «б» более характерна для соединительных конструкций морских катамаранов, у которых укорочение соединительного моста выполнено для уменьшения вероятности соударения плоских соединительных конструкций с волной в режиме развитой килевой качки.

В схеме «в» в качестве соединительной конструкции применяется система балок. В ряде случаев такая компоновка позволяет создать эффективно работающую конструкцию с минимальной массой. Как показывают теоретические и экспериментальные исследования, в разных случаях эксплуатации наиболее нагруженными являются наиболее уда-

ленные друг от друга по длине связи соединительного моста. В районе миделя элементы моста работают наименее интенсивно. Именно поэтому балочный мост может оказаться оптимальной конструкцией, особенно в тех случаях, когда наличие большой площади палубы катамарана для размещения пассажиров и груза не требуется.

Такой подход был осуществлен при разработке скоростного глиссирующего катамарана – буксировщика экспериментальных моделей с диапазоном рабочих скоростей до 110 км/ч для Нижегородского филиала ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. Схема балочного моста была использована и при проектировании ско-

ростного морского пассажирского катамарана пр. 23107 «Сокол». В качестве «балок» здесь работают коробчатые конструкции носовой и кормовой надстроек. Между ними на вибропоглощающих элементах закреплен модуль пассажирского салона на 120 чел. Данное техническое решение позволило получить наименьший вес корпусных конструкций за счет передачи функций соединительного моста надстройкам, а также за счет исключения из общего изгиба и кручения обшивки и связей пассажирского салона, что обеспечило также минимизацию масс и пассажирского модуля. Применение указанной схемы принесло разработанному проекту еще ряд досто-

инств. Крепление модуля на вибропоглощающих элементах значительно снизило шум и вибрацию в пассажирском салоне, а возможность смены блок-модуля пассажирского салона расширяет возможности судна как базового для постройки семейства судов широкого спектра назначений.

В а р и а н т ы принципиальной конструктивной компоновки по схемам «г» характерны для современных катамаранов так называемого «австралийского» типа, например, «Incat 050» водоизмещением 1700 т и наибольших из построенных в Норвегии скоростных катамаранов «HSS 1500» и «HSS 900» водоизмещением 4500 и 1500 т соответственно.

Схема компоновки «д» характерна для катамаранов с модульной конструкцией корпуса. Наиболее ярким представителем судов этого типа является построенный во Франции «Iris 6.1» со стеклопластиковым корпусом водоизмещением 140 т.

5. Перевязка конструкций в боковых корпусах. Важным вопросом проектирования катамаранов является обоснование конструктивно-прочностных характеристик. После предварительной расстановки переборок в корпусах определяются три-четыре из них, между которыми через мост будут созданы жесткие поперечные рамы. Для равномерности размещения этих рам может быть откорректировано общее расположение в корпусах. Так как мост – чрезвычайно нагруженная конструкция, то не исключен вариант применения для него иного материала, чем для корпусов. Этот вопрос становится предметом самостоятельного обоснования. В качестве примера можно отметить, что при проектировании катамарана типа «Виктория» оказалось рациональным мост сделать стальным, а корпуса и надстройку – из алюминиево-магниевого сплава.

Об активном проектном поиске в области строительства катамаранов и других многокорпусных судов говорит появление родственных катамаранам компоновок с малой площадью ватерлинии, судов с аутригерами, волнорассекающих катамаранов, тримаранов и различных гибридных версий. При проектировании катамаранов необходимо внимательно следить за появлением новых типов конструкций и проектных решений, в том числе и скеговых судов на воздушной подушке и судов на подводных крыльях.

Выбор конструкции корпусов и моста катамарана зависит от эксплуатационных требований по размещению пассажиров и автомобилей, соотношения главных размерений и формы боковых корпусов, обеспечения минимума массы корпуса и т.д. Это накладывает определенные требования к выбору системы набора корпусов и конструктивному оформлению его узлов.

Для корпусов с повышенными скоростями движения типично большое заострение оконечностей, т.е. коэффициент продольной полноты для них $\phi = 0,6-0,65$.

В зависимости от гидродинамического режима работы выбирают необходимую длину боковых корпусов катамарана. Обычно это приводит к увеличению отношения длины корпуса к высоте корпуса.

Эти особенности приводят к появлению значительных продольных изгибающих моментов, вызывающих в большинстве случаев перегиб судна, так как МО находится в корме. Следовательно, для катамаранов целесообразно использовать продольную систему набора по днищу.

Соединительный мост накладывает отпечаток на конструктивную схему палубных перекрытий. Для восприятия продольного изгибающего момента и обеспечения продольной жесткости корпусов палубное перекрытие, так же как

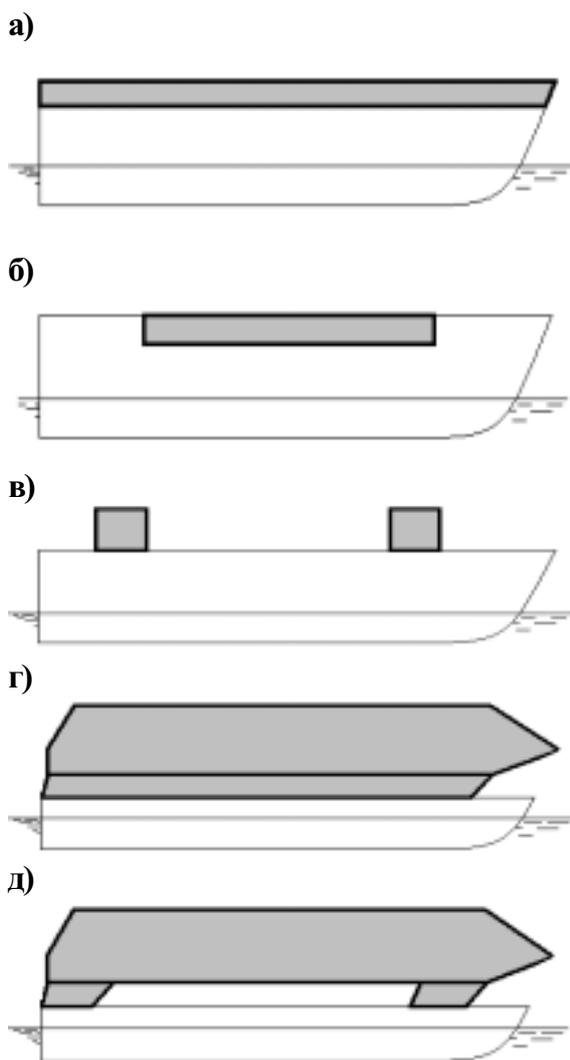


Рис.2. Основные варианты принципиальной конструктивной компоновки скоростных катамаранов: а – конструктивная схема катамарана с протяженным распределенным соединительным мостом; б – то же с укороченным распределенным соединительным мостом; в – то же с балочным соединительным мостом; г – то же с центральным надводным корпусом, обеспечивающего размещение оборудования, полезной нагрузки и выполняющего роль соединительного моста; д – вариант катамарана с блочной компоновкой конструкции и центральным надводным корпусом, обеспечивающего размещение оборудования, полезной нагрузки и выполняющего роль соединительного моста.

и днищевое, предпочтительно выполнять по продольной системе набора.

При конструировании соединительного моста на основе проведенных теоретических исследований, натурных и модельных испытаний можно предложить следующие рекомендации:

- поперечные рамные несущие связи следует размещать равномерно по всей длине судна;

- жесткость поперечных несущих связей и перевязка их с корпусами должны обеспечивать надежную совместную работу корпусов при общем поперечном и продольном изгибе;

- конструкция соединительного моста должна воспринимать местные вертикальные нагрузки, а также удары в днищевую часть.

Для пассажирских катамаранов установка поперечных переборок ограничивается требованием непотопляемости и удобством расположения пассажирских и служебных помещений. Если при этом не удастся обеспечить надлежащей прочности и жесткости соединительного моста, то целесообразно применять комбинированный соединительный мост. Этот тип соединительного моста состоит из соединительных конструкций, расположенных как ниже главной палубы, так и выше нее (поперечные переборки, фермы). Такой тип моста выполнен на пассажирском катамаране «Отдых» (пр.939).

Выбор той или иной схемы соединительного моста диктуется не только архитектурным типом судна, но и, как было указано выше, обеспечением необходимой прочности и жесткости.

6. Принципиальная гидродинамическая компоновка. Выбор рациональной гидродинамической компоновки в значительной степени определяет ходовые и мореходные качества проектируемого судна, а также ту или иную степень его экономичности в процессе эксплуатации. Указанному выбору должны предшествовать анализ характерного диапазона скоростей и режимов движения судна в соответствии с требованиями задания и функциональными особенностями, налагаемыми назначением. В обоснование гидродинамической компоновки входят: а) форма поперечных сечений; б) коэффициенты формы и соотношения размеров; в) форма ватерлиний; г) межкорпусное расстояние.

Основные виды поперечных сечений погруженной части корпусов катамарана, имеющих различные принципиальные гидродинамические компоновки, изображены на рис.3.

Общей целью решения компоновочной задачи является выбор рациональных вариантов решения частных задач – планировочной, конструктивной и гидродинамической компоновок таким образом, чтобы получить органически вза-

имосвязанные элементы комплексной проектной компоновки.

Для правильного выбора формы корпуса необходимо учитывать весомость каждой из составляющих полного сопротивления воды движению судна. У разных типов водоизмещающих судов соотношение этих составляющих различно. Оно зависит прежде всего от относительной скорости и главных элементов судна.

Изменение сопротивления при движении на волнении. При движении судна на волнении скорость снижается вследствие увеличения сопротивления воды, нарушения режима работы двигателей и увеличения рыскливости судна. Наибольшее влияние оказывает изменение сопротивления воды движению судна.

При движении на волнении возникает дополнительное сопротивление движению, на которое серьезное влияние

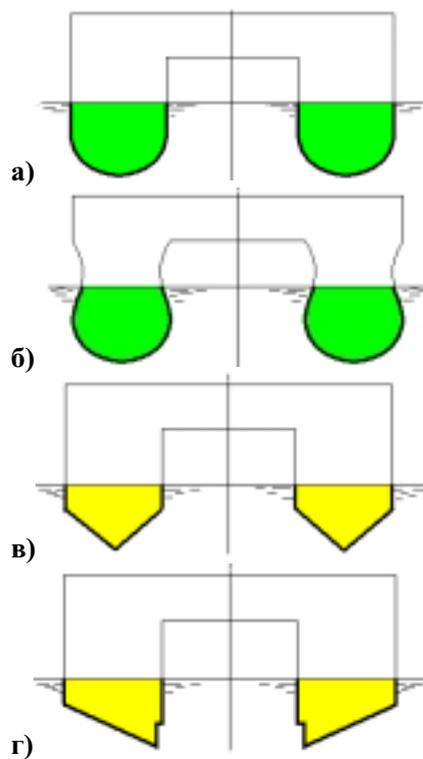


Рис.3. Основные варианты принципиальной гидродинамической компоновки скоростных катамаранов: а – принципиальная гидродинамическая схема катамарана водоизмещающего и переходного режима движения; б – то же, с уменьшенной площадью ватерлинии; в – принципиальная гидродинамическая схема глиссирующего катамарана с симметричными корпусами; г – то же, с асимметричными корпусами.

оказывают элементы теоретического чертежа и форма обводов судна. Опыт показывает, что увеличение коэффициента общей полноты δ свыше 0,7 приводит к возрастанию сопротивления на волне-

нии. Неблагоприятно также сказывается чрезмерная величина B/T .

При разработке проекта можно рекомендовать выполнение шпангоутов в носовой части с достаточным развалом, а ватерлиний – острыми по всей высоте форштевня. Это достигается применением наклонного форштевня с плавным подрезом. Целесообразно также предусмотреть достаточный запас мощности. Вместе с тем следует помнить, что «ограничителем» скорости на волнении зачастую является не повышенное сопротивление движению, а неблагоприятные перегрузки, действующие на экипаж при ударах и качке, а также прочность корпуса судна.

Влияние основных характеристик корпуса на сопротивление. На величину сопротивления воды движению судна влияет очень большое число параметров, характеризующих форму его корпуса. Можно однако, выделить наиболее характерные зависимости ходкости и соотношений теоретического чертежа судна.

Увеличение относительного удлинения $\bar{l} = L/\sqrt[3]{V}$ приводит к уменьшению составляющей остаточного сопротивления. При этом с увеличением относительной скорости – числа Фруда – это явление становится более выраженным. Одновременно с уменьшением остаточного сопротивления R_0 происходит возрастание составляющей трения R_T . При этом для каждого значения F_r существует величина \bar{l} , при которой полное сопротивление судна будет минимальным. Рекомендуемые значения \bar{l} приведены на рис.4. Удлинение судна L/B менее точно характеризует остроту обводов судна, но с качественной стороны влияет на величину основных составляющих сопротивления так же, как и относительное удлинение.

Теперь рассмотрим отношение ширины к осадке судна B/T . Существует общая тенденция возрастания волновой составляющей сопротивления судна с увеличением B/T при постоянных значениях. Смоченная поверхность, а следовательно, и составляющая трения, при этом также возрастает. Однако в пределах значений B/T , характерных для каждого типа судна, полное сопротивление воды R и его основные составляющие изменяются мало. Поэтому при разработке проекта величину B/T выбирают из условий обеспечения устойчивости судна и ограничений по осадке.

Коэффициенты полноты судна. Увеличение коэффициента общей полноты δ незначительно влияет на сопротивление трения R_T , но приводит к возрастанию остаточного сопротивления R_0 . Это особенно сказывается

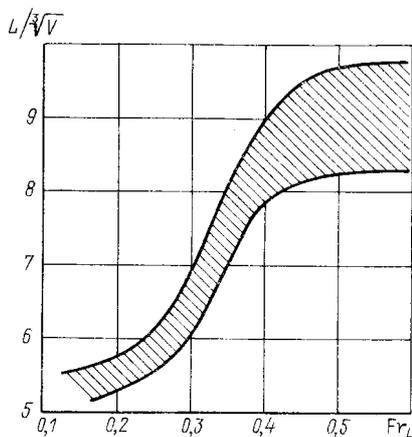


Рис. 4. Рекомендуемые значения относительной длины

при $F_{g_L} > 0,3$. Поэтому для судов, рассчитанных на скорости $F_{g_L} > 0,3$, желательно уменьшение δ до значений, при которых увеличение массы корпуса еще не очень существенно.

Изменение коэффициента продольной полноты ϕ оказывает существенное влияние на величину волнового сопротивления R_B . Выбор рационального значения ϕ особенно важен для быстроходных судов, у которых волновая составляющая сопротивления относительно велика. Изменение коэффициента полноты мидель-шпангоута β в широких пределах не оказывают значительного влияния ни на волновое сопротивление, ни на сопротивление формы.

Форма ватерлиний катамарана. Характер обтекания судовой поверхности потоком жидкости, определяющий величину остаточного сопротивления R_0 , зависит от формы корпуса. Для носовой оконечности важна форма ватерлиний. В основном она определяется величиной угла носового заострения α_n , который составляет ветвь ватерлинии с ДП. Для судов с относительной скоростью $F_{g_L} > 0,32$ рекомендуется принимать прямые ветви ватерлиний с углами $\alpha_n = 10-14^\circ$. В целях обеспечения малых значений α_n рационально некоторое смещение максимального поперечного сечения судна в корму от миделя.

Качество кормовых обводов в значительной мере определяется тем, насколько обеспечиваются безотрывное обтекание и равномерность поля скоростей в районе расположения движителей. С этой точки зрения стремятся к уменьшению углов притыкания ватерлиний в корме α_k до величин меньше 20° . Для судов с относительными скоростями $F_{g_L} > 0,4$ целесообразно применение транцевой кормы. Такое решение позволяет получить наиболее пологие ветви батоксов. При этом допустимо увеличить α_k до $35-45^\circ$.

Форма шпангоутов судна в ряду параметров, определяющих сопротивление воды, имеет второстепенное значение. Го-

раздо более существенное влияние она оказывает на работу движителей и мореходность судна.

Влияние размерений корпусов и межкорпусного расстояния. Результаты расчетов устойчивости на курсе катамаранов и отдельных корпусов позволяют сделать такие выводы:

- при уменьшении $2b/T$ устойчивость катамарана на курсе ухудшается;
- устойчивость катамарана на курсе лучше, чем у однокорпусного судна, ширина которого в два раза больше, чем ширина одного корпуса катамарана;
- устойчивость на курсе катамаранов с маленьким межкорпусным расстоянием близка к устойчивости отдельного корпуса.

• Результаты вычисления угловой скорости и угла дрейфа позволяют отметить следующее:

- при расстоянии между пластинами $2b/T = 1,63 \pm 5$ влияние межкорпусного расстояния катамарана на диаметр устойчивой циркуляции очень мало;
- если на корпуса катамарана поместить по такому же рулю, что и у однокорпусного судна, с шириной вдвое большей, чем ширина одного корпуса катамарана, то его диаметр циркуляции будет больше, чем такого однокорпусного судна;
- поворотливость катамарана несколько лучше, чем одиночного его корпуса;
- чем меньше межкорпусное расстояние катамарана, тем больше угол дрейфа;
- угол дрейфа катамарана намного меньше, чем у однокорпусного судна с шириной вдвое большей, чем ширина одного корпуса катамарана, однако несколько больше угла дрейфа одиночного корпуса.

Влияние межкорпусного расстояния катамаранов на их угловую скорость крайне мало. Поворотливость однокорпусного судна несколько лучше, чем у катамарана, при прочих равных условиях. Чем больше межкорпусное расстояние, тем больше максимальная угловая скорость судна.

Можно считать, что снижение скорости катамарана связано лишь со смоченной поверхностью и не зависит от межкорпусного расстояния. Снижение скорости однокорпусного судна несколько меньше, чем катамарана.

Расчеты параметров циркуляционного движения катамарана «Эксперимент-1» показали, что при увеличении поперечного клиренса угол дрейфа уменьшается, а радиус циркуляции увеличивается.

Комплексное обоснование компоновочных решений при проектировании катамарана. С учетом рассмотренных выше наиболее важных сторон компоновки катамарана можно считать рациональ-

ным примерно следующий порядок обоснования проектных характеристик, связанных с компоновкой:

1. По схеме рис.1 выбирается приемлемый вариант либо параллельно ведется сопоставление двух альтернативных вариантов. Считается, что мощность двигателей определена.

2. По формулам (1)–(18) определяются длины и ширины моста и корпусов, а также все упомянутые площади.

3. Делается прорисовка планировок, особое внимание обращая на салоны, коридоры, вестибюли, трапы и другие коммуникации.

4. Намечаются места основных переборок и рамных связей. Принимается решение о выборе одного из вариантов по рис.2, либо разрабатывается параллельно два альтернативных варианта.

5. Разрабатываются по подходящим прототипам схемы конструктивных сечений, определяется масса конструкций на один метр длины и оценивается ожидаемая масса корпуса. Если она неприемлема, то решается вопрос о переходе к другому материалу.

6. При приемлемом варианте рассматривается гидродинамическая компоновка и прорабатывается эскиз теоретического чертежа.

7. Сочетание компоновки с теоретическим чертежом позволяет оценить общий архитектурный облик катамарана. Если он приемлем, то можно переходить к детальному расчету нагрузки и продольной центровки. При этом мост и корпуса могут сдвинуться относительно друг друга.

8. При благоприятном балансе нагрузки и центровки следует переходить к более детальному расчету ходкости. Если мощность изменится более чем на 10%, то компоновка может быть уточнена. При меньшем изменении можно ограничиться локальными поправками.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ашик В.В. Проектирование судов. – Л.: Судостроение, 1985.
2. Ваганов А.М. Проектирование скоростных судов. – Л.: Судостроение, 1978.
3. Паушин В.М. Оптимизация судов. – Л.: Судостроение, 1983.
4. Соколова Е.В. Оценка совместимости принципиальных компоновочных решений при проектировании скоростных многокорпусных судов. – Сб. докл. конференции «Моринтех-2005», СПб, НИЦ «Моринтех», 2005.
5. Царев Б.А., Соколов В.П. Проектные аспекты гидродинамического совершенствования скоростных судов // Морской вестник. – 2002. – №1.
6. Царев Б.А. Оптимизационное проектирование скоростных судов. – Л.: Изд. ЛКИ, 1989. ■

В настоящее время в ЦКБ МТ «Рубин» для расчетов статики корабля используется программа «Статика» собственной разработки, созданная на основе алгоритмов, изложенных в [1]. Первые версии этой программы были разработаны для ЭВМ «Раздан» и «М-222», затем в начале 80-х гг. XX в. – для ЕС ЭВМ, и, наконец, в 90-х гг. – несколько версий для персональных ЭВМ. Однако область ее применения до недавнего времени ограничивалась подводными аппаратами. В связи с расширением тематики работ предприятия появилась необходимость проводить расчеты статики для плавучих буровых установок и морских стационарных платформ (ПБУ/МСП).

Поэтому программа «Статика» была существенно модифицирована. Работы по усовершенствованию программы велись в направлении улучшения ввода исходных данных и разработки алгоритмов расчетов плавучести и остойчивости в любом направлении наклона, а не только в продольном и поперечном, как это принято в классической теории корабля.

1. СПОСОБЫ ЗАДАНИЯ ГЕОМЕТРИИ КОНСТРУКЦИИ

До настоящего времени в большинстве отечественных и зарубежных программных продуктов для расчетов статики корабля геометрия конструкции задавалась совокупностью плоских сечений, параллельных плоскости мидель-шпангоута. Такой способ ввода геометрии применялся до недавнего времени и в программе «Статика». Наряду с классическим способом задания сечений координатами точек (Z, Y) в этой программе допускается также использование дуг окружностей ввиду специфики основных заказов бюро. Однако при моделировании объектов типа плавучей буровой установки, содержащей большие наклонные поверхности, аппроксимация плоскими вертикальными сечениями приводила к большим искажениям реальной геометрии, что особенно сказывалось при расчете моментов инерции площади ватерлинии. Особенно остро эта проблема проявилась при расчетах опорного основания для платформы «Molikrao» в 1997 г. В связи с этим при разработке новых версий программы «Статика» было реализовано задание геометрии конструкции не только плоскими сечениями, но и трехмерными телами – цилиндрами, конусами, сферами и призмами, что позволило облегчить ввод геометрии, как для подводных аппаратов, так и для морских стационарных объектов.

Трехмерные объекты (цилиндры, конусы, сферы, призмы) задаются совокупностью параметров (координатами

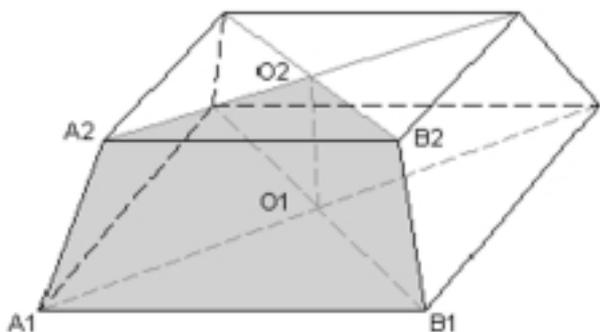


Рис.1. Выделение элементарной призмы

РАСЧЕТЫ СТАТИКИ КОРАБЛЯ НА ПЭВМ ДЛЯ МОРСКИХ СООРУЖЕНИЙ

В.Е. Вязовиков, ведущий инженер-программист,
М.А. Мурашов, начальник группы ФГУП «ЦКБ МТ «Рубин»

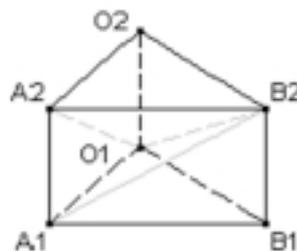


Рис.2. Разбивка призмы на треугольные пирамиды

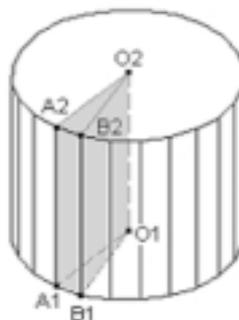


Рис.3. Разбивка цилиндра на элементарные призмы

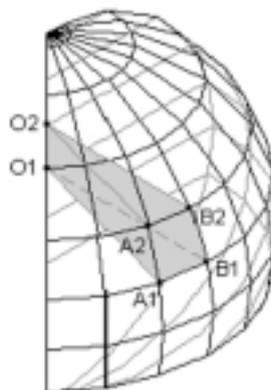


Рис.4. Разбивка сферы на элементарные пирамиды

тами центров оснований, радиусами и другими величинами). Любой из трехмерных объектов может быть произвольно расположен в пространстве, а также усечен плоскостями, параллельными плоскостями мидель-шпангоута,

основной и диаметральной. Для расчета геометрических параметров конструкции, заданной телами, в программе «Статика» применяется метод разбивки тел на элементарные треугольные призмы, а затем на треугольные пирамиды. При этом призмы разбиваются на пирамиды точно (рис.1 и 2), а цилиндры и конусы – приближенно (рис.3), для чего основания цилиндра или конуса заменяются 24- или 120-угольником той же площади, и

далее полученная таким образом призма разбивается на пирамиды. Для приближенного задания сферы она разбивается на слои, каждый из которых заменяется усеченным конусом того же объема, который далее заменяется призмой и разбивается на пирамиды (рис.4).

Элементарная треугольная призма разбивается на три треугольные пирамиды (см. рис.2): $O_1O_2A_2B_2$, $O_1A_1A_2B_2$, $O_1A_1B_1B_2$.

Такой способ представления трехмерных объектов позволяет достаточно легко задать любое положение объекта в пространстве. Разбивка на элементарные пирамиды

производится в местной системе координат каждого объекта, а затем координаты вершин пирамид пересчитываются в систему координат конструкции. Подобный подход к представлению трехмерных тел, конечно же, не является единственно возможным.

При разработке программы рассматривалась возможность приближения трехмерных объектов сечениями, параллельными плоскости мидель-шпангоута, однако в этом случае пришлось бы для каждого положения трехмерного объекта определять форму его сечения вертикальной плоскостью, что для произвольного положения геометрического тела превращалось бы в достаточно сложную задачу. Кроме того, как отмечалось выше, использование плоских сечений приводит к заметному искажению формы объекта, что потребовало бы выполнять разбивку на сечения с довольно мелким шагом, а это в свою очередь привело бы к увеличению объема информации и соответственно к замедлению расчетов.

Еще один вариант – расчеты по точным геометрическим формулам был отклонен ввиду сложности и разнообразия возможных случаев при сечении цилиндров, конусов, сфер и призм произвольными плоскостями. Поэтому выбор базового алгоритма был сделан в пользу приближения трехмерных объектов треугольными пирамидами.

2. РАСЧЕТ ПОДВОДНОГО ОБЪЕМА И ДЕЙСТВУЮЩЕЙ ВАТЕРЛИНИИ ПО ГЕОМЕТРИИ КОНСТРУКЦИИ, ПРЕДСТАВЛЕННОЙ ТРЕУГОЛЬНЫМИ ПИРАМИДАМИ

При решении задач статики корабля базовой является задача вычисления погруженного объема заказа и его статических моментов, а также вычисление площади, статических моментов и моментов инерции площади ватерлинии.

Для плоских сечений эта задача решается по алгоритмам, изложенным в [1]. Для трехмерной модели были разработаны алгоритмы, которые и будут рассмотрены ниже.

Вычисление подводного объема и его статических моментов для полностью погруженной конструкции или ее части производится суммированием объемов и статических моментов всех входящих в конструкцию элементарных пирамид.

Расчет объема V и его статических моментов Vx , Vy и Vz элементарной треугольной пирамиды $OABC$, изображенной на рис.5, выполняется следующим образом:

$$V = 1/6 \cdot |(a \times b) \cdot c|, \quad (1)$$

$$\text{где } a = \begin{vmatrix} X_A - X_O \\ Y_A - Y_O \\ Z_A - Z_O \end{vmatrix}; \quad b = \begin{vmatrix} X_B - X_O \\ Y_B - Y_O \\ Z_B - Z_O \end{vmatrix}; \quad c = \begin{vmatrix} X_C - X_O \\ Y_C - Y_O \\ Z_C - Z_O \end{vmatrix};$$

$$\begin{aligned} Vx &= 1/4 (X_O + X_A + X_B + X_C) \cdot V; \\ Vy &= 1/4 (Y_O + Y_A + Y_B + Y_C) \cdot V; \\ Vz &= 1/4 (Z_O + Z_A + Z_B + Z_C) \cdot V; \end{aligned} \quad (2)$$

В формулах (1) и (2) X , Y и Z – координаты вершин пирамиды в системе координат, связанной с конструкцией. Индексы O , A , B и C указывают принадлежность к конкретной вершине.

Для частично погруженной конструкции плоскость действующей ватерлинии задается уравнением:

$$Z = T + X \cdot \text{tg}(\psi) + Y \cdot \text{tg}(\theta), \quad (3)$$

где T – расчетная осадка; ψ – угол дифферента; θ – угол крена.

Для каждой входящей в конструкцию пирамиды определяется ее положение относительно плоскости ватерлинии, заданной уравнением (3). Часть пирамид может располагаться полностью выше этой плоскости (и, соответственно, не входит в подводный объем), часть – полностью ниже (и полностью входит в подводный объем), а часть пирамид может пересекаться плоскостью действующей ватерлинии. Для них производится построение сечения пирамиды плоскостью. При этом вычисляются координаты точек пересечения секущей плоскости с ребрами пирамиды. Определяется многогранник, лежащий ниже секущей плоскости, и многоугольник, являющийся собственно сечением (рис.6). Полученный многогранник разбивается на треугольные пирамиды (от одной до трех), которые входят в подводный объем. Многоугольник, полученный сечением исходной пирамиды плоскостью, разбивается на треугольники (от одного до двух), которые входят в действующую ватерлинию.

Таким образом, при сечении треугольной пирамиды также образуются треугольные пирамиды, т.е. не образуются геометрических тел другого типа. Если бы пришлось рассекать произвольной плоскостью исходные геометрические тела (цилиндры, конусы, призмы), то при сечении получались бы объекты весьма сложной формы, не представимые в виде совокупности простых тел, и вычисление их объемов и статических моментов оказа-

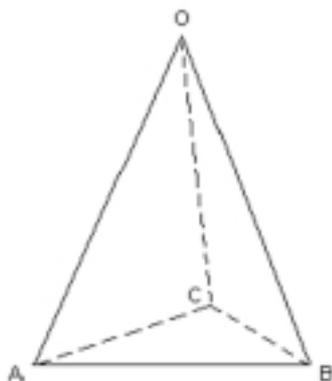


Рис.5. Элементарная треугольная пирамида

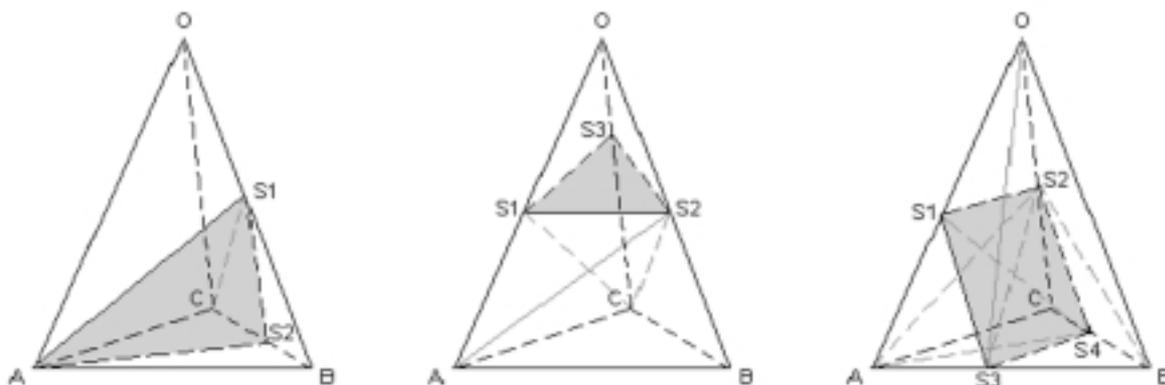


Рис.6. Характерные случаи сечения пирамиды плоскостью

лось бы существенно сложнее, чем для треугольных пирамид.

Всего возможно 80 случаев сечения пирамиды плоскостью. Каждая вершина может находиться выше секущей плоскости, лежать в секущей плоскости или быть ниже ее. Таким образом, три случая для каждой из четырех вершин дают $3^4 = 81$ случай, один из которых не реализуется, так как все четыре вершины не могут лежать в одной плоскости.

Площадь ватерлинии для полностью погруженного объема равна нулю. Для частично погруженного объема площадь, статические моменты и моменты инерции площади ватерлинии вычисляются суммированием площадей и моментов элементарных треугольников, полученных при сечении элементарных пирамид плоскостью ватерлинии.

Площадь S , статические моменты Sx , Sy и моменты инерции I_x , I_y , I_{xy} для элементарного треугольника (рис.7) вычисляются так:

$$S = 1/2 \cdot (X_1 \cdot (Y_3 - Y_2) + X_2 \cdot (Y_1 - Y_3) + X_3 \cdot (Y_2 - Y_1));$$

$$Sx = 1/3 \cdot S \cdot (Y_1 + Y_2 + Y_3);$$

$$Sy = 1/3 \cdot S \cdot (X_1 + X_2 + X_3);$$

$$Ix = 1/6 \cdot S \cdot (Y_1^2 + Y_2^2 + Y_3^2 + Y_1Y_2 + Y_2Y_3 + Y_1Y_3);$$

$$Iy = 1/6 \cdot S \cdot (X_1^2 + X_2^2 + X_3^2 + X_1X_2 + X_2X_3 + X_1X_3);$$

$$I_{xy} = 1/12 \cdot S \cdot (2X_1Y_1 + 2X_2Y_2 + 2X_3Y_3 + X_1Y_2 + X_1Y_3 + X_2Y_1 + X_2Y_3 + X_3Y_1 + X_3Y_2).$$
 (4)

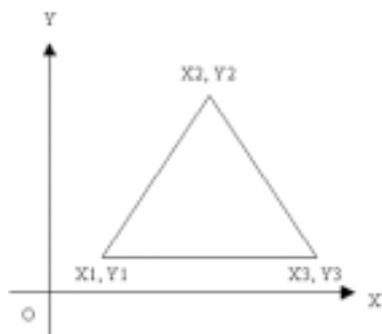


Рис.7. Элементарный треугольник

они получены для проекции плоскости ватерлинии на основную плоскость. Для ненулевых кренов и дифферентов необходим пересчет результатов, о котором будет рассказано ниже.

3. РАСЧЕТ НАКЛОНЕНИЯ КОНСТРУКЦИИ ПРИ ПРОИЗВОЛЬНОМ НАПРАВЛЕНИИ ДЕЙСТВИЯ КРЕНЯЩЕГО МОМЕНТА

Для морских стационарных объектов необходимо рассчитать круговую диаграмму остойчивости, т.е. для наклонений относительно произвольного направления действия кренящего момента. В существующей программе «Статика» до недавнего времени были реализованы расчеты только диаграмм поперечной и продольной статической остойчивости, что достаточно для заказов традиционной формы (у которых длина существенно больше ширины), и недостаточно для морских стационарных объектов, имеющих в проекции на основную плоскость форму, близкую к квадрату.

Для расчета подводных аппаратов в программе используется итерационный метод нахождения положения равновесия и построения диаграмм остойчивости по алгоритмам, изложенным в [1]. Применение этих алгоритмов позволяет выполнять расчеты равновесия с заданной точностью и не требует никаких предварительных расчетов. Кроме того, имеется многолетний опыт выпол-

Если площадь треугольника получилась отрицательной, знаки всех величин при включении в итоговые суммы меняются на противоположные.

Формулы (4) справедливы для нулевого крена и дифферента, так как

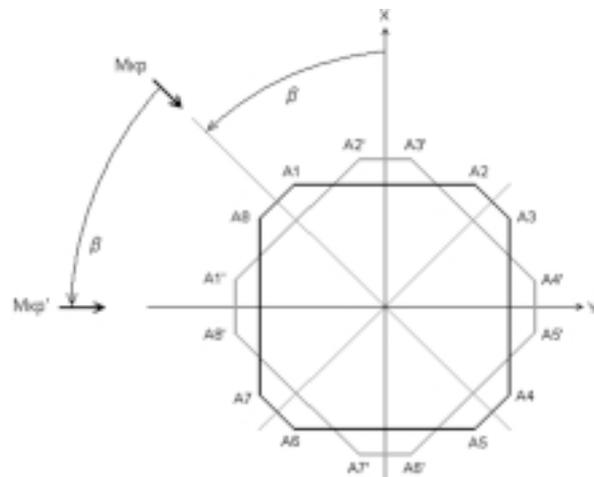


Рис.8. Схема поворота конструкции

нения расчетов по этим алгоритмам. Поэтому при выборе способа расчета круговой диаграммы остойчивости было принято решение взять за основу имеющиеся алгоритмы.

Использование трехмерного моделирования, в отличие от моделирования сечениями, позволяет достаточно легко производить повороты геометрии конструкции вокруг любой оси, не изменяя базовых алгоритмов расчета элементов подводного объема и действующей ватерлинии. Поэтому для расчета круговой диаграммы остойчивости применяется метод поворота конструкции вокруг вертикальной оси так, чтобы кренящий момент, действующий в заданном направлении для исходной конструкции, действовал с левого борта для повернутой конструкции (рис.8). Далее рассчитывается диаграмма поперечной статической остойчивости для повернутой конструкции, а результаты расчета (крен и дифферент) пересчитываются обратно для исходного положения конструкции.

При определении посадки конструкции используются две системы углов: угол крена θ , угол дифферента ψ , или угол пространственного наклонения α , угол направления наклонения β (рис.9). Система координат $OXYZ$ связана с конструкцией, ось OZ_p направлена перпендикулярно плоскости действующей ватерлинии.

Для пересчета одной системы углов в другую используются формулы

$$tg^2\alpha = tg^2\theta + tg^2\psi; \quad \sin\beta = tg\theta / tg\alpha; \quad \cos\beta = tg\psi / tg\alpha; \quad (5)$$

$$tg\theta = tg\alpha \cdot \sin\beta; \quad tg\psi = tg\alpha \cdot \cos\beta. \quad (6)$$

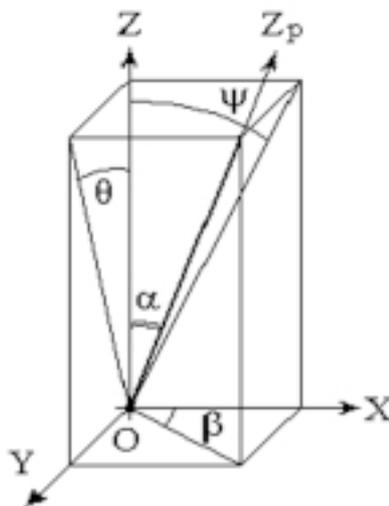


Рис.9. Углы, определяющие посадку конструкции

Расчет диаграммы остойчивости выполняется в системе углов (θ, ψ) для повернутой конструкции. Затем углы пересчитываются в систему (α, β) . Очевидно, что при повороте конструкции угол пространственного наклонения сохраняется. Угол направления наклонения находится в той же плоскости, что и угол поворота конструкции, поэтому для обратного поворота достаточно вычесть из угла направления наклонения исходный

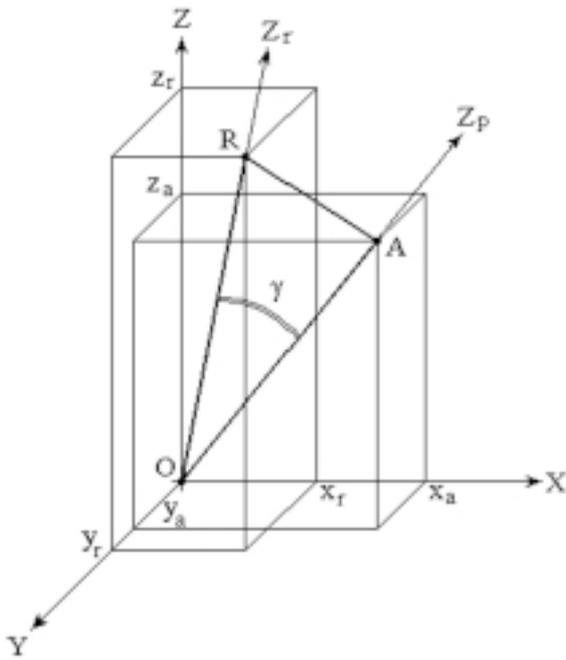


Рис. 10. Угол наклона относительно равновесного положения

угол поворота конструкции. После этого производится обратный пересчет – вычисляется угол крена θ и дифферента ψ для исходного положения конструкции. Значение поперечного восстанавливающего момента, полученное для повернутой конструкции, соответствует восстанавливающему моменту при заданном направлении действия кренящего момента для исходной конструкции.

Поскольку в положении равновесия крен θ и дифферент ψ в общем случае отличны от нуля, а диаграмма остойчивости для пространственных наклонений строится относительно равновесного положения, необходимо для заданных крена и дифферента вычислить угол γ пространственного наклона относительно равновесного положения (рис. 10).

На рис. 10 точка R обозначает равновесное положение, точка A – рассматриваемое наклоненное положение. Ось Z_r направлена перпендикулярно плоскости действующей ватерлинии в равновесном положении, ось Z_p направлена перпендикулярно плоскости действующей ватерлинии в рассматриваемом положении.

Пусть в равновесном положении угол пространственного наклона – α_r , направление наклона – β_r . В рассматриваемом положении угол пространственного наклона – α , направление наклона – β .

Тогда, считая $|OR| = |OA| = 1$, получаем

$$\begin{aligned} Z_r &= \cos \alpha_r; & Z_a &= \cos \alpha; \\ X_r &= \sin \alpha_r \cdot \cos \beta_r; & X_a &= \sin \alpha \cdot \cos \beta; \\ Y_r &= \sin \alpha_r \cdot \sin \beta_r; & Y_a &= \sin \alpha \cdot \sin \beta; \end{aligned}$$

На основании теоремы косинусов

$$|AR|^2 = |OR|^2 + |OA|^2 - 2 \cdot |OR| \cdot |OA| \cdot \cos \gamma, \text{ откуда } \cos \gamma = 1 - |AR|^2 / 2.$$

Подставляя $|AR|^2 = (X_r - X_a)^2 + (Y_r - Y_a)^2 + (Z_r - Z_a)^2$, получаем формулу (7) для вычисления косинуса угла пространственного наклона γ относительно равновесного положения:

$$\cos \gamma = \sin \alpha \cdot \sin \alpha_r \cdot (\cos (\beta - \beta_r)) + \cos \alpha \cdot \cos \alpha_r. \quad (7)$$

4. ПЕРЕСЧЕТ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ ПЛОЩАДИ ВАТЕРЛИНИИ

Расчет площади действующей ватерлинии, а также ее статических моментов и моментов инерции, произво-

дится в системе координат, связанной с конструкцией. Таким образом, вычисляются площадь и моменты проекции ватерлинии на основную плоскость. Однако для расчета остойчивости необходимы значения моментов инерции самой площади ватерлинии, а не ее проекции, которые при ненулевом крене или дифференте различны. Следовательно, необходимо произвести пересчет площади и моментов инерции площади ватерлинии из системы координат $OXYZ$, связанной с конструкцией, в систему координат $OX\alpha Y\alpha Z\alpha$, в которой плоскость действующей ватерлинии была бы параллельна плоскости $OX\alpha Y\alpha$.

Очевидно, что ось $OZ\alpha$ должна быть перпендикулярна плоскости ватерлинии. Направления осей $OX\alpha$ и $OY\alpha$ могут быть в общем случае выбраны различным способом. В [2] предлагается выбрать направление оси $OX\alpha$ так, чтобы ее проекция на плоскость OXY совпадала бы с осью OX . Это эквивалентно повороту системы координат $OXYZ$ сначала на угол крена φ относительно оси OX , а затем на угол дифферента ψ относительно оси OY . Для заказов традиционной формы (u которых длина существенно больше ширины) такой подход вполне оправдан. Однако для морских стационарных объектов, у которых длина и ширина примерно одинаковы, это не совсем справедливо. В частности, для квадратной в плане конструкции при равных значениях крена и дифферента в системе координат $OXYZ$ получаются равные продольный и поперечный моменты инерции площади ватерлинии. Применение формул для пересчета моментов инерции, приведенных в [2], давало в этом случае различные значения продольного и поперечного моментов инерции в системе координат $OX\alpha Y\alpha Z\alpha$. Поэтому возникла необходимость выбора других направлений осей $OX\alpha$ и $OY\alpha$.

При выборе направления поворота за основу был взят принцип симметричности формул, то есть при подстановке в них одинаковых значений продольного и поперечного момента инерции в исходной системе координат при равных крене и дифференте должны получаться также одинаковые значения в повернутой системе координат. Это условие выполняется, если произвести поворот системы координат $OXYZ$ на угол пространственного наклона α вокруг оси, перпендикулярной плоскости $OZZ\alpha$ и проходящей через начало координат (рис. 11). Такой поворот достигается последовательным

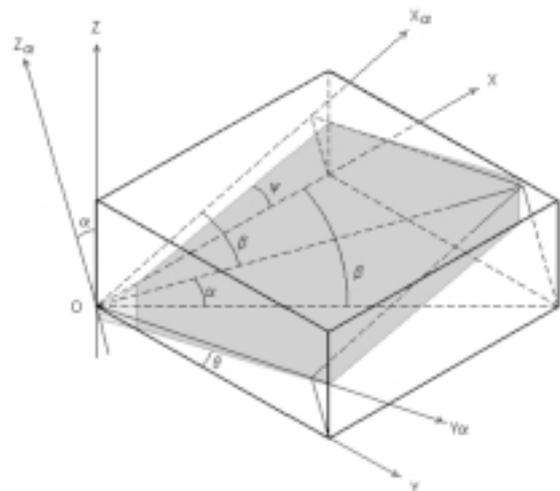


Рис. 11. Поворот системы координат

выполнением трех поворотов – сначала на угол направления наклона β вокруг оси OZ , затем на угол α вокруг оси OY и наконец обратно на угол $-\beta$ вокруг оси $OZ\alpha$.

Такое преобразование системы координат $OXYZ$ в систему координат $OX_\alpha Y_\alpha Z_\alpha$ производится по формулам (8), а обратное преобразование – по формулам (9):

$$X_\alpha = X \cdot (\cos\alpha \cdot \operatorname{tg}^2\psi + \operatorname{tg}^2\theta) / \operatorname{tg}^2\alpha + Y \cdot (\operatorname{tg}\theta \cdot \operatorname{tg}\psi \cdot (\cos\alpha - 1)) / \operatorname{tg}^2\alpha + Z \cdot \cos\alpha \cdot \operatorname{tg}\psi;$$

$$Y_\alpha = X \cdot (\operatorname{tg}\theta \cdot \operatorname{tg}\psi \cdot (\cos\alpha - 1)) / \operatorname{tg}^2\alpha + Y \cdot (\cos\alpha \cdot \operatorname{tg}^2\theta + \operatorname{tg}^2\psi) / \operatorname{tg}^2\alpha + Z \cdot \cos\alpha \cdot \operatorname{tg}\theta;$$

$$Z_\alpha = -X \cdot \cos\alpha \cdot \operatorname{tg}\psi - Y \cdot \cos\alpha \cdot \operatorname{tg}\theta + Z \cdot \cos\alpha; \quad (8)$$

$$X = X_\alpha \cdot (\cos\alpha \cdot \operatorname{tg}^2\psi + \operatorname{tg}^2\theta) / \operatorname{tg}^2\alpha + Y_\alpha \cdot (\operatorname{tg}\theta \cdot \operatorname{tg}\psi \cdot (\cos\alpha - 1)) / \operatorname{tg}^2\alpha - Z_\alpha \cdot \cos\alpha \cdot \operatorname{tg}\psi;$$

$$Y = X_\alpha \cdot (\operatorname{tg}\theta \cdot \operatorname{tg}\psi \cdot (\cos\alpha - 1)) / \operatorname{tg}^2\alpha + Y_\alpha \cdot (\cos\alpha \cdot \operatorname{tg}^2\theta + \operatorname{tg}^2\psi) / \operatorname{tg}^2\alpha - Z_\alpha \cdot \cos\alpha \cdot \operatorname{tg}\theta;$$

$$Z = X_\alpha \cdot \cos\alpha \cdot \operatorname{tg}\psi + Y_\alpha \cdot \cos\alpha \cdot \operatorname{tg}\theta + Z_\alpha \cdot \cos\alpha. \quad (9)$$

Используя такое преобразование системы координат, путем подстановки формул (8) в (4) были выведены формулы (10), (11) для пересчета исходных площади ватерлинии S и моментов инерции площади ватерлинии J_x , J_y и J_{xy} в площадь ватерлинии S_α и моменты инерции площади ватерлинии J_{x_α} , J_{y_α} и $J_{x_\alpha y_\alpha}$ в системе координат $OX_\alpha Y_\alpha Z_\alpha$, а также подстановкой формул (9) в (4) – формулы (12) для обратного пересчета.

$$\begin{aligned} S_\alpha &= S / \cos\alpha; \\ J_{x_\alpha} &= (A^2 \cdot J_x + B^2 \cdot J_y + 2AB \cdot J_{xy}) / \cos^3\alpha; \\ J_{y_\alpha} &= (B^2 \cdot J_x + C^2 \cdot J_y + 2BC \cdot J_{xy}) / \cos^3\alpha; \\ J_{x_\alpha y_\alpha} &= (AB \cdot J_x + BC \cdot J_y + D \cos\alpha \cdot J_{xy}) / \cos^3\alpha, \end{aligned} \quad (10)$$

где

$$\begin{aligned} A &= 1 - \frac{\operatorname{tg}^2\psi \cdot \cos^2\alpha}{1 + \cos\alpha}; \\ B &= \frac{\operatorname{tg}\theta \cdot \operatorname{tg}\psi \cdot \cos^2\alpha}{1 + \cos\alpha}; \\ C &= 1 - \frac{\operatorname{tg}^2\theta \cdot \cos^2\alpha}{1 + \cos\alpha}; \\ D &= 1 + \frac{2 \cdot \operatorname{tg}^2\theta \cdot \operatorname{tg}^2\psi \cdot \cos^3\alpha}{(1 + \cos\alpha)^2}; \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} S &= S_\alpha \cdot \cos\alpha; \\ J_x &= (C^2 \cdot J_{x_\alpha} + B^2 \cdot J_{y_\alpha} - 2BC \cdot J_{x_\alpha y_\alpha}) \cdot \cos\alpha; \\ J_y &= (B^2 \cdot J_{x_\alpha} + A^2 \cdot J_{y_\alpha} - 2AB \cdot J_{x_\alpha y_\alpha}) \cdot \cos\alpha; \\ J_{xy} &= (-BC \cdot J_{x_\alpha} - AB \cdot J_{y_\alpha} + D \cos\alpha \cdot J_{x_\alpha y_\alpha}) \cdot \cos\alpha. \end{aligned} \quad (12)$$

При $\theta = \psi$ по формулам (11) коэффициенты A и C становятся равными, что обеспечивает симметричность формул (10) и (12). Кроме того, при нулевом крене или дифференте формулы (10) и (12) превращаются в известные формулы для пересчета моментов инерции, приведенные в [2].

5. РАЗРАБОТКА ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ

Разработанная к настоящему времени версия 5.0 программы «Статика» позволяет проводить все необходимые расчеты статики корабля для подводных аппаратов и для морских стационарных объектов, входящие в со-

став технической документации по проектам: элементы цистерн; элементы теоретического чертежа (кривые плавучести и начальной остойчивости); масштаб Бонжана; пантокарены; расчет равновесного положения при различных вариантах нагрузки заказа, в том числе аварийные случаи с поврежденными или частично заполненными цистернами (см. рис.12); диаграммы



Рис.12. Расчет равновесных положений в программе «Статика»

поперечной и продольной статической остойчивости (для подводных аппаратов); диаграммы статической остойчивости относительно различных пространственных осей наклона и ветровой кренящий момент (для ПБУ, МСП).

По результатам каждого расчета выпускаются текстовые таблицы в формате RTF, совместимые с применяемыми на предприятии шаблонами для Microsoft Word, и графики в формате DXF, готовые к включению в конструкторскую документацию по выбору пользователя на русском или на английском языке. В программе предусмотрена трехмерная визуализация геометрии заказа,

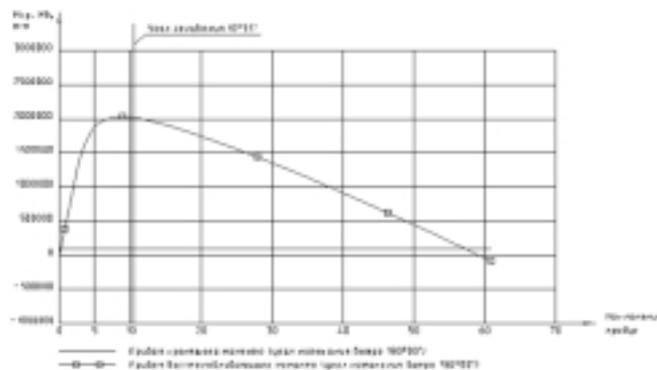


Рис.13. Танк-хранилище нефти МЛСП «Приразломная»

как в целом, так и отдельных элементов (рис.13), а также показ изображения действующей ватерлинии равновесного положения (рис.14), что существенно облегчает ввод исходной информации и анализ результатов расчетов.

Версия 5 программы «Статика» введена в промышленную эксплуатацию в 2003 г., имеет сертификат о типовом одобрении Российского Морского Регистра судоходства № 03.00403.010 от 3 декабря 2003 г. для выполнения проектных расчетов по теории корабля на ПЭВМ для обитаемых подводных аппаратов, плавучих буровых установок и морских стационарных платформ.

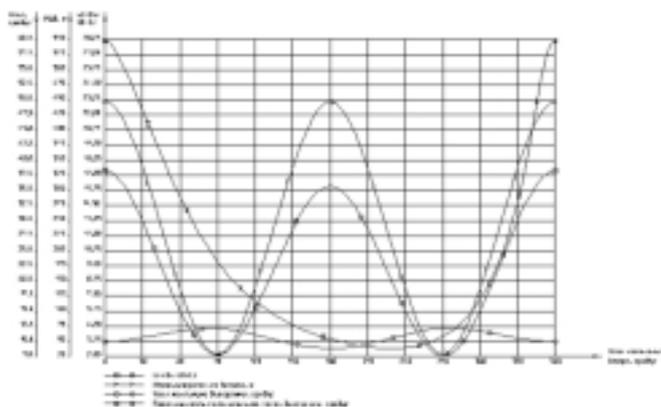


Рис.14. Визуализация равновесного положения в программе «Статика»

6. РАСЧЕТЫ ПО ПРОГРАММЕ «СТАТИКА» В ЦКБ МТ «РУБИН»

В настоящее время программа успешно используется в работах ЦКБ МТ «Рубин» по проектам «Приразломная» и «Сахалин-2». По проекту «Приразломная» были выполнены расчеты плавучести и остойчивости платформы для различных вариантов буксировки. При задании исходных данных МЛСП «Приразломная» (см. рис.15) балластные цистерны сложной конфигурации были заданы телами (см. рис.13).

В результате выполненных расчетов по обоим проектам определены посадка остойчивость и выполнено результатов расчетов с требованиями Российского Морского Регистра судоходства для следующих характеристик:

- начальной метацентрической высоты;
- протяженности положительной части диаграммы;
- соотношения площадей, образующихся при пересечении кривой восстанавливающего момента и ветрового кренящего момента;
- высоты надводного борта.

Результаты расчетов были представлены в документации по проекту в виде таблиц и графиков. На рис.16 показана диаграмма статической остойчивости, кривая кренящего момента и угол заливания. На рис.17 показана круговая диаграмма изменения элементов остойчивости ($A+B/V+C$, метацентрическая высота, угол максимума диаграммы, протяженность положительной части диаграммы).

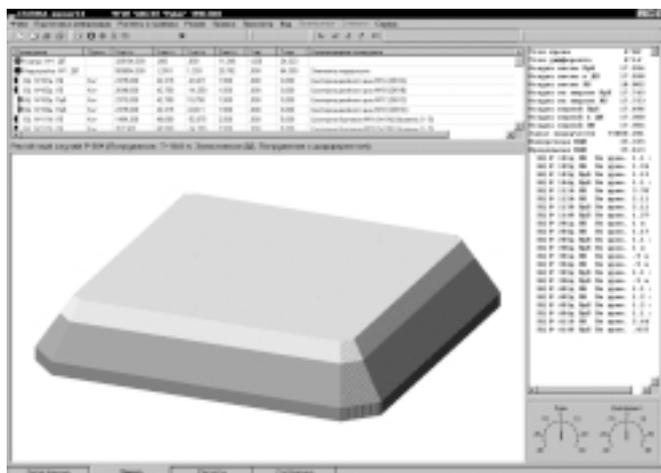


Рис.15. МЛСП «Приразломная»

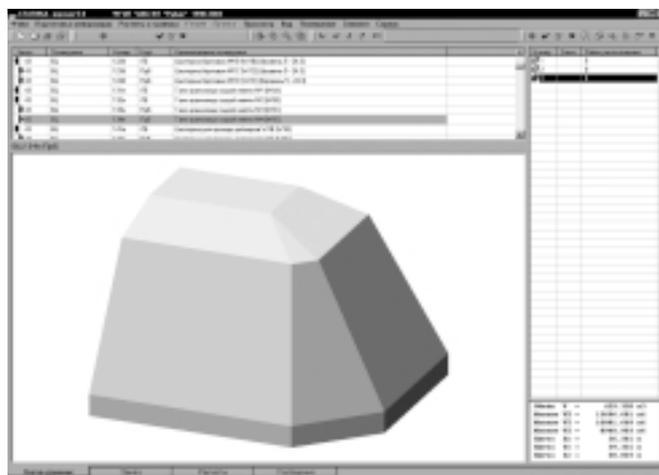


Рис.16. Диаграмма статической остойчивости

7. ПЕРСПЕКТИВНЫЕ РАЗРАБОТКИ

В настоящее время в ЦКБ МТ «Рубин» разрабатывается программа моделирования процесса погружения морских стационарных платформ (МСП) при заполнении балластных цистерн. Эта программа будет моделировать динамику поступления воды в цистерны платформы при заполнении их насосами, как

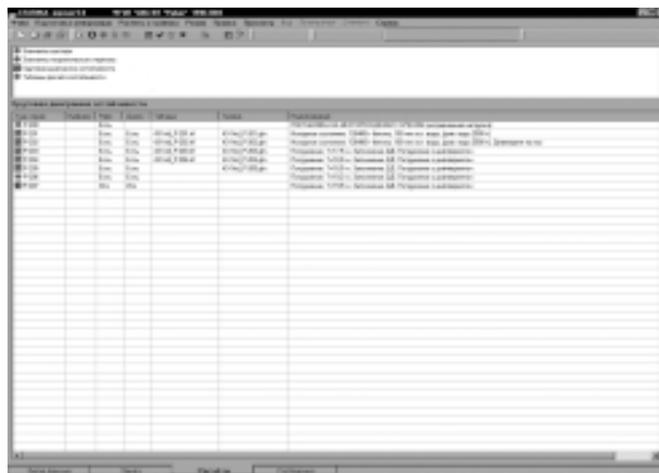


Рис.17. Критерии остойчивости

отдельными, так и через трубопроводную систему с манифольдом (коллектором); самотеком через открытые заборные отверстия; перетекание воды между цистернами; комбинированным способом. В заданные моменты времени будет производиться контроль посадки и остойчивости сооружения, при этом модель работы насосно-трубопроводной системы и отверстий должна учитывать изменение текущей посадки. Моделирование должно показать, за какое время МСП может быть установлена на заданное место, а также контролировать безопасность морской операции. Данная программа впоследствии может быть использована как при проектировании системы заполнения – осушения балластных цистерн, так и для отработки различных режимов ее использования. Завершение разработки программы планируется в 2005 г.

ЛИТЕРАТУРА

1. Брегман В.И. Решение задач статики корабля на ЭВМ. – Л.: Судостроение, 1966.
2. Семенов-Тянь-Шанский В.В. Статика и динамика корабля. – Л.: Судостроение, 1973. ■

При проектном обосновании оптимальных качеств скоростных судов большое значение имеет правильная оценка их проектных характеристик, связанных с ходкостью, так как они определяют выбор типа и мощности энергетической установки. Это в полной мере распространяется и на скоростные катамараны различного назначения и архитектурно-конструктивного типа [1]. В практике мирового судостроения различают скоростные катамараны пассажирского, автомобильно-пассажирского, рыболовного и служебно-вспомогательного назначения. По гидродинамической компоновке их принято подразделять на скоростные катамараны традиционного типа (СК), с бульбовой носовой оконечностью (BC), волнопрозрающие (WPC) и скоростные катамараны с гидродинамической разгрузкой подводными крыльями (СКПК). В качестве главных энергетических установок на скоростных катамаранах указанных типов применяют от двух до четырех дизелей агрегатной мощностью до 7000 кВт, реже – газотурбинные двигатели. Основными типами используемых двигателей являются водометы и откры-

ПРОПУЛЬСИВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СКОРОСТНЫХ КАТАМАРАНОВ

Б.М. Сахновский,
канд. техн. наук, ОАО «Инженерный центр судостроения»

тые гребные винты с понижением их частоты вращения через реверс-редукторы [2, 3].

Архитектурно-конструктивный тип скоростного катамарана определяется его назначением, гидродинамической компоновкой и количеством ярусов пассажирского салона. Опыт создания скоростных пассажирских катамаранов показывает, что по количеству пассажирских палуб они подразделяются на следующие виды:

- с одноярусной надстройкой (27% статистической выборки), разме-

- ценной на главной палубе;
- с двухъярусной надстройкой и минимальным размещением пассажиров на втором ярусе (51%);
- с двухъярусной надстройкой и максимальным размещением пассажиров на втором ярусе, где количество пассажиров всегда меньше, чем на главной палубе (17%);
- с трехъярусной надстройкой (5%).

Автомобильно-пассажирские паромы имеют, как правило, одно- и двухъярусные пассажирские надстройки с минимальным размещением пассажиров на втором ярусе. Особенности архитектурно-конструктивного типа катамаранов показаны на рис. 1–4.

Сведения о пропульсивных качествах скоростных катамаранов отдельных типов приведены в монографиях В.А. Дубровского и А.Г. Ляховицкого [4], В.Н. Аносова [3], К.Г. Норре [5] и работах других авторов. Возможность формирования единого логического подхода к созданию математической модели прогнозирования мощности и пропульсивных характеристик скоростных катамаранов обусловлена близкими соотношениями главных размеров и параметрами формы обводов корпуса скоростных катамаранов различного назначения. Это подтверждается результатами анализа более чем 100 спроектированных и построенных скоростных катамаранов различного назначения, характеристики которых приведены на рис.5, где n_{Π} – пассажировместимость, чел.; DW – дедвейт, т; D – полная масса судна, т; N_{Σ} – суммарная мощность, кВт; $L_{\text{нб}}$ – наибольшая длина судна, м; $B_{\text{нб}}$ – наибольшая ширина судна, м; L – длина судна по ватерлинии, м; B_1 – ширина одного корпуса, м; T – осадка судна, м; η_{DW} – коэффициент использования водоизмещения по дедвейту; δ – коэффициент общей полноты погруженной части корпуса; b/L – относительный горизонтальный клиренс; b – расстояние между осями корпусов, м; v_s – эксплуатационная



Рис. 1. Скоростной катамаран экологического контроля окружающей среды «Россия» пр.23107Э.1 (СК)



Рис. 2. Пассажирский катамаран с разгрузкой подводными крыльями «Linda Express» тина SF-40 (СКПК)



Рис.3. Автомобильно-пассажирский паром «Tallink» (BC)



Рис.4. Волнопронзающий автомобильно-пассажирский паром «Condor» (WPC)

скорость хода, уз; Fn_v – относительная скорость судна (число Фруда по водоизмещению); N_{Σ}/DW – удельная мощность на тонну дедвейта, кВт/т; N_{Σ}/D – удельная мощность на тонну полной массы, кВт/т; K_o – коэффициент пропульсивного качества (т. е. произведение гидродинамического качества на пропульсивный коэффициент); $l = L/(V_1)^{1/3}$ – относительная длина одиночного корпуса; V_1 – объемное водоизмещение одного корпуса, м³.

Данные рис.5 свидетельствуют, что главные размерения скоростных катамаранов различного назначения зависят от полного водоизмещения судна и заданной скорости хода. В то же время диапазоны изменения основных соотношений главных размерений и характеристик корпуса ($L_{но}/B_{но}, B_1/T, L/B_1, \delta, b$) и удельных энергетических показателей ($N_{\Sigma}/DW, N_{\Sigma}/D$) слабо зависят от назначения катамарана и его размеров.

Отличия, характерные для катамаранов различного назначения, проявляются, как правило, в измерителях массы корпуса, что связано с различными нагрузками под влиянием ветро-волнового режима при эксплуатации судов в разных водных бассейнах, а также мощности и массы пропульсивно-энергетического комплекса.

При проектном обосновании характеристик ходкости скоростных катамаранов различных типов мощность их главных двигателей определяется на основе расчета сопротивления воды движению судна. В первом приближении суммарная мощность главных двигателей N_{Σ} может быть оценена по статистическим данным. Статистические данные об удельной мощности построенных скоростных катамаранов различных типов приведены на рис.6 в виде зависимостей $N_{\Sigma}/DW = f(\lg DW, v_s)$. Здесь на основании полученных статистических данных дополнительно отмечены зоны постоянных скоростей, которые показывают тенденцию, при $v_s = \text{const}$, снижения потребной удельной мощности с ростом размеров скоростных катамаранов.

Данные рис.6,а показывают, что основная масса эксплуатирующихся пассажирских катамаранов традиционной конструкции (СК) и катамаранов с бульбовой носовой оконечностью (BC) имеют эксплуатационную скорость 25–40 уз и удельную мощность на тонну дедвейта 40–160 кВт/т для судов с дедвейтом до 80 т и 40–90 кВт/т – для автомобильно-пассажирских па-

Анализ рис. 6,б показывает, что СКПК требуют для эксплуатации меньшей удельной мощности при одинаковых дедвейте и скорости. СКПК дедвейтом до 80 т имеют удельную мощность на тонну дедвейта от 50 до 100 кВт/т и дедвейтом более 80 т – от 30 до 90 кВт/т в зависимости от скорости хода.

Данные об удельной мощности двигателей волнопронзающих катамаранов (WPC) приведены на рис.6,в и свидетельствуют о том, что их величины близки к аналогичным характеристикам для катамаранов типов СК и BC.

Катамаранам типов СК, BC и WPC для достижения предельных скоростей 45–55 уз, как видно из рис.6, необходима удельная мощность 200–250 кВт/т, а для СКПК – 120–180 кВт/т.

На величину мощности энергетических установок скоростных катамаранов большое влияние оказывают сопротивление судна и ее удельная характеристика – коэффициент гидродинамического качества.

Коэффициент гидродинамического качества $K=gD/R$ – безразмерный характеризует гидродинамическое совершенство обводов корпуса судна. Коэффициент гидродинамического качества, как и сила полного сопротивления R , зависит от нескольких факторов, основными из которых являются относительная скорость движения судна Fn_v , относительные величины длины одиночного корпуса судна l и горизонтального клиренса b/L .

Наиболее достоверные значения коэффициента гидродинамического качества, получены в результате проведения модельных испытаний.

Для оценки возможного диапазона изменения коэффициентов гидродинамического качества скоростных катамаранов различных типов был выполнен анализ кривых силы полного сопротивления воды, полученных пересчетом результатов модельных испытаний на натуре. В анализ были включены проекты отечественных скоростных катамаранов [6–10]. Результаты анализа в виде зависимостей коэффициентов гидродинамического качества традиционных скоростных катамаранов от числа Фруда по водоизмещению приведены на рис.7. Дополнительно на рис.6 приведены коэффициенты гидродинамического качества катамаранов с плоскими внутренними бортами (ПлВБ) и профилированными внутренними бортами (ПрВБ), взятые из работы [11].

Анализ кривых коэффициента K подтверждает известный факт, что с ростом скорости движения судна коэффициент гидродинамического качества традиционных катамаранов плавно снижается. Диапазон изменения

<p>Пассажирские катамараны водоизмещением до 100 т</p>	<p>Пассажирские катамараны водоизмещением от 100 до 300 т</p>	<p>Автомобильно-пассажирские катамараны водоизмещением более 300 т</p>
<p>$L_{нб} = 7...30$ м $B_{нб} = 3...10$ м $T = 0,5...2,2$ м $H = 1,3...3,6$ м $B_1 = 1,0...2,5$ м $n_n \leq 250$ чел. $D = 5...100$ т $DW = 7...30$ т $\eta_{DW} = 0,18...0,35$ $v_S = 20...50$ уз. $Fn_V = 2,0...3,8$ $N_{\Sigma}/DW = 55...200$ кВт/т $N_{\Sigma}/D = 15...40$ кВт/т $K_o = 8,5...4,0$</p>	<p>$L_{нб} = 30...54$ м $B_{нб} = 9,5...18$ м $T = 1,0...2,2$ м $H = 3,0...4,5$ м $B_1 = 2,4...3,7$ м $200 < n_n \leq 500$ чел. $D = 101...300$ т $DW = 25...80$ т $\eta_{DW} = 0,20...0,35$ $v_S = 25...55$ уз. $Fn_V = 1,7...3,9$ $N_{\Sigma}/DW = 50...250$ кВт/т $N_{\Sigma}/D = 15...60$ кВт/т $K_o = 15...4,0$</p>	<p>$L_{нб} = 60...130$ м $B_{нб} = 15,5...40$ м $T = 2,0...4,5$ м $H = 5,4...12,6$ м $B_1 = 3,7...5,5$ м $250 < n_n \leq 1200$ чел. 45 шт. $< n_{авт} \leq 460$ шт. $D = 301...2200$ т $DW = 120...1200$ т $\eta_{DW} = 0,20...0,50$ $v_S = 30...55$ уз. $Fn_V = 1,7...3,2$ $N_{\Sigma}/DW = 30...230$ кВт/т $N_{\Sigma}/D = 16...46$ кВт/т $K_o = 12,5...6,5$</p>
<p>$L_{нб}/B_{нб} = 2,4...4,2$ $B_1/T = 1,5...2,8$ $L/B_1 = 6,5...13,5$ $H/L_{нб} = 0,08...0,170$ $\delta = 0,41...0,62$ $l = 4,8...11,4$ $b = (B_{нб} - B_1)/L = 0,15...0,32$</p>	<p>$L_{нб}/B_{нб} = 2,5...4,5$ $B_1/T = 1,5...3,0$ $L/B_1 = 10...16$ $H/L_{нб} = 0,08...0,130$ $\delta = 0,40...0,67$ $l = 7,0...10,0$ $b = (B_{нб} - B_1)/L = 0,16...0,40$</p>	<p>$L_{нб}/B_{нб} = 2,8...4,2$ $B_1/T = 1,0...2,2$ $L/B_1 = 11,5...25$ $H/L_{нб} = 0,08...0,100$ $\delta = 0,43...0,70$ $l = 8,0...11,5$ $b = (B_{нб} - B_1)/L = 0,18...0,36$</p>

Рис. 5. Основные проектные характеристики скоростных катамаранов

значений K достаточно широк и зависит от соотношения главных размерений и формы обводов корпуса. Для СК с наивысшими значениями коэффициента гидродинамического качества ($K = 14-8$) характерна относительная длина одиночного корпуса судна $l > 9$ и значения относительно поперечного клиренса $b/L > 0.2$. Для СК с таким же поперечным клиренсом и удлинением корпусов $l = 7-8$ характерно снижение величины коэффициентов гидродинамического качества ($K = 12-6$). При этом СК с круглоскулными обводами корпусов при прочих равных условиях в переходном режиме плавания ($Fn_V \leq 3$) имеют более высокие значения коэффициентов гидродинамического качества, чем СК с остроскулными обводами. При $Fn_V > 3$ значение коэффициентов гидродинамического качества корпусов с остроскулными обводами, как правило, выше, чем у корпусов с круглоскулными обводами.

Особый интерес вызывает влияние стабилизирующих подводных крыльев на коэффициент гидродинамического качества K скоростного катамарана. Анализ имеющихся модельных

испытаний позволил построить (рис. 8) зависимости изменения коэффициента K от относительной скорости движения СКПК:

- с одиночным носовым крылом (СКПК пр. 82060, 16220);
- с трехкрылевой системой (СКПК пр. 15220);
- с двухкрылевой системой – тандем (остальные СКПК).

Анализ рис. 8 показывает, что характер изменения зависимостей $K = f(Fn_V)$ зависит от эффективности подводных крыльев, обеспечивающих на эксплуатационной скорости v_S заданный коэффициент разгрузки корпусов $K_{разг}$.

Для СКПК с крыльями малой эффективности ($K_{разг} < 0.3$) изменение зависимостей $K = f(Fn_V)$ аналогично изменению зависимостей для традиционных катамаранов (см. пр. 82060, 16220, 23107Э.1). У СКПК с крыльями средней эффективности ($0.3 \leq K_{разг} \leq 0.60$) зависимости $K = f(Fn_V)$ имеют меньшую интенсивность снижения (см. пр. 15220, СК ПлВБ).

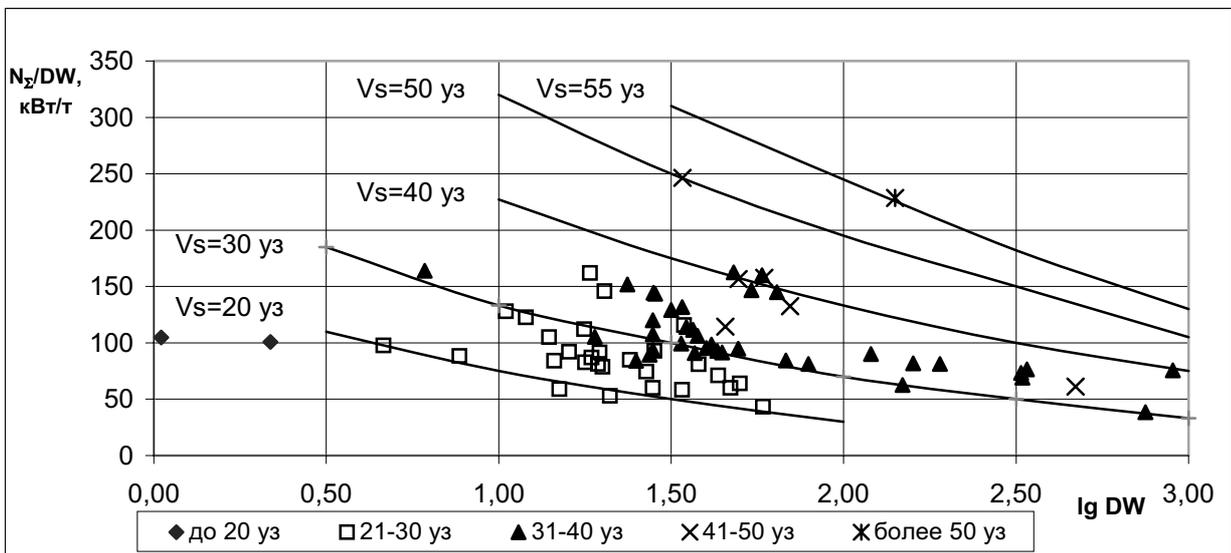
У СКПК высокой эффективности ($K_{разг} > 0.7$) на зависимостях

$K = f(Fn_V)$ наблюдается максимум (см. пр. 10200, СК ПрВБ), который характеризует область минимального сопротивления СКПК при его движении в крыльевом режиме с, практически, полным отрывом корпуса от воды.

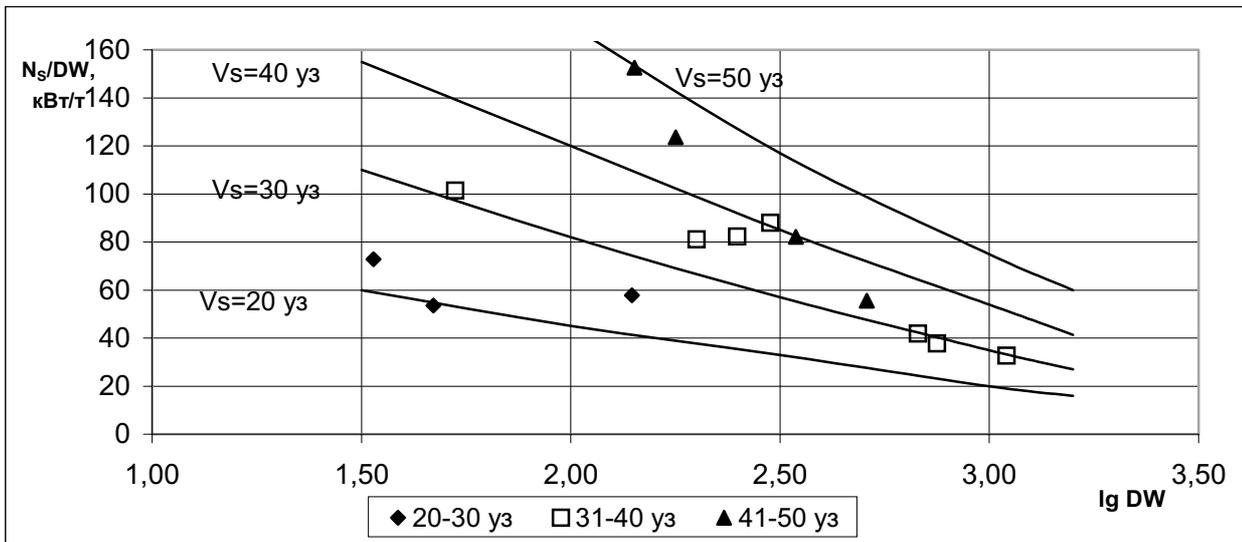
Как следует из рис. 7 и 8, равенство коэффициентов гидродинамического качества традиционных СК и СКПК зависит от величины гидродинамического качества подводных крыльев $K_{ПК}$, т.е. от отношения подъемной силы и силы сопротивления, создаваемых ПК, и наблюдается в следующем диапазоне относительных скоростей движения: $1.9 \leq Fn_{Vmin} \leq 2.25$.

Таким образом, при проектировании СКПК различного назначения необходимо стремиться к тому, чтобы эксплуатационная скорость судна, в зависимости от типа подводных крыльев, была больше Fn_{Vmin} . Этот вывод подтверждают экспериментальные значения минимальной скорости, полученные в исследованиях [5,12], при которой целесообразно устанавливать подводные крылья на СК.

Для создания математической модели расчета полного сопротивления скоростного катамарана, имеющего



б)



в)

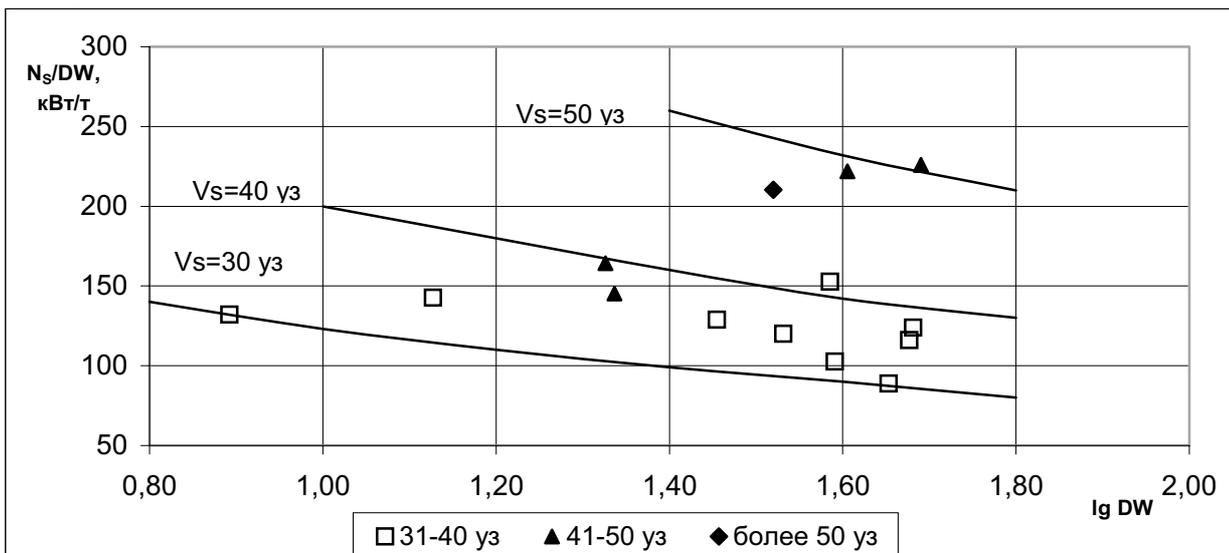


Рис.6. Изменение удельной мощности катамаранов в зависимости от дедвейта и скорости:
 а – традиционные катамараны (СК) и катамараны с бульбовой носовой оконечностью (BC);
 б – катамараны с подводными крыльями (СКПК); в – волнопрозрачные катамараны (WPC)