

# ВІСНИК



ОДЕСЬКОГО  
НАЦІОНАЛЬНОГО  
МОРСЬКОГО  
УНІВЕРСИТЕТУ

14

**Міністерство освіти і науки України**



***ВІСНИК***

**ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО  
МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

**14 ` 2004**

ББК 39.42-011я43

В635

УДК 629.12.002(082)

Відп. редактор:

д-р техн. наук, проф. *Ю.Л. Воробйов*

Редакційна колегія:

д-р техн. наук, проф. *Шумлянський І. Ф.* (заст. відп. редактора),  
д-р техн. наук, проф. *Аксютін Л.Р.*, д-р техн. наук, проф. *Ананьїна В.З.*,  
д-р техн. наук, проф. *Вассерман О. А.*, д-р техн. наук, проф. *Гришин В.О.*,  
д-р техн. наук, проф. *Дубровський М.П.*, д-р техн. наук, проф. *Євдокімов В.Д.*,  
д-р техн. наук, проф. *Жуков Ю.Д.*, д-р техн. наук, проф. *Івановський В.Г.*,  
д-р техн. наук, проф. *Каганов Я.І.*, д-р техн. наук, проф. *Клованич С.Ф.*,  
д-р техн. наук, проф. *Козляков В.В.*, д-р техн. наук, проф. *Козирев В.К.*,  
д-р екон. наук, проф. *Ланкіна І.О.*, д-р техн. наук, проф. *Макаренко Д.В.*,  
д-р екон. наук, проф. *Махуренко Г.С.*, д-р екон. наук, проф. *Морозова І.В.*,  
д-р техн. наук, проф. *Олійник М.В.*, д-р техн. наук, проф. *Панарін П.Я.*,  
д-р техн. наук, с.н.с. *Пойзнер М.Б.*, д-р екон. наук, проф. *Постан М.Я.*,  
д-р техн. наук, проф. *Радімов С.М.*, д-р техн. наук, проф. *Сизов В.Г.*,  
д-р екон. наук, проф. *Чекаловець В.І.*, д-р техн. наук, проф. *Яковлев П.І.*,  
д-р екон. наук, проф. *Якушенко В.Г.*, *Силакова Г.І.* (відп. секретар).

Сборник содержит работы по актуальным проблемам теории корабля, проектирования современных и перспективных типов судов и их силовых установок, морским путям и портам, вопросам управления работой морского транспорта в современных условиях.

Збірник містить роботи по актуальним проблемам теорії корабля, проектування сучасних та перспективних типів суден та їх силового устаткування, морським шляхам і портам, питанням управління роботою морського транспорту у сучасних умовах.

The issue holds the collection of works on up-dated problems of: theory of ships, designing of modern and forthcoming types of vessels, ship machinery, sea routes and seaport, actual problems of merchant marine maintenance under existing economical condition.

Друкується за ухвалою Вченої ради  
Одеського національного морського університету  
від 01.12.2004 р. (протокол № 3).

ISBN 966-7716-34-1

© Одеський національний  
морський університет, 2004

*Доктор технических наук, профессор*  
*Валентин Александрович Цымарный*



Исполнилось 70 лет со дня рождения и 45 лет научной деятельности одного из старейших сотрудников нашего университета видного ученого-теплофизика доктора технических наук, профессора *Валентина Александровича Цымарного*.

Он родился в Одессе 9 сентября 1934 г. в семье кадрового работника морского флота – его отец многие годы работал на судоремонтном заводе № 1, а затем был главным инженером Черноморского ЦПКБ. В 1952 г. после окончания средней школы с медалью В.А. Цымарный поступил на физико-математический факультет Одесского государственного университета им. И.И. Мечникова,

который окончил с отличием в 1957 г. по специальности «Физика». После этого он начал трудиться в ОИИМФ в должности старшего лаборанта кафедры технологии металлов.

В 1960 г. В.А. Цымарный перешел на кафедру термодинамики, руководимую профессором Яковом Захаровичем Казавчинским, в качестве младшего научного сотрудника НИС. С этого момента началась его активная научная деятельность в сфере исследований теплофизических свойств веществ, и проявился его талант физика-экспериментатора. Вскоре В.А. Цымарный стал играть ведущую роль в организованной на кафедре группе экспериментаторов – он генерировал идеи и осуществлял их в создаваемых установках. Одна из его первых оригинальных работ – индукционный датчик (нуль-прибор), разработанный для исследования термических свойств четырехоксида азота – окислителя ракетного топлива. Итогом этих исследований стала кандидатская диссертация на тему «Экспериментальное исследование р,у,Т-зависимости четырехоксида азота при температуре 440-580 К и давлениях до 600 бар», которая была защищена в Московском энергетическом институте в 1967 г.

После организации в ОИИМФ проблемной лаборатории судовой холодильной техники и прикладной термодинамики В.А. Цымарный в 1969 г. возглавил созданный в ней сектор теплофизических измерений. В 1971 г. ему было присвоено ученое звание старшего научного сотрудника. В 1972 г. он был назначен заведующим проблемной лабораторией и



руководил ею свыше 15 лет - вплоть до перевода лаборатории в ЮжНИИМФ. Валентин Александрович с присущей ему энергией продолжал экспериментальные исследования теплофизических свойств технически важных газов и жидкостей, что позволило ему занять видное место среди коллег-экспериментаторов, работавших в ведущих научных центрах бывшего СССР. Он приложил много усилий для создания весьма совершенных установок для измерения плотности газов и жидкостей (в частности, двуокиси углерода и этилена) при высоких давлениях – до 250 МПа. Результаты этих экспериментов вошли во многие справочники как одни из самых точных.

Талант изобретателя ярко проявился при создании установки по измерению теплопроводности жидкостей методом зонда. Сам метод применялся в строительной теплофизике, однако В.А. Цымарный коренным образом изменил его, создав высокоточную установку, работающую с одним датчиком, а не с обычными двумя. Валентин Александрович связал с теплопроводностью затухание температуры зонда и таким образом свел трудно измеряемую величину – теплопроводность – к надёжно измеряемой температуре. Используя нестационарные методы измерений, В.А. Цымарный разработал также уникальную полностью автоматизированную установку для измерения плотности жидкостей. Эти разработки соответствовали его идеям о том, что теплофизический эксперимент при использовании современных методов измерений должен перестать быть искусством и стать, наконец, техническим средством.

В этот же период В.А. Цымарный в тесном контакте с научно-техническим управлением Министерства морского флота и Черноморским филиалом ЦНИИМФ развивал новое направление в работе проблемной лаборатории, связанное с технологией перевозки морскими судами опасных грузов, в частности, сжиженных газов. Плодотворная работа Валентина Александровича в проблемной лаборатории была отмечена знаком «Почётному работнику морского флота СССР». Результаты его фундаментальных исследований в области теплофизических свойств и технологии перевозки сжиженных газов были обобщены в докторской диссертации «Теплофизические основы совершенствования расходомерии и технологии морской транспортировки сжиженных газов», защищенной в 1990 г. в Московском энергетическом институте.

С 1988 г. В.А. Цымарный работает на кафедре физики нашего университета, сначала доцентом, а с 1991 г. по настоящее время – заведующим кафедрой. В 1993 г. ему было присвоено ученое звание профессора. Он уделяет огромное внимание совершенствованию учебного процесса, подготовке методических пособий, обеспечению эффективного контроля знаний студентов и организации приема вступительных экзаменов по физике.

За 45 лет научной деятельности Валентин Александрович опубликовал свыше 130 научных и учебно-методических работ и получил 10 авторских свидетельств на изобретения. Среди его работ особое место занимают 9 монографий, посвященных термодинамическим свойствам азота, кислорода, воздуха, гелия и нескольких углеводородов. Эти монографии, написанные совместно с другими видными учеными-теплофизиками и выпущенные в свет издательством стандартов (Москва) в 1977-1989 гг., получили высокую оценку специалистов и были переизданы в США. Они стали частью комплексной системы обеспечения народного хозяйства нормативно-справочными данными о теплофизических свойствах технически важных газов и жидкостей. За разработку этой системы её создатели, в том числе В.А. Цымарный, были удостоены в 1987 г. премии Совета Министров СССР.

В.А. Цымарный проводит большую общественно-научную работу. С 1974 г. по 1991 г. он являлся Ученым секретарем Комиссии АН СССР по таблицам термодинамических свойств газов и жидкостей. В течение многих лет он был экспертом Государственной службы стандартных справочных данных и членом редакционной коллегии Всесоюзного сборника ГСССД «Теплофизические свойства веществ и материалов», в связи с чем был награжден Госстандартом СССР знаком «За заслуги в стандартизации». С 1997 г. он является действительным членом академии наук высшей школы Украины.

Валентина Александровича отличают принципиальность и умение правильно оценивать жизненную ситуацию. Когда началась перестройка, а затем и ломка установившихся научных и производственных связей, он не изменил своего высокого уровня требований к себе, коллегам и ученикам, не снизил нравственную планку. Он просто выбрал основным направлением своей деятельности педагогическую работу и выполняет её так же успешно, как и научную работу.

Свой юбилей В.А. Цымарный отмечает в прекрасной интеллектуальной форме, о чем свидетельствуют, в частности, его новые методические разработки, посвященные актуальным проблемам преподавания физики в технических вузах.

Коллеги-преподаватели, коллектив кафедры физики ОНМУ и редколлегия журнала «Вісник ОНМУ» желают Валентину Александровичу доброго здоровья и многих лет активной и успешной научно-педагогической деятельности.

УДК 629.12073.243

## ПОТЕНЦИАЛ СКОРОСТЕЙ ПУЛЬСИРУЮЩЕГО И ДВИЖУЩЕГОСЯ НА МЕЛКОВОДЬЕ ИСТОЧНИКА

Ю.Л. Воробьев

Пусть декартова система координат  $Oxyz$ , плоскость  $Oxy$  которой совпадает с невозмущенной свободной поверхностью водоема глубиной  $H$ , ось  $Oz$  направлена вертикально вниз, движется в положительном направлении оси  $Ox$ . Пусть в точке  $0,0,\zeta$  этой системы расположен движущийся вместе с ней пульсирующий источник единичной производительности. Потенциал скоростей этого источника  $G_h(x, y, z, 0, 0, \zeta)e^{i\sigma t}$  ( $\sigma$  - частота колебаний) удовлетворяет следующей краевой задаче

$$\left( \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) G_h(x, y, z, 0, 0, \zeta) = \delta(0, 0, \zeta), \quad (x, y, z) \in E_0, \quad (1)$$

$$\left( \sigma^2 + 2iv\sigma \frac{\partial}{\partial x} - v^2 \frac{\partial^2}{\partial x^2} + g \frac{\partial}{\partial z} \right) G_h(x, y, 0, 0, 0, \zeta) = 0, \quad (x, y) \in \Sigma_0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} G_h(x, y, H, 0, 0, \zeta) = 0, \quad |x| < \infty, \quad |y| < \infty, \quad (3)$$

$$\lim_{r \rightarrow \infty} \overline{\text{grad} G_h(x, y, z, 0, 0, \zeta)} = 0,$$

где  $r = \sqrt{x^2 + y^2}$ ;  $E_0$  - слой  $0 \leq z \leq H$ , занятый жидкостью;

$\Sigma_0$  - горизонтальная свободная поверхность  $z = 0$  этого слоя.

Потенциал  $G_h$  должен, кроме того, удовлетворять принципу излучения, согласно которого вызванные поверхностные волны расходятся от источника во все стороны. Очевидно, что вблизи точки  $(0, 0, \zeta)$  потенциал имеет такую асимптотику

$$G_h(x, y, z, 0, 0, \zeta) \sim \frac{1}{4\pi R'}, \quad R' = \sqrt{x^2 + y^2 + (z - \zeta)^2}. \quad (4)$$

Определим функцию  $G_h$ , обобщая метод, предложенный Л. Н. Сретенским для пульсирующего источника на глубокой воде [1]. Будем искать функцию  $G_h$  в виде

$$G_h(x, y, z, 0, 0, \zeta) = \frac{1}{4\pi} \left( \frac{1}{R'} + \frac{1}{R_h} \right) + g(x, y, z, 0, 0, \zeta), \quad (5)$$

где  $R_h = \sqrt{x^2 + y^2 + (z + \zeta - 2H)^2}$ ;

$g(x, y, z, 0, 0, \zeta)$  - аналитическая всюду в слое  $0 \leq z \leq H$  функция.

Заметим, что  $\frac{1}{R'}$  и  $\frac{1}{R_h}$  допускают такие представления [2]

$$\frac{1}{R'} = \frac{1}{2\pi} \int_0^\infty \int_{-\pi}^\pi \exp[\lambda(z - \zeta) + i\lambda(x \cos \theta + y \sin \theta)] d\theta d\lambda, \quad (6)$$

$$\frac{1}{R_h} = \frac{1}{2\pi} \int_0^\infty \int_{-\pi}^\pi \exp[\lambda(z + \zeta - 2H) + i\lambda(x \cos \theta + y \sin \theta)] d\theta d\lambda. \quad (7)$$

Подставим в (2) функцию  $G_h(x, y, z, 0, 0, \zeta)$  в виде (5). Учитывая (6) и (7), получим уравнение для функции

$$g_h(x, y, z, 0, 0, \zeta) = g_h(x, y, z, \zeta)$$

$$\begin{aligned} & \left( \sigma^2 + 2i\nu\sigma \frac{\partial}{\partial x} - v^2 \frac{\partial^2}{\partial x^2} + g \frac{\partial}{\partial z} \right) g_h(x, y, z, \zeta) = \\ & = -\frac{1}{4\pi^2} \int_0^\infty \int_{-\pi}^\pi \left( \sigma^2 - 2\nu\sigma\lambda \cos \theta + v^2 \lambda^2 \cos^2 \theta + g\lambda \right) \operatorname{ch}\lambda(\zeta - H) \times \\ & \times \exp[-\lambda H + i\lambda(x \cos \theta + y \sin \theta)] d\theta d\lambda. \end{aligned} \quad (8)$$

Будем искать  $g_h(x, y, z, \zeta)$  в виде

$$g_h(x, y, z, \zeta) = -\frac{1}{4\pi^2} \int_0^\infty \int_{-\pi}^\pi \frac{ch\lambda(z-H)}{ch\lambda H} ch\lambda(\zeta-H) \times \quad (9)$$

$$\times \exp[-\lambda H + i\lambda(x \cos \theta + y \sin \theta)] A_h(\lambda, \theta) d\theta d\lambda,$$

где  $A_h(\lambda, \theta)$  – функция, подлежащая определению.

Подставляя (9) в (8), находим, что

$$A_h(\lambda, \theta) = \frac{(\sigma - v\lambda \cos \theta)^2 + g\lambda}{(\sigma - v\lambda \cos \theta)^2 - g\lambda th\lambda H}. \quad (10)$$

Следовательно,

$$g_h(x, y, z, \zeta) = \frac{1}{4\pi^2} \int_0^\infty \int_{-\pi}^\pi \frac{\psi(z, \zeta, \lambda, \theta)}{g\lambda th\lambda H - (\sigma - v\lambda \cos \theta)^2} \times \quad (11)$$

$$\times \exp[i\lambda(x \cos \theta + y \sin \theta)] d\theta d\lambda,$$

$$\psi(z, \zeta, \lambda, \theta) = \frac{ch\lambda(z-H)}{ch\lambda H} ch\lambda(\zeta-H) e^{-\lambda H} [(\sigma - v\lambda \cos \theta)^2 + g\lambda]. \quad (12)$$

Рассмотрим выражение  $S(\theta)$

$$S(\theta) = \int_0^\infty \frac{\psi(z, \zeta, \lambda, \theta)}{g\lambda th\lambda H - (\sigma - v\lambda \cos \theta)^2} \exp[i\lambda(x \cos \theta + y \sin \theta)] d\lambda. \quad (13)$$

Корни знаменателя подынтегральной функции определяются из уравнения

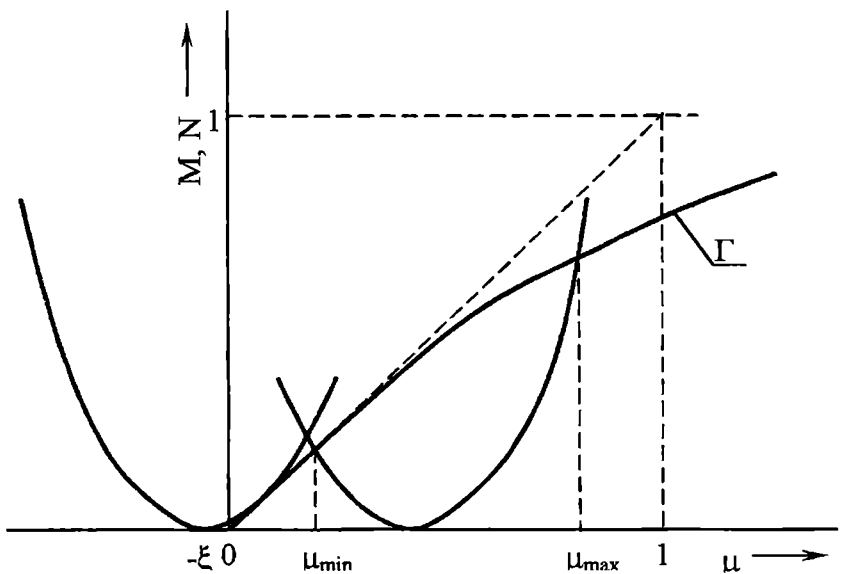
$$P(\lambda) \equiv g\lambda th\lambda H - (\sigma - v\lambda \cos \theta)^2 = 0. \quad (14)$$

Введем новую переменную  $\mu = \frac{\sigma^2}{g\lambda}$ , и уравнение (14) примет вид

$$\mu th \frac{A}{\mu} = (\mu - \tau \cos \theta)^2, \quad A = \frac{\sigma^2 H}{g}, \quad \tau = \frac{\nu \sigma}{g}. \quad (15)$$

Представим это уравнение так :

$$M(\mu) = N(\mu), \quad M(\mu) = \mu th \frac{A}{\mu}, \quad N(\mu) = (\mu - \tau \cos \theta)^2. \quad (16)$$



*Рис. 1. Решение трансцендентного уравнения*

График функции  $M(\mu)$  на рис.1 обозначен буквой  $\Gamma$ .

График  $N(\mu)$  – парабола с вершиной  $(\tau \cos \theta, 0)$ . Из рис.1 видно, что существует такое  $\xi(A) > 0$ , при котором график функции  $N_0(\mu) = (\mu + \xi)^2$  касается  $\Gamma$ . Если вершина параболы  $N(\mu)$  лежит правее точки  $(-\xi; 0)$ , то эта парабола дважды пересекает кривую  $\Gamma$ . Если же вершина параболы лежит левее этой точки, то такая парабола не

пересекает кривую  $\Gamma$ . Поэтому возможны два случая:  $0 < \tau < \xi$  и  $\tau > \xi$ . В первом случае при любом  $\theta$  вершина параболы  $N(\mu)$  лежит правее точки  $(-\xi; 0)$  и, следовательно, уравнение (15), а значит и (14), имеет два действительных положительных корня. Во втором случае уравнения (15) и (14) имеют два действительных положительных корня при  $\cos \theta > -\frac{\xi}{\tau}$ , т.е. при  $-\pi + \theta_0 < \theta < \pi - \theta_0$ , где  $\cos \theta_0 = \frac{\xi}{\tau}$ .

Если величина  $A$  задана, то  $\xi$  определяется по формуле

$$\xi = \mu_0 - \frac{1}{2} \left[ th \frac{A}{\mu_0} - \frac{A}{\mu_0} \left( 1 - th^2 \frac{A}{\mu_0} \right) \right], \quad (17)$$

где  $\mu_0 > 0$  – корень трансцендентного уравнения

$$4\mu th \frac{A}{\mu} = th^2 \frac{A}{\mu} - 2 \frac{A}{\mu} th \frac{A}{\mu} \left( 1 - th^2 \frac{A}{\mu} \right) + \frac{A^2}{\mu^2} \left( 1 - th^2 \frac{A}{\mu} \right)^2. \quad (18)$$

Это уравнение получено из условия касания параболы  $N_0(\mu)$  и кривой  $\Gamma$ , при чем  $\mu_0$  – абсцисса точки касания. Из рис.1 видно, что функция  $Q(\mu) = M(\mu) - N(\mu)$  положительна при  $\mu_{min} < \mu < \mu_{max}$  и отрицательно при  $\mu > \mu_{max}$  и  $0 < \mu < \mu_{min}$ .

Следовательно,

$$\frac{dQ(\mu_{min})}{d\mu} > 0 > \frac{dQ(\mu_{max})}{d\mu}. \quad (19)$$

Поскольку  $\frac{d\lambda}{d\mu} = -\frac{\sigma^2}{g\mu^2} < 0$ , а  $\lambda_{max}(\lambda_{min})$  отвечает

$\mu_{min}(\mu_{max})$ , то

$$\frac{dP(\lambda_{min})}{d\lambda} > 0 > \frac{dP(\lambda_{max})}{d\lambda}. \quad (20)$$

Найдем асимптотику

$$S(\theta) = \int_0^{\infty} \frac{\psi(z, \zeta, \lambda, \theta)}{g\lambda th\lambda H - (\sigma - v\lambda \cos\theta)^2} \exp[i\lambda r \cos(\theta - \gamma)] d\lambda$$

при  $\Gamma \rightarrow \infty$  для случая, когда (14) имеет два действительных положительных корня при всех  $\theta$  из  $[-\pi, \pi]$ . Рассмотрим  $S(\theta)$  при комплексных значениях  $\lambda$ , лежащих в правой полуплоскости. Будем считать, что путь интегрирования обходит корни  $\lambda_m$  ( $m = 1, 2$ ) над действительной осью. В зависимости от знака  $\cos(\theta - \gamma) > 0$  функция  $S(\theta)$  может быть представлена в одном из двух видов. Если  $\cos(\theta - \gamma) > 0$ , то

$$S(\theta) = -i \int_0^{\infty} \frac{\psi(z, \zeta, i\kappa, \theta)}{(\sigma - iv\kappa \cos\theta)^2 + g\kappa th\kappa H} e^{-\kappa r \cos(\theta - \gamma)} d\kappa. \quad (21)$$

Если же  $\cos(\theta - \gamma) < 0$ , то

$$\begin{aligned} S(\theta) &= \\ &= -2\pi i \sum_{m=1}^2 K_m(z, \zeta, \theta) \exp[i\lambda_m r \cos(\theta - \gamma)] + \\ &+ i \int_0^{\infty} \frac{\psi(z, \zeta, -i\kappa, \theta)}{(\sigma + iv\kappa \cos\theta)^2 + g\kappa th\kappa H} e^{\kappa r \cos(\theta - \gamma)} d\kappa, \end{aligned} \quad (22)$$

где  $K_m(z, \zeta, \theta)$  - вычет функции  $\frac{\psi(z, \zeta, \lambda, \theta)}{P(\lambda)}$ , причем  $P(\lambda)$  определяется соотношением (14). В обоих случаях использовано то, что подынтегральная функция из интеграла  $S(\theta)$  не имеет полюсов на мнимой оси, т.к. в ее знаменателе нули  $ch\lambda H$  уничтожаются полюсами  $th\lambda H$ . Применяя обычные правила вычисления вычетов, находим



$$K_m(z, \zeta, \theta) = \frac{\psi(z, \zeta, \lambda_m, \theta)}{P'(\lambda_m)}. \quad (23)$$

Учитывая приведенные выше соображения о знаках  $\frac{dP(\lambda_m)}{d\lambda}$ , получим

$$K_m(z, \zeta, \theta) = \mp \frac{\psi(z, \zeta, \lambda_m, \theta)}{\left| gth\lambda_m H + \frac{g\lambda_m H}{ch^2\lambda_m H} + 2(\sigma - v\lambda_m \cos\theta) \right|}, \quad (24)$$

где верхний знак соответствует корню  $\lambda_1$ , нижний – корню  $\lambda_2$ ,  $\lambda_1 > \lambda_2$ . Теперь выражение (11) принимает вид

$$g_h(x, y, z, \zeta) = -\frac{i}{2\pi} \sum_{m=1}^2 \int_{\frac{\pi}{2}+\gamma}^{\frac{3\pi}{2}+\gamma} K_m(z, \zeta, \theta) \exp[i\lambda_m r \cos(\theta - \gamma)] d\theta + M, \quad (25)$$

где  $M$  – повторный интеграл от интегрального слагаемого функции  $S(\theta)$  (22). В соответствии с [3], этот повторный интеграл есть  $O\left(\frac{1}{r}\right)$  при  $\Gamma \rightarrow \infty$ . Следовательно,

$$g_h(x, y, z, \zeta) \approx -\frac{i}{2\pi} \sum_{m=1}^2 \int_{\frac{\pi}{2}+\gamma}^{\frac{3\pi}{2}+\gamma} K_m(z, \zeta, \theta) \exp[i\lambda_m r \cos(\theta - \gamma)] d\theta + O\left(\frac{1}{r}\right). \quad (26)$$

При  $\xi < \tau$ , когда уравнение (14) имеет два действительных положительных корня для углов  $\gamma$  из  $[0, \pi - \theta_0]$ , асимптотика  $g_h(r, \gamma, z, \zeta)$  более сложна по структуре.

Если угол  $\gamma$  лежит между нулем и  $\frac{\pi}{2} + \theta_0$ , то

$$g_h(r, \gamma, z, \zeta) = -\frac{i}{2\pi} \sum_{m=1}^2 \int_{\kappa_n}^{\kappa_e} K_m(z, \zeta, \theta) \exp[i\lambda_m r \cos(\theta - \gamma)] d\theta, \quad (27)$$

причем

$$\kappa_n = \frac{\pi}{2} + \gamma, \quad \kappa_e = \frac{3\pi}{2} + \gamma \quad \text{при } 0 < \gamma < \frac{\pi}{2} - \theta_0$$

и

$$\kappa_n = \frac{\pi}{2} + \gamma, \quad \kappa_e = 2\pi - \theta_0 \quad \text{при } \frac{\pi}{2} - \theta_0 < \gamma < \frac{\pi}{2} + \theta_0.$$

Если же угол  $\gamma$  лежит между  $\frac{\pi}{2} + \theta_0$  и  $\pi$ , то

$$g_h(r, \gamma, z, \zeta) = -\frac{i}{2\pi} \sum_{m=1}^2 \left\{ \int_{\frac{\pi}{2} + \gamma}^{2\pi - \theta_0} K_m(z, \zeta, \theta) \exp[i\lambda_m r \cos(\theta - \gamma)] d\theta + \int_{2\pi + \theta_0}^{\frac{3\pi}{2} + \gamma} K_m(z, \zeta, \theta) \exp[i\lambda_m r \cos(\theta - \gamma)] d\theta \right\}. \quad (28)$$

Для вычисления интегралов (26) ÷ (28) при  $r \rightarrow \infty$  применим метод стационарной фазы [3]. Найдем стационарную точку функции

$$q(\lambda, \theta) = \lambda \cos(\theta - \gamma) \quad (29)$$

при условии, что  $\lambda(\theta)$  – неявная функция от  $\theta$ , определяемая из уравнения (14). Применяя метод множителей Лагранжа, составим вспомогательную функцию

$$\aleph(\lambda, \theta, \kappa) = \lambda \cos(\theta - \gamma) + t \left[ g \lambda th \lambda H - (v \lambda \cos \theta - \sigma)^2 \right], \quad (30)$$

в которой  $t$  – неизвестный пока множитель. Составим систему

$$\frac{\partial \aleph}{\partial \theta} = 0, \quad \frac{\partial \aleph}{\partial \lambda} = 0, \quad (31)$$

т.е.

$$\begin{cases} -\lambda \sin(\theta - \gamma) + 2tv\lambda \sin \theta (v\lambda \cos \theta - \sigma) = 0, \\ \cos(\theta - \gamma) + t \left[ gth\lambda H + \frac{g\lambda H}{ch^2 \lambda H} - 2v \cos \theta (v\lambda \cos \theta - \sigma) \right] = 0. \end{cases} \quad (32)$$

Из системы (32) находим

$$\frac{\sin(\theta - \gamma)}{\sin \gamma} = -\frac{2v}{g} \frac{(v\lambda \cos \theta - \sigma)}{\left[ th\lambda H + \frac{\lambda H}{ch^2 \lambda H} \right]}, \quad (33)$$

$$\cos(\theta - \gamma) = \frac{\sin \gamma}{\sin \theta} \left[ 1 - \frac{2v \cos \theta (v\lambda \cos \theta - \sigma)}{g \left[ th\lambda H + \frac{\lambda H}{ch^2 \lambda H} \right]} \right]. \quad (34)$$

Уравнение (33) легко привести к виду

$$-ctg \gamma = \frac{h(\lambda) - \cos \theta}{\sin \theta}, \quad (35)$$

где

$$h(\lambda) = \frac{2\nu \nu \lambda \cos \theta - \sigma}{g \operatorname{th} \lambda H + \frac{\lambda H}{ch^2 \lambda H}}. \quad (36)$$

Дальнейшее исследование, в отличие от случая глубокой воды [1], аналитически провести не удастся. Поэтому приведем алгоритм, легко реализуемый на ЭВМ.

Положим сначала, что  $\tau < \xi$ . Задавая  $\theta$  из интервала  $-\pi < \theta < \pi$ , найдём корни  $\lambda_1(\theta^I)$  и  $\lambda_2(\theta^{II})$  трансцендентного уравнения (14). Дальнейшее рассмотрение проведём для корня  $\lambda_1(\theta^I)$ . Найдём экстремумы функции

$$T_1(\theta) = \frac{h(\lambda_1) - \cos \theta}{\sin \theta}, \quad h_1(\lambda_1) = \frac{2\nu \nu \lambda_1 \cos \theta - \sigma}{g \operatorname{th} \lambda_1 H + \frac{\lambda_1 H}{\cos \theta}} \quad (37)$$

в областях  $0 \leq \theta \leq \pi/2$ ;  $\pi/2 \leq \theta \leq \pi$ . Пусть  $\theta_1^M$  - значение  $\theta \in (\pi/2, \pi)$ , при котором  $T_1(\theta)$  достигает экстремума, а  $\gamma_1'$  - острый угол, удовлетворяющий условию

$$-ctg \gamma_1' = T_1(\theta_1^M). \quad (38)$$

Тогда при  $0 \leq \gamma \leq \gamma_1'$  уравнение

$$-ctg \gamma = T_1(\theta) \quad (39)$$

имеет два корня  $\theta_1'$  и  $\theta_2'$ , причём  $\frac{\pi}{2} < \theta_1' < \theta_1^M < \theta_2' < \pi$ . Если  $\gamma$  возрастает от 0 до  $\gamma_1'$  то  $\theta_1'$  возрастает от  $\frac{\pi}{2}$  до  $\theta_1^M$ , а  $\theta_2'$  убывает от  $\pi$  до  $\theta_1^M$ . Аналогично, если  $\theta_2^M$  - значение  $\theta \in (0, \pi/2)$ , при котором  $T_1(\theta)$  достигает экстремума, а принадлежащий интервалу  $(\pi/2, \pi)$

"

угол  $\gamma_1'$  удовлетворяет уравнению

$$-ctg\gamma_1'' = T_1(\theta_2^M), \quad (40)$$

то для каждого  $\gamma$  из интервала  $\gamma_1'' < \gamma < \pi$ , уравнение (39) имеет два корня  $\theta_3'$  и  $\theta_4'$ , причём  $0 < \theta_3' < \theta_2^M < \theta_4' < \frac{\pi}{2}$ . Если  $\gamma$  возрастает от  $\gamma_1''$  до  $\pi$ , то  $\theta_3'$  убывает от  $\theta_2^M$  до 0, а  $\theta_4'$  возрастает от  $\theta_2^M$  до  $\frac{\pi}{2}$ .

При тех  $\gamma$ , для которых уравнение (39) имеет два корня, через  $\theta_1$  обозначим меньший из них, через  $\theta_2$  - больший. Следовательно,

$$\theta_1 = \begin{cases} \theta_1' \text{ при } 0 < \gamma < \gamma_1'; \\ \theta_3' \text{ при } \gamma_1'' < \gamma < \pi; \end{cases} \quad \theta_2 = \begin{cases} \theta_2' \text{ при } 0 < \gamma < \gamma_1'; \\ \theta_4' \text{ при } \gamma_1'' < \gamma < \pi. \end{cases} \quad (41)$$

В интервале  $\gamma_1' < \gamma < \gamma_1''$  уравнение (39) корней не имеет и соответствующий вклад в асимптотическую оценку интегралов (26) - (28) равен нулю.

Применяя рассмотренную процедуру для корня  $\lambda_2(\theta'')$ , построим функцию

$$T_2(\theta) = \frac{h(\lambda_2) - \cos\theta}{\sin\theta}, \quad h(\lambda_2) = \frac{2\nu \nu \lambda_2 \cos\theta - \sigma}{g \operatorname{th}\lambda_2 H + \frac{\lambda_2 H}{\cos\theta}}, \quad (42)$$

Её численный анализ показывает, что каждому значению  $\gamma \in (0, \pi)$  отвечает одно и только одно решение  $\theta_1''$  уравнения

$$-ctg\gamma = T_2(\theta), \quad (43)$$

на интервале  $(\pi, 2\pi)$ . При возрастании  $\gamma$  от 0 до  $\pi$ ,  $\theta_1''$  возрастает от  $\pi$  до  $2\pi$ . Поэтому асимптотическая оценка, соответствующая корню  $\lambda_2(\theta'')$  содержит одно слагаемое для всех  $\gamma \in (0, \pi)$ .

Положим теперь, что  $\tau > \xi$ . В этом случае всё изложенное выше остаётся в силе, но при этом интервал изменения  $\theta$  устанавливается таким

$$-\pi + \theta_0 < \theta < \pi - \theta_0, \quad \cos \theta_0 = \frac{\xi}{\tau}. \quad (44)$$

Учитывая приведённые соображения, выпишем асимптотику функции  $g_h(r, \gamma, z, \zeta)$  при  $r \rightarrow \infty$

$$g_h(r, \gamma, z, \zeta) \sim -\frac{i}{\sqrt{2\pi r}} \sum_{m,n} \frac{K_m(z, \zeta, \theta_n)}{\sqrt{|q^n(\theta_n)|}} \times \exp \left[ i\lambda_m r \cos(\theta_n - \gamma) + \frac{i\pi}{4} \operatorname{sign} q^n(\theta_n) \right] \quad (45)$$

Суммирование по индексу  $m$  – это суммирование по корням  $\lambda_1, \lambda_2$  трансцендентного уравнения (14), а суммирование по индексу  $n$  – это суммирование по корням уравнения (35). Функция  $q^n(\theta)$  определяется в стационарных точках, т.е. для значений  $\theta = \theta_0$ , которые являются корнями уравнения  $\frac{\partial}{\partial \theta} q[\theta, \gamma(\theta)] = 0$ .

Учитывая (29) и применяя метод множителей Лагранжа, можно получить значение функции  $q^n(\theta)$  в стационарной точке

$$q^n(\theta) = \left[ -\frac{\lambda(\theta)}{\cos(\theta - \gamma)} \right] \frac{d\gamma(\theta)}{d\theta}. \quad (46)$$

После несложных преобразований находим

$$g_h(r, \gamma, z, \zeta) \sim \frac{i}{\sqrt{2\pi r}} \sum_{n,m} \left\{ \frac{\lambda_m(\theta_n) \sin^2 \gamma}{\sin^2 \theta_n \left| \cos(\theta_n - \gamma) \frac{d\gamma(\theta_n)}{d\theta_n} \right|} \right\}^{\frac{1}{2}} S_m(\theta_n) \times \frac{\operatorname{ch} \lambda_m(z - H) \operatorname{ch} \lambda_m(\zeta - H)}{(\lambda_m H + \operatorname{sh} \lambda_m H \operatorname{ch} \lambda_m H)} \exp \left[ i\lambda_m r \cos(\theta_n - \gamma) + \frac{i\pi}{4} \operatorname{sign} q^n(\theta_n) \right], \quad (47)$$

$S_1(\theta) = \operatorname{sign} \cos \theta, \quad S_2(\theta) = -1.$

Используя найденное решение, получим асимптотику потенциала движущегося и пульсирующего источника, который расположен в точке  $(\xi, \eta, \zeta)$ . Пусть  $\rho$  – расстояние от точки  $(\xi, \eta, \zeta)$  расположения источника до точки наблюдения  $(x, y, z)$ . Очевидно, что в формулу (47) вместо радиуса  $r = \sqrt{x^2 + y^2}$  следует подставить величину  $\rho = \sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}$ .

Заметим, что

$$\begin{aligned} \rho^2 &= (x - \xi)^2 + (y - \eta)^2 = x^2 + y^2 - 2x\xi - 2y\eta + \xi^2 + \eta^2 = \\ &= r^2 \left( 1 - \frac{2\xi}{r} \cos \gamma - 2\frac{\eta}{r} \sin \gamma + \frac{\xi^2 + \eta^2}{r^2} \right). \end{aligned}$$

Отсюда имеем, что при  $r \rightarrow \infty$

$$\rho = r - \xi \cos \gamma - \eta \sin \gamma + O\left(\frac{\eta^2 + \xi^2}{r^2}\right). \quad (48)$$

Кроме того, поскольку

$$\frac{x - \xi}{\rho} = \cos \gamma_1,$$

то

$$\frac{x - \xi}{r - \xi \cos \gamma - \eta \sin \gamma} = \cos \gamma_1.$$

С другой стороны,  $\frac{x}{r} = \cos \gamma$ . Поэтому при  $r \rightarrow \infty$   $\cos \gamma_1 = \cos \gamma$ , таким образом  $\gamma_1 = \gamma$ .

Таким образом, предельный переход  $r \rightarrow \infty$  позволяет записать  $g_h(r, \gamma, z, \zeta, \eta, \xi)$  в виде

$$\begin{aligned}
 g_h(r, \gamma, z, \xi, \eta, \zeta) &\sim \frac{i}{\sqrt{2\pi r}} \sum_{n,m} \left\{ \frac{\lambda_m(\theta_n) \sin^2 \gamma}{\sin^2 \theta_n \left| \cos(\theta_n - \gamma) \frac{d\gamma(\theta_n)}{d\theta_n} \right|} \right\}^{\frac{1}{2}} S_m(\theta_n) \times \\
 &\times \frac{ch\lambda_m(z-H)ch\lambda_m(\zeta-H)}{(\lambda_m H + sh\lambda_m H ch\lambda_m H)} \exp[i\lambda_m r \cos(\theta_n - \gamma) - i\xi\lambda_m \cos\theta_n - i\eta\lambda_m \sin\theta_n + \\
 &+ \frac{i\pi}{4} \sin q''(\theta_n)].
 \end{aligned} \tag{49}$$

Полученное выражение асимптотики потенциала скоростей пульсирующего и движущего источника на мелководье может быть использовано для решения широкого класса гидродинамических задач о силах, которые действуют на судно при его движении на волнении по мелководью.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Сретенский Л.Н. Движение вибратора под поверхностью жидкости / В кн.: Труды Московского математического общества. Т.3. - М.: ГИТТЛ, 1954. - С.3-14.
2. Костюков А.А. Теория корабельных волн и волнового сопротивления. - Л.: Судпромгиз, 1959. - 311 с.
3. Федорюк М.В. Метод перевала. - М.: Наука, 1977. - 368 с.



УДК 629.12.532.5.073

**ПРАКТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ШИРИНЫ ПОЛОСЫ  
ДВИЖЕНИЯ ЗАДАННОЙ ОБЕСПЕЧЕННОСТИ, ЗАНИМАЕМОЙ  
СУДНОМ В УСЛОВИЯХ ВЕТРА И ВОЛНЕНИЯ**

**М. Б. Косой**

*Перечень обозначений*

*Главные размерения и характеристики судна*

$L$  – длина между перпендикулярами;

$B$  – ширина по действующую ватерлинию;

$S_y$  – площадь погруженной части диаметральной плоскости судна;

$\bar{x}_f = \frac{x_f}{L}$  – приведённая абсцисса центра тяжести площади КВЛ;

$m, J_z, \lambda_{11}, \lambda_{22}, \lambda_{26}, \lambda_{66}$  – масса, момент инерции относительно вертикальной оси и обобщённые присоединённые массы судна;

*Коэффициенты уравнений управляемости и характеристики движения судна*

$$m_{11} = \frac{2(m + \lambda_{11})}{\rho S_y L}; \quad m_{22} = \frac{2(m + \lambda_{22})}{\rho S_y L}; \quad m_{26} = \frac{2\lambda_{26}}{\rho S_y L^2}; \quad m_{66} = \frac{2(J_z + \lambda_{66})}{\rho S_y L^3}$$

$\rho, \rho_w$  – плотность морской воды и воздуха;

$u(t)$  – скорость хода;  $\varphi(t)$  – угол рыскания;

$\beta(t)$  – угол дрейфа;

$\Omega(t) = \dot{\varphi}(t)$  – угловая скорость рыскания судна;

$\omega(t) = \Omega \frac{L}{u}$  – относительная угловая скорость рыскания;

$\eta(t), \dot{\eta}(t)$  – относительное (в долях ширины судна) смещение судна в направлении поперечной оси и скорость этого смещения, соответственно;

$\bar{n}_y^\beta, \bar{m}_z^\beta$  – позиционные производные поперечной силы и момента рыскания на корпусе судна [3];

$\tilde{n}_y^\omega, \tilde{m}_z^\omega$  – вращательные производные поперечной силы и момента рыскания на корпусе судна [3];

$$n_s(t) = \frac{2N_s}{\rho u S_y}, \quad N_s - \text{суммарная возмущающая сила, вызванная}$$

ветром и волнением [2];

$$m_s(t) = \frac{2M_s}{\rho u S_y L}, \quad M_s - \text{суммарный возмущающий момент,}$$

вызванный ветром и волнением [2];

$B_n$  – ширина полосы движения судна (ширина ПДС).

В фундаментальной работе [1] рассматривается применение аппарата диффузионных Марковских процессов для анализа динамики систем порогового типа. Нормальное функционирование таких систем обеспечивается в случае, когда воздействующий на них случайный процесс, либо порождённый этим процессом характерный параметр системы не выходят за допустимые пределы. Динамическая система «судно – подходной канал» относится к системам порогового типа и для неё определяется вероятность первого достижения границы системы. Общая схема решения задачи о первом достижении границы марковским процессом, рассмотренная в [1], конкретизирована в [2] для случая, когда исследуется управляемое движение судна в горизонтальной плоскости при действии ветра и волнения. Движение судна с точностью до членов третьего порядка малости описывается приведённой впервые Г. В. Соболевым [3] системой двух линейных дифференциальных уравнений. Процессы силового воздействия ветра и волнения на движущееся судно можно считать стационарными однородными в широком смысле случайными процессами. Поэтому кинематические характеристики движения судна также являются случайными процессами. Система дифференциальных уравнений движения судна в горизонтальной плоскости, приведённая к безразмерному виду и дополненная двумя уравнениями связи между кинематическими характеристиками этого движения (курсовой угол  $\varphi$ , угол дрейфа  $\beta$  и поперечное смещение  $\eta$ ), имеет вид

$$\begin{cases} m_{22}\dot{\beta} + \bar{n}_y^\beta \beta - m_{26}\dot{\omega} - \bar{n}_y^\omega \omega + \bar{n}_y^\delta (\gamma_\varphi(\varphi_0 - \varphi) + \gamma_\omega(\omega_0 - \omega) + \gamma_\eta(\eta_0 - \eta)) = n_\beta; \\ -m_{26}\dot{\beta} - \bar{m}_z^\beta \beta + m_{66}\dot{\omega} - \bar{m}_z^\omega \omega + \bar{l}_p \bar{n}_y^\delta (\gamma_\varphi(\varphi_0 - \varphi) + \gamma_\omega(\omega_0 - \omega) + \gamma_\eta(\eta_0 - \eta)) = m_\beta; \\ \omega = \dot{\varphi}; \\ \varphi - \beta = \dot{\eta}. \end{cases} \quad (1)$$

Решением системы дифференциальных уравнений типа (1), согласно теореме Дуба [4], является многомерный марковский процесс. Этот процесс описывается совместной плотностью распределения вероятности значений случайных компонент. В случае, если

дифференциальная система является стохастической, то есть возмущающими являются процессы типа «белый шум» в строгом смысле, совместная плотность распределения вероятности случайных компонент удовлетворяет уравнению Фоккера-Планка-Колмогорова.

Система (1) не является стохастической, поскольку входящие процессы воздействия ветра и волнения не являются «белыми шумами». С помощью метода формирующих фильтров [5] систему дифференциальных уравнений (1) можно привести к системе стохастических дифференциальных уравнений. Этот метод состоит в замене случайных возмущающих функций, входящих в систему (1), функциями, которые являются результатами решения некоторых стохастических дифференциальных уравнений. Для этого следует, прежде всего, найти передаточные функции процессов воздействия ветра и морских волн на движущееся судно. Аэродинамические силы и моменты рекомендуется определять по результатам систематических продувок серии моделей надводной части судов в большой аэродинамической трубе ОНМУ [6]. Полные значения (сумму главной и дифракционной части) возмущающих сил и моментов удобно рассчитать по формулам [7] для математической модели тонкого либо удлиненного судна. Спектральная плотность скорости ветрового потока в северно-западной части Чёрного моря и в Одесском заливе может быть принята по результатам натурного эксперимента выполненного сотрудниками ОНМУ [8]. Для определения спектральной плотности морского волнения на упомянутой акватории Чёрного моря удобно использовать данные работы [9], полученные путём специальной обработки отчётных документов постов ГМС Одесского порта.

Спектральные плотности процессов ветрового и волнового воздействия на судно определяются по теореме Хинчина [5]. Далее, эти спектральные плотности аппроксимируются дробно-рациональными функциями. В общем, случайная функция с дробно-рациональной спектральной плотностью является решением стохастического дифференциального уравнения, техника построения которого описана в [2]. Поэтому можно заменить в уравнениях (1) известные случайные функции, характеризующие процессы воздействия на судно ветра и волн, неизвестными аргументными случайными функциями, которые являются решениями стохастических дифференциальных уравнений, сформированных по соответствующим дробно-рациональным аппроксимациям спектральных плотностей процессов ветрового и волнового воздействия на судно. Именно эти стохастические дифференциальные уравнения вводятся в исходную систему, которая при этом становится стохастической. Тогда система уравнений управляемости судна, расширенная за счёт введения дифференциальных уравнений преобразования белого шума в возмущающие силы и моменты, имеет вид

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{22}(\dot{\varphi} - \dot{\eta}) + \bar{n}_y^\beta (\varphi - \eta) - m_{26}\ddot{\varphi} - \bar{n}_y^\sigma \dot{\varphi} + \bar{n}_y^\delta (\gamma_\varphi \varphi + \gamma_\sigma \dot{\varphi} + \gamma_\eta \eta) - Q_1 u_n - F = 0; \\ -m_{26}(\dot{\varphi} - \dot{\eta}) - \bar{m}_z^\beta (\varphi - \eta) + m_{66}\ddot{\varphi} - \bar{m}_z^\sigma \dot{\varphi} + \bar{l}_p \bar{n}_y^\delta (\gamma_\varphi \varphi + \gamma_\sigma \dot{\varphi} + \gamma_\eta \eta) - Q_2 u_n - M = 0; \\ \sum_{j=0}^2 b_{mj} M^{(j)} = 2\sqrt{\pi D \alpha} a_m v; \\ \sum_{j=0}^4 b_{fj} F^{(j)} = 2\sqrt{\pi D \alpha} a_f v; \\ \sum_{j=0}^2 b_{uj} u_n^{(j)} = a_u v. \end{array} \right. \quad (2)$$

Здесь  $F, M$  – сила и момент соответственно, вызванные волнением,  $Q_1 u_n$  и  $Q_2 u_n$  – сила и момент, вызванные флуктуирующей составляющей скорости ветра  $u_n$ , выражения для  $Q_1$  и  $Q_2$  определяется в [2],  $D$  – дисперсия волнения,  $v$  – белый шум,  $a_m, a_f, a_u, b_{mj}, b_{fj}, b_{uj}$  – коэффициенты дробно-рациональных аппроксимаций спектров силы  $F$ , момента  $M$  и составляющей скорости ветра  $u_n$ , выполненных с достаточной точностью приближения. Для исследования системы дифференциальных уравнений удобно представить её в канонической форме Коши, то есть привести к системе уравнений первого порядка. Кроме того, при построении системы (2) в правых частях введённых уравнений могут, в общем случае, фигурировать дифференциальные операторы, действующие на белый шум. Так как процесс типа «белый шум» не дифференцируем, необходимо избавиться в правых частях уравнений от слагаемых, содержащих в качестве множителей производные белого шума. Техника преобразования системы дифференциальных уравнений к канонической форме Коши путём введения специальным образом подобранных дополнительных переменных позволяет избавиться от производных белого шума в канонизированной системе [4]. Система (3) после приведения к канонической форме имеет вид

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{X}_i(t) = \sum_{j=1}^{13} a_{ij} X_j(t) + q_i v_i(t), \quad i = 1 \div 13. \end{array} \right. \quad (3)$$

Здесь  $X_j(t)$  – компоненты векторного марковского процесса  $X(t)$ , причем  $X_{10}(t)$  – курсовой угол  $\varphi$ ,  $X_{11}(t)$  – угловая скорость вращения судна в основной плоскости  $\dot{\varphi}$ ,  $X_{12}(t)$  – поперечное перемещение судна

$\eta$ ,  $X_{13}(t)$  – скорость поперечного перемещения судна  $\dot{\eta}$ . Условие первого касания судном границ подходного канала описывается в этих обозначениях неравенством

$$A = \left( \frac{1}{2} - \bar{x}_f \right) |X_{10}(t)| + |X_{12}(t)| + \frac{B}{2L} \geq \frac{B_n}{2L}. \quad (4)$$

Учитывая геометрический и кинематический смысл параметров  $X_{10}(t)$ ,  $X_{11}(t)$ ,  $X_{12}(t)$ ,  $X_{13}(t)$  и опыт проводки судов по подходным каналам, на величины значений этих параметров накладываются следующие ограничения (5)

$$\begin{aligned} |X_{10}(t)| &\leq 0,4; & |X_{11}(t)| &\leq 0,1; \\ |X_{12}(t)| &< \frac{B_n - B}{2L} - \left( \frac{1}{2} - \bar{x}_f \right) |X_{10}(t)|; & |X_{13}(t)| &\leq 0,3. \end{aligned} \quad (5)$$

Решением системы (2) является 13-мерный Марковский процесс, плотность распределения которого удовлетворяет уравнению Фоккера-Планка-Колмогорова с начальными и граничными условиями [2]

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial t} p(\bar{X}, t) = - \sum_j^{13} \frac{\partial}{\partial X_j} [\alpha_j(t) p(\bar{X}, t)] + \frac{1}{2} \sum_{g,h}^{13} \frac{\partial^2}{\partial X_g \partial X_h} [\beta_{gh}(t) p(\bar{X}, t)], \\ p(\bar{X}, t_0) = \prod_i^{13} \delta(X_i(t) - X_i^0); \\ p(\bar{X}, t) = \prod_i^{13} \delta(X_i(t) - X_i^r(t)). \end{cases} \quad (6)$$

где  $\alpha_j(t)$  и  $\beta_{gh}(t)$  – коэффициенты сноса и диффузии процесса  $X(t)$ . Вероятностный смысл коэффициентов  $\alpha_j(t)$  – это математические ожидания параметров  $X_j(t)$ , т. е.  $\alpha_j(t) = M(X_j(t))$ . Функции  $\alpha_j(t)$  определяются из решения задачи Коши, система дифференциальных уравнений которой получается, если приравнять математические ожидания левой и правой частей уравнений системы (3), воспользовавшись свойством перестановочности операций дифференцирования и взятия математического ожидания случайного процесса

$$\begin{cases} \dot{\alpha}_i(t) = \sum_{k=1}^{13} a_{ik} \alpha_k(t), & i = 1 \div N; \\ \alpha_i(t_0) = M(X_i(t_0)). \end{cases} \quad (7)$$

Начальные условия для этой системы устанавливаются следующим образом. Математические ожидания величин  $F$ ,  $M$  и  $u_n$ , согласно [8] и [9], принимаются равными нулю. Более того, поскольку эти величины рассматриваются как стационарные случайные процессы, то математические ожидания их производных также равны нулю. Математические ожидания параметров  $\eta$ ,  $\dot{\eta}$  и  $\dot{\phi}$  равны нулю, поскольку это является необходимым условием поступательного движения судна по заданному курсу. Математическое ожидание параметра  $\varphi$  рассчитывается, из детерминированной задачи (1), где в качестве возмущающего воздействия следует принять постоянную силу, вызванную ветром со скоростью, равной средней скорости ветрового потока. Параметры  $\beta_{gh}(t)$  – это совместные корреляции центрированных  $g$ -ой и  $h$ -ой компонент вектора  $\bar{X}$  в момент времени  $t$ , то есть  $\beta_{gh}(t) = M((X_g(t) - \alpha_g(t))(X_h(t) - \alpha_h(t)))$ . Аналогично определяется задача Коши для функций  $\beta_{gh}(t)$

$$\begin{cases} \dot{\beta}_{gh}(t) = \sum_{k=1}^{13} a_{gk} \beta_{hk}(t) + \sum_{k=1}^{13} a_{hk} \beta_{gk}(t) + q_g q_h, & g, h = \overline{1,13}; \\ \beta_{gh}(t_0) = M((X_g(t_0) - \alpha_g(t_0))(X_h(t_0) - \alpha_h(t_0))). \end{cases} \quad (8)$$

Начальные значения  $\beta_{gh}(t_0)$  можно положить равными нулю, если значения параметров  $X_j(t)$  в начальный момент времени  $t_0$  точно известны. Вообще значения не всех компонент вектора  $X(t)$  удастся определить в начальный момент времени  $t_0$ . Например, сложно определить в начальный момент времени силы и моменты ветрового и волнового воздействия, тем более что система (3) содержит параметры, физический смысл которых установить сложно. В этом случае начальные условия для системы (8) определяются интегрированием произведений частотных характеристик  $W^g(\sigma)W^h(\sigma)$   $g$ -ой и  $h$ -ой компонент вектора  $X(t)$  по бесконечным пределам [4], [5]. Переписывая систему (3) в операторной форме, получим простые соотношения между частотными характеристиками компонент вектора  $X(t)$ .

$$\left\{ sW^i(s) = \sum_{k=1}^{13} a_{ik} W^k(s) + q_i, \quad i = 1 \div 13. \right. \quad (9)$$

Учитывая, что выражения частотных характеристик функций для  $F$ ,  $M$  и  $u_n$  известны, после несложных преобразований легко найти выражения частотных характеристик всех параметров  $X_j(t)$ .

Решение поставленной задачи существенно упрощается, если учесть тот факт, что линейное преобразование процесса типа «белый шум» является также нормальным процессом. Поэтому многомерная плотность распределения процесса  $X(t)$  изменяется по нормальному закону, определяющими параметрами которого являются вектор математических ожиданий  $A(t)$  и матрица корреляций  $B(t)$  компонент вектора  $X(t)$ .

$$p(X(t)) = \left[ \sqrt{(2\pi)^n D(t)} \right]^{-1} \times \exp \left\{ -\frac{1}{2} \sum_{i,j=1}^{13} D_{ij}(t) \frac{(a_i(t) - X_i(t))(a_j(t) - X_j(t))}{\sigma_i(t)\sigma_j(t)} \right\}. \quad (10)$$

Здесь  $D(t)$  – определитель матрицы  $B(t)$ ,  $D_{ij}(t)$  – алгебраическое дополнение элемента  $\beta_{ij}(t)$ ,  $\sigma_i = \sqrt{\beta_{ii}}$  – среднеквадратическое отклонение процесса  $X_i(t)$ . Чтобы определить плотность распределения вероятности (10) процесса  $X(t)$ , достаточно решить задачи (7) и (8).

В качестве примера, иллюстрирующего эффективность описанного метода, была решена задача управляемости судна, характеристики которого были взяты из приложения в [4], пример 1. Значения параметров ветра и волнения, скорость судна, а также значения коэффициентов регулирования авторулевым  $\gamma_\varphi$ ,  $\gamma_\omega$  и  $\gamma_\eta$ , выбирались таким образом, чтобы соблюдалось требование устойчивости матриц систем (7) и (8). В этом случае решением задач (7) и (8) были быстро сходящиеся по времени функции  $\alpha_i(t) \xrightarrow{t \rightarrow \infty} 0$  и  $\beta_{gh}(t) \xrightarrow{t \rightarrow \infty} \beta_{gh}$ , то есть имеет смысл рассматривать финальную вероятность

$$p(X) = \left[ \sqrt{(2\pi)^n D} \right]^{-1} \times \exp \left\{ -\frac{1}{2} \sum_{i,j=1}^{13} D_{ij} \frac{X_i X_j}{\sigma_i \sigma_j} \right\}, \quad (11)$$

а сам векторный процесс  $X$  считать стационарным случайным процессом с нулевым математическим ожиданием. Малость значений

дисперсий компонент  $X_{11}$  и  $X_{13}$  (порядка  $10^{-5}$ ) позволяет записать ограничения (5) в виде

$$|X_{10}| \leq 0,4; \quad |X_{12}| < B_n - \left( \frac{1}{2} - \bar{x}_f \right) 0,4 - \frac{B}{2L}. \quad (12)$$

Для того чтобы получить двумерную плотность распределения  $p(X_{10}, X_{12})$ , многомерную плотность распределения (11) необходимо проинтегрировать по всем компонентам, отличным от  $X_{10}$  и  $X_{12}$  по бесконечным пределам.

$$\int_{-\infty}^{\infty} \dots \int_{-\infty}^{\infty} \exp \left\{ -\frac{1}{2} \left[ \sum_{i=1}^{13} D_{ii} X_i^2 + \sum_{g=1}^{12} \sum_{h=g+1}^{13} D_{gh} X_g X_h \right] \right\} \prod_{\substack{k=1 \\ k \neq 10 \\ k \neq 12}}^{13} dX_k. \quad (13)$$

Процесс интегрирования легко сделать рекурсивным и провести аналитически. Представим (13) следующем виде

$$\int_{-\infty}^{\infty} \dots \int_{-\infty}^{\infty} \left[ \int_{-\infty}^{\infty} \exp \left\{ -\frac{1}{2} \left[ D_{11} X_1^2 + \sum_{h=2}^{13} D_{1h} X_1 X_h \right] \right\} dX_1 \right] \times \\ \times \exp \left\{ -\frac{1}{2} \left[ \sum_{i=2}^{13} D_{ii} X_i^2 + \sum_{g=2}^{12} \sum_{h=g+1}^{13} D_{gh} X_g X_h \right] \right\} \prod_{\substack{k=2 \\ k \neq 10 \\ k \neq 12}}^{13} dX_k, \quad (14)$$

то есть явно выделим интеграл по переменной  $X_1$ . Рассмотрим интеграл вида  $I = \int_{-\infty}^{\infty} \exp \{ -AX^2 + BX \} dX$ , потому что именно такую структуру имеет первый вложенный в (14) интеграл. При  $A > 0$  первообразная подынтегральной функции равна

$$\frac{\sqrt{\pi}}{2\sqrt{A}} \exp \left\{ \frac{B^2}{4A} \right\} \operatorname{Erf} \left\{ \frac{2AX \pm B}{2\sqrt{A}} \right\}. \quad (15)$$

При  $X \rightarrow \pm\infty$  выражение (15) стремится к  $\pm 1$ , поэтому интеграл  $I$  равен



$$\frac{\sqrt{\pi}}{\sqrt{A}} \exp\left\{\frac{B^2}{4A}\right\}.$$

Подставляя вместо  $A - \frac{1}{2}D_{11}$ , вместо  $B - \sum_{k=2}^{13} D_{1k} X_k$  и вместо  $X - X_1$ , в (14), получим, что внутренний интеграл будет равен

$$\frac{\sqrt{2\pi}}{\sqrt{D_{11}}} \exp\left\{\frac{\left(\sum_{k=2}^{13} D_{1k} X_k\right)^2}{2D_{11}}\right\}.$$

Складывая показатель экспоненты этого интеграла с показателем второй экспоненты в интеграле (14) имеем интеграл

$$\frac{\sqrt{2\pi}}{\sqrt{D_{11}}} \int_{-\infty}^{\infty} \dots \int_{-\infty}^{\infty} \exp\left\{-\frac{1}{2}\left[\sum_{i=2}^{13} D_{ii} X_i^2 + \sum_{g=2}^{12} \sum_{h=g+1}^{13} D_{gh} X_g X_h\right]\right\} \prod_{\substack{k=2 \\ k \neq 10 \\ k \neq 12}}^{13} dX_k, \quad (16)$$

то есть интеграл типа (14). Проводя таким образом последовательное интегрирование, используя на каждом шаге его предыдущий результат, находим двумерную плотность распределения вероятности параметров  $X_{10}$  и  $X_{12}$

$$p(X_{10}, X_{12}) = \frac{(2\pi)^2}{\prod_{\substack{i=1 \\ i \neq 10 \\ i \neq 12}}^N D_{ii}} D^{-\frac{1}{2}} \exp\left\{-\frac{1}{2}\left[\sum_{j=10,12} D_{jj} X_j^2 + \sum_{g=10,12} \sum_{\substack{h=10,12 \\ h \neq g}} D_{gh} X_g X_h\right]\right\}. \quad (17)$$

Теперь необходимо найти вероятность события, определённого неравенствами (12). Вероятность события  $P(|X_{10}| < a, |X_{12}| < b)$  можно вычислить из плотности распределения вероятности (17) по следующей формуле

$$\begin{aligned}
 P(|X_{10}| < a, |X_{12}| < b) = & 1 - \left[ \int_{-\infty}^{-a} p(X_{10}) dX_{10} + \int_a^{\infty} p(X_{10}) dX_{10} + \int_{-\infty}^{-b} p(X_{12}) dX_{12} + \int_b^{\infty} p(X_{12}) dX_{12} \right. \\
 & - \int_{-\infty}^{-a} \left( \int_{-\infty}^{-b} p(X_{10}, X_{12}) dX_{12} + \int_b^{\infty} p(X_{10}, X_{12}) dX_{12} \right) dX_{10} - \\
 & \left. - \int_a^{\infty} \left( \int_{-\infty}^{-b} p(X_{10}, X_{12}) dX_{12} + \int_b^{\infty} p(X_{10}, X_{12}) dX_{12} \right) dX_{10} \right], \quad (18)
 \end{aligned}$$

где  $p(X_{10})$  и  $p(X_{12})$  плотности распределения компонент  $X_{10}$  и  $X_{12}$ , полученные интегрированием (17) по переменным  $X_{12}$  и  $X_{10}$  соответственно.

В работе [2] описана методика оценки вероятности события (13) с помощью неравенства Чебышева. Решение задач (7) и (8) позволяет сразу определить обеспеченность  $\bar{P}$  невышшения ширины полосы движения судна, задавшись её величиной  $B_n$

$$\begin{aligned}
 \bar{P} \left( \left| \left( \frac{1}{2} - \bar{x}_f \right) X_{10} + X_{12} \right| \geq \frac{|B_n - B|}{2L} \right) < \\
 < 4L^2 \frac{\left( \frac{1}{2} - \bar{x}_f \right)^2 \beta_{10,10} + 2 \left( \frac{1}{2} - \bar{x}_f \right) \beta_{10,12} + \beta_{12,12}}{(B_n - B)^2}. \quad (19)
 \end{aligned}$$

Можно также определить минимальную ширину полосы движения судна, которая не будет превышена с заданной вероятностью  $P$

$$B_n \geq 2L \sqrt{\frac{\left( \frac{1}{2} - \bar{x}_f \right)^2 \beta_{10,10} + 2 \left( \frac{1}{2} - \bar{x}_f \right) \beta_{10,12} + \beta_{12,12}}{\left( 1 - P \left( \left| \left( \frac{1}{2} - \bar{x}_f \right) X_{10} + X_{10} \right| < \frac{|B_n - B|}{2L} \right) \right)}} + B. \quad (20)$$

В таблице представлены следующие результаты. Для заданных сочетаний скорости хода судна, направления и скорости ветра, интенсивности волнения приведены значения ширины полосы движения 5% обеспеченности. В каждом варианте даны два значения ширины полосы движения 5% обеспеченности. Большие по величине значения вычислены из неравенства Чебышева (20), а уточнённые значения – по результатам полного решения вероятностной задачи.

Таблица. Результат расчёта ширины полосы движения судна

скорость ветра V, уз (м/с)	высота волны H, м	скорость судна 4 уз (2,058 м/с)		скорость судна 6 уз (3,087 м/с)		скорость судна 8 уз (4,116 м/с)	
		безопасная ширина канала 5% обеспечения	безопасная ширина канала 5% обеспечения	безопасная ширина канала 5% обеспечения	безопасная ширина канала 5% обеспечения	безопасная ширина канала 5% обеспечения	безопасная ширина канала 5% обеспечения
Направление ветра 30°							
3 (1,543)	0,21	1,456	1,062	1,376	1,008	1,34	1
6 (3,087)	0,5	1,894	1,28	1,984	1,27	1,962	1,258
10 (5,144)	0,94	1,916	1,314	2,372	1,328	2,528	1,392
16 (8,231)	1,7	4,816	2,292	2,274	1,41	2,92	1,572
21 (10,803)	2,38			2,236	1,478	2,832	1,55
27 (13,89)	3,26			18,064	6,598	2,4074	1,574
33 (16,977)	4,19					5,454	2,486
Направление ветра 60°							
3 (1,543)	0,21	1,094	1,002	1,08	1,006	1,098	1,014
6 (3,087)	0,5	1,044	1	1,35	1,054	1,478	1,03
10 (5,144)	0,94	2,334	1,39	1,398	1,1	1,478	1,086
16 (8,231)	1,7			2,956	1,644	1,58	1,428
21 (10,803)	2,38			15,76	5,674	2,868	1,52
27 (13,89)	3,26					11,686	4,372
Направление ветра 90°							
3 (1,543)	0,21	2,878	1,472	2,924	1,476	2,956	1,49
6 (3,087)	0,5	2,556	1,448	3,484	1,68	3,908	1,804
10 (5,144)	0,94	5,274	2,39	2,818	1,556	3,994	1,868
16 (8,231)	1,7			7	2,956	2,74	1,578
21 (10,803)	2,38			30,674	10,438	6,2	2,704
27 (13,89)	3,26					24,754	8,556

## ЛИТЕРАТУРА

1. Воробьёв Ю.Л., Постан М.Я. К проблеме определения безопасных габаритов подходных каналов к акваториям морских портов // Вісник ОНМУ: Зб. наук. праць. – Одеса: ОДМУ, 2000. – Вип. 5. – С. 3-16.
2. Косой М.Б. Вероятность сохранения фиксированной ширины полосы движения судна при действии ветра и волнения // Вісник ОНМУ: Зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2004. – Вип. 13. – С. 23-42.
3. Соболев Г.В. Управляемость корабля и автоматизация судовождения. – Л.: Судостроение, 1976. – 480 с.
4. Пугачёв В.С., Синицын И.Н. Теория стохастических систем. – М.: Логос, 2000. – 1000 с.
5. Некрасов В.А. Вероятностные задачи мореходности судов. – Л.: Судостроение, 1978. – 304 с.
6. Косой М.Б. Методика расчёта аэродинамических характеристик надводной части корпуса транспортных судов // Вісник ОНМУ: Зб. наук. праць. – Одеса, 2003. – Вип. 11. – С. 90-106.
7. Воробьёв Ю.Л. Гидродинамика судна в стеснённом фарватере. – СПб.: Судостроение, 1992. – 224 с.
8. Воробьёв Ю.Л., Косой М.Б. Спектральные характеристики ветра в Одесском заливе // Вісник ОНМУ: Зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2002. – Вип. 9. – С. 3-18.
9. Воробьёв Ю.Л., Косой М.Б., Романадзе Д.Д. Спектральные характеристики морского волнения в районе одесского залива // Вісник ОНМУ: Зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2002. – Вип. 8. – С. 24-38.

УДК 629.123:523

## ПЛОСКАЯ ЗАДАЧА ДИФРАКЦИИ ВОЛН НА ПРЯМОУГОЛЬНОМ ШПАНГОУТНОМ КОНТУРЕ

М.В. Дрига

Прямоугольная форма корпуса характерна для плавучих объектов понтонного типа, имеющих вертикальные борта и плоское днище. Специфика формы понтонного плавучего объекта, образованного совокупностью вертикальных и горизонтальных плоскостей, пересекающихся под прямым углом, открывает хорошие возможности для использования при решении задач гидродинамической теории метода интегральных преобразований [1].

Пусть шпангоутный контур шириной  $B$  и осадкой  $T$ , оставаясь неподвижным, плавает на свободной поверхности идеальной, тяжёлой жидкости неограниченной глубины.

Горизонтальную ось  $Oy$  прямоугольной системы координат совместим с невозмущённой свободной поверхностью и направим вправо, ось  $Oz$  - вертикально вниз, а начало  $O$  системы координат разместим на пересечении диаметральной линии и ватерлинии шпангоута. Потенциал скоростей набегающего волнения малой амплитуды задан в виде

$$\Phi_0(y, z, t) = \Phi_{0c}(y, z) \cos \sigma t + \Phi_{0s}(y, z) \sin \sigma t;$$

$$\Phi_{0c} = \frac{gr_0}{\sigma} e^{-kz} \sin ky; \quad \Phi_{0s} = -\frac{gr_0}{\sigma} e^{-kz} \cos ky, \quad (1)$$

где  $r_0; \sigma$  - амплитуда и круговая частота волнения соответственно;  $k = \frac{\sigma^2}{g}$  - волновое число.

Потенциал дифрагированного волнового движения  $\Phi(y, z, t)$  представим аналогично (1) в виде

$$\Phi(y, z, t) = \Phi_c(y, z) \cos \sigma t + \Phi_s(y, z) \sin \sigma t. \quad (2)$$

Амплитуды синусной  $\Phi_s(y, z)$  и косинусной  $\Phi_c(y, z)$  составляющих должны удовлетворять следующей дифференциальной системе:

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}\right)\Phi_{c,s}(y,z) = 0; \quad |y| > \frac{B}{2}; 0 \leq z < \infty; \quad |y| < \frac{B}{2}; T \leq z < \infty; \quad (3)$$

$$\left(\frac{\partial}{\partial z} + k\right)\Phi_{c,s}(y,0) = 0, \quad |y| > \frac{B}{2}; \quad (4)$$

$$\lim_{z \rightarrow \infty} \text{grad}\Phi_{c,s}(y,z) = 0, \quad |y| < \infty; \quad (5)$$

$$\frac{\partial\Phi_{c,s}}{\partial z} = -\frac{\partial\Phi_{0c,s}}{\partial z}, \quad |y| \leq \frac{B}{2}; \quad z = T; \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial y}\Phi_{c,s}\left(\pm\frac{B}{2}, z\right) = -\frac{\partial}{\partial y}\Phi_{0c,s}\left(\pm\frac{B}{2}, z\right), \quad 0 \leq z \leq T.$$

Система (3)-(6) дополняется принципом излучения, согласно которому дифракционные волны расходятся в обе стороны от контура.

Область, занятую жидкостью, условно разделим на две зоны: внутреннюю ( $|y| < \frac{B}{2}; T \leq z < \infty$ ) и внешнюю ( $|y| > \frac{B}{2}; 0 \leq z \leq \infty$ ).

Потенциалы  $\Phi^e, \Phi^i$  определяются отдельно во внешней и внутренней зонах и полученные решения «склеиваются» на вертикальной границе зон. Операция «склеивания» заключается в приравнении значений потенциалов и их нормальных производных на вертикалях  $y = \pm\frac{B}{2}$ .

Представим потенциалы во внутренней зоне  $\Phi_{c,s}^i$  в виде суммы.

$$\Phi_{c,s}^i = \Phi_{c,s}^{(1)}(y,z) + \Phi_{c,s}^{(2)}(y,z). \quad (7)$$

Амплитуды синусной и косинусной составляющих потенциалов  $\Phi_{c,s}^{(1)}(y,z)$  во внутренней зоне удовлетворяют следующим условиям:

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}\right)\Phi_{c,s}^{(1)}(y,z) = 0; \quad |y| < \frac{B}{2}; T \leq z < \infty; \quad (8)$$

$$\frac{\partial\Phi_s^{(1)}}{\partial z} = -\sigma r_0 e^{-kz} \cos ky; \quad |y| < \frac{B}{2}; \quad (9)$$

$$\frac{\partial\Phi_c^{(1)}}{\partial z} = \sigma r_0 e^{-kz} \sin ky, \quad |y| < \frac{B}{2};$$

$$\lim_{z \rightarrow \infty} \text{grad} \Phi_{c,s}^{(1)}(y, z) = 0, \quad |y| < \frac{B}{2}. \quad (10)$$

Для определения потенциала  $\Phi_c^{(1)}(y, z)$  введём новые переменные и примем следующие обозначения:

$$\eta = \frac{2\pi y}{B}; \quad \zeta = \frac{2\pi(z-T)}{B}; \quad \alpha = \frac{kB}{2\pi}; \quad E = e^{-kT}; \quad \varphi(\eta, \zeta) = \frac{2\pi \Phi_c^{(1)}(y, z)}{B}.$$

При этом  $\eta \in [-\pi; \pi]$ ;  $\zeta_1 \in [0; \infty)$ ;  $\alpha, E$  – константы.

Тогда задача (8)-(10) примет вид

$$\left( \frac{\partial^2}{\partial \eta^2} + \frac{\partial^2}{\partial \zeta_1^2} \right) \varphi(\eta, \zeta) = 0, \quad -\pi \leq \eta \leq \pi; \quad (11)$$

$$\begin{aligned} \varphi(-\pi, \zeta) = \varphi(\pi, \zeta) = 0; \quad \frac{\partial}{\partial \zeta} \varphi(\eta, 0) = \sigma r_0 E \sin \alpha \eta; \\ \lim_{\zeta_1 \rightarrow \infty} \text{grad} \varphi(\eta, \zeta) = 0. \end{aligned} \quad (12)$$

Разложим правую часть второго выражения (12) в ряд Фурье по синусам

$$\sigma r_0 E \sin \alpha \eta = \sigma r_0 E \frac{2 \sin \alpha \pi}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n n \sin(n\eta)}{\alpha^2 - n^2}. \quad (13)$$

Функцию  $\varphi(\eta, \zeta)$  будем искать в виде

$$\varphi(\eta, \zeta) = \sum_{n=1}^{\infty} C_n \sin(n\eta) \exp(-n\zeta), \quad (14)$$

откуда

$$\left. \frac{\partial \varphi(\eta, \zeta)}{\partial \zeta} \right|_{\zeta=0} = \left[ - \sum_{n=1}^{\infty} n C_n \sin(n\eta) \exp(-n\zeta) \right]_{\zeta=0} = - \sum_{n=1}^{\infty} n C_n \sin(n\eta). \quad (15)$$

Из сравнения формул (13) и (15) определим константы ряда (14)

$$C_n = - \frac{2\sigma r_0 E}{\pi} \sin(\alpha \pi) \frac{(-1)^n}{\alpha^2 - n^2}. \quad (16)$$

Следовательно,

$$\varphi(\eta, \zeta) = -\frac{2\sigma r_0 E}{\pi} \sin(\alpha\pi) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{\alpha^2 - n^2} \sin(n\eta) \exp(-n\zeta) \quad (17)$$

$$\begin{aligned} & \Phi_c^{(1)}(y, z) = \\ & = -\frac{B}{2\pi} \frac{2\sigma r_0 e^{-kT}}{\pi} \sin\left(\frac{kB}{2}\right) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{\frac{k^2 B^2}{4\pi^2} - n^2} \sin\left(\frac{2\pi ny}{B}\right) \exp\left(-\frac{2\pi n(z-T)}{B}\right) \quad (18) \end{aligned}$$

Данная функция обращаются в 0 при  $y = \pm \frac{B}{2}$ .

Из (18) находим

$$\begin{aligned} f_c(z) &= \left. \frac{\partial \Phi_c^{(1)}}{\partial y} \right|_{y=\pm \frac{B}{2}} = \\ &= -\frac{2\sigma r_0 e^{-kT}}{\pi} \sin\left(\frac{kB}{2}\right) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{n}{\frac{k^2 B^2}{4\pi^2} - n^2} \exp\left(-\frac{2\pi n(z-T)}{B}\right), z \in (T; \infty). \quad (19) \end{aligned}$$

Выполним описанную выше процедуру для функции  $\Phi_s^{(1)}$ .

Введём новые переменные и обозначения

$$\eta = \frac{2\pi y}{B}; \quad \zeta = \frac{2\pi(z-T)}{B}; \quad \alpha = \frac{kB}{2\pi}; \quad E = e^{-kT},$$

$$\varphi(\eta, \zeta) = \frac{2\pi \Phi_s^{(1)}(y, z)}{B}.$$

Задача (8)-(10) примет вид

$$\left( \frac{\partial^2}{\partial \eta^2} + \frac{\partial^2}{\partial \zeta^2} \right) \varphi(\eta, \zeta) = 0, \quad -\pi \leq \eta \leq \pi; \quad (20)$$



$$\frac{\partial}{\partial \zeta} \varphi(\eta, 0) = -\sigma r_0 E \cos(\alpha \eta); \lim_{\zeta \rightarrow \infty} \text{grad} \varphi(\eta, \zeta) = 0. \quad (21)$$

Разложим правую часть первого выражения (21) в ряд Фурье по косинусам

$$-\sigma r_0 E \cos(\alpha \eta) = -\sigma r_0 E \frac{2\alpha \sin(\alpha \pi)}{\pi} \left( \frac{1}{2\alpha^2} + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(n\eta)(-1)^n}{\alpha^2 - n^2} \right). \quad (22)$$

В этом разложении постоянную  $-\sigma r_0 E \frac{\sin(\alpha \pi)}{\alpha \pi}$  можно в свою очередь представить в виде

$$-\frac{\sigma r_0 E \sin(\alpha \pi)}{\alpha \pi} = -\frac{4\sigma r_0 E \sin(\alpha \pi)}{\alpha \pi^2} \sum_{l=1}^{\infty} \frac{\sin(2l-1)\eta}{2l-1}. \quad (23)$$

Функцию  $\varphi(\eta, \zeta_1)$  ищем в виде

$$\varphi(\eta, \zeta) = \sum_{m=1}^{\infty} D_m \sin(m\eta) \exp(-m\zeta) + \sum_{n=1}^{\infty} C_n \cos(n\eta) \exp(-n\zeta) \quad (24)$$

Частная производная  $\left. \frac{\partial \varphi}{\partial \zeta} \right|_{\zeta=0}$  имеет вид

$$\left. \frac{\partial \varphi}{\partial \zeta} \right|_{\zeta=0} = -\sum_{m=1}^{\infty} m D_m \sin(n\eta) - \sum_{n=1}^{\infty} n C_n \cos(n\eta). \quad (25)$$

Сравнивая формулы (22), (23) и (25), определяем неизвестные константы в уравнении (25)

$$D_{2l} = 0; D_{2l-1} = \frac{4\sigma r_0 E \sin(\alpha \pi)}{\pi^2 \alpha (2l-1)^2}; C_n = \frac{2\sigma r_0 E \alpha \sin(\alpha \pi)}{\pi n} \cdot \frac{(-1)^n}{\alpha^2 - n^2}.$$

Следовательно,

$$\begin{aligned} \varphi(\eta, \zeta_1) = & \frac{4\sigma r_0 E \sin(\alpha\pi)}{\pi^2 \alpha} \sum_{l=1}^{\infty} \frac{\sin(2l-1)\eta \exp(-(2l-1)\zeta_1)}{(2l-1)^2} + \\ & + \frac{2\sigma r_0 E \alpha \sin(\alpha\pi)}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos(n\eta)}{n} \cdot \frac{(-1)^n}{\alpha^2 - n^2} \exp(-n\zeta_1), \end{aligned} \quad (26)$$

$$\begin{aligned} \Phi_s^{(1)} = & \frac{4\sigma r_0 e^{-kT} \sin\left(\frac{kB}{2}\right)}{\pi^2 k} \sum_{l=1}^{\infty} \frac{\sin(2l-1) \frac{2\pi y}{B}}{(2l-1)^2} \exp\left(- (2l-1) \frac{2\pi}{B} (z-T)\right) + \\ & + \frac{\sigma r_0 e^{-kT} kB^2 \sin\left(\frac{kB}{2}\right)}{2\pi^3} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\cos\left(\frac{2\pi ny}{B}\right)}{n} \cdot \frac{(-1)^n}{\frac{k^2 B^2}{4\pi^2} - n^2} \exp\left(-n \frac{2\pi}{B} (z-T)\right). \end{aligned} \quad (27)$$

Из (27) следует

$$f_s(z) = \left. \frac{\partial \Phi_s^{(1)}}{\partial y} \right|_{y=\pm \frac{B}{2}} = \quad (28)$$

$$= \frac{8\sigma r_0 e^{-kT} \sin\left(\frac{kB}{2}\right)}{\pi B k} \sum_{l=1}^{\infty} \frac{-1}{(2l-1)} \exp\left(- (2l-1) \frac{2\pi}{B} (z-T)\right), \quad z \in (T; \infty).$$

Теперь найдём значения потенциалов во внешней зоне  $\Phi_{c,s}^e$  [2].

Эти функции должны удовлетворять следующей краевой задаче:

$$\left( \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) \Phi_{c,s}^e(y, z) = 0, \quad |y| > \frac{B}{2}; 0 \leq z < \infty; \quad (29)$$

$$\left( \frac{\partial}{\partial z} + k \right) \Phi_{c,s}^e(y, z) = 0, \quad |y| > \frac{B}{2}; \quad (30)$$

$$\frac{\partial \Phi_{c,s}^e}{\partial y} \left( \pm \frac{B}{2}, z \right) = - \frac{\partial \Phi_{0c}}{\partial z}, \quad 0 \leq z \leq T;$$

$$\frac{\partial \Phi_{c,s}^e}{\partial y} \left( \pm \frac{B}{2}, z \right) = f_{c,s}(z), \quad T < z < \infty, \quad \text{где } f_{c,s}(z) = \frac{\partial}{\partial y} \Phi_{c,s}^{(1)}. \quad (31)$$

$$\lim_{z \rightarrow \infty} \text{grad} \Phi_{c,s}^e(y, z) = 0 \quad (32)$$

Система (29)-(32) дополняется принципом излучения.

Начнём с  $\Phi_c^e$  для значений  $y > \frac{B}{2}$ .

Введём новую координату  $\eta = y - \frac{B}{2}$  и разложим потенциал  $\Phi_c^e$  в интеграл Фурье-Митчеля

$$\Phi_c^e(\eta, z) = \int_0^{\infty} g_c(\eta, \mu) \varphi(z, \mu) \frac{\mu^2 d\mu}{k^2 + \mu^2} + \Gamma_c(\eta) \exp(-kz), \quad (33)$$

где  $k = \frac{\sigma^2}{g}$ ;  $\varphi(z, \mu) = \cos \mu z + \frac{k}{\mu} \sin \mu z$ .

Формулы обращения имеют вид

$$g_c(\eta, \mu) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} \varphi(z, \mu) \Phi_c^e(\eta, z) dz; \quad \Gamma_c(\eta) = 2k \int_0^{\infty} \exp(-kz) \Phi_c^e(\eta, z) dz \quad (34)$$

Учитывая гармоничность потенциала  $\Phi_c^e(\eta, z)$  и ортогональность функций  $\varphi(z, \mu)$  и  $\exp(-kz)$ , получаем

$$\left( \frac{\partial^2}{\partial \eta^2} + k^2 \right) \Gamma_c(\eta) = 0; \quad \left( \frac{\partial^2}{\partial \eta^2} - \mu^2 \right) g_c(\eta, \mu) = 0$$

Функцию  $g_c(\eta, \mu)$  будем искать в виде

$$g_c(\eta, \mu) = A \exp(-\mu\eta) + B \exp(\mu\eta). \quad (35)$$

Для того, чтобы  $g_c(\eta, \mu)$  затухала при  $\eta \rightarrow \infty$ , полагаем  $B=0$ . Из (35) следует, что

$$g_c(\eta, \mu) = A \exp(-\mu\eta); \quad \frac{\partial}{\partial \eta} g_c(\eta, \mu) = -A_c \mu \exp(-\mu\eta). \quad (36)$$

Продифференцировав первое выражение из (34) по  $\eta$ , приравняем полученное значение и (35), при  $\eta = 0$  получим

$$A_c = -\frac{2}{\mu\pi} \int_0^{\infty} \varphi(z, \mu) f_c(z) dz \quad (37)$$

Учитывая, что  $\varphi(z, \mu) = \cos \mu z + \frac{k}{\mu} \sin \mu z$  и формулу (19), найдем

$$A_c = \frac{4\sigma r_0 e^{-kT}}{\mu\pi^2} \sin\left(\frac{kB}{2}\right) \times$$

$$\times \sum_{n=1}^{\infty} \frac{n}{k^2 B^2 - n^2} \frac{-\left(\mu - \frac{2\pi kn}{B\mu}\right) \sin \mu T + \left(\frac{2\pi n}{B} + k\right) \cos \mu T}{\mu^2 + \left(\frac{2\pi n}{B}\right)^2} + \quad (38)$$

$$+ \frac{2\sigma r_0}{\mu\pi} \cos\left(\frac{kB}{2}\right) \frac{\exp(-kT) \left\{ \sin \mu T \left( \mu - \frac{k^2}{\mu} \right) - 2k \cos \mu T \right\} + 2k}{\mu^2 + k^2}.$$

Функцию  $\Gamma_c(\eta)$  будем искать в виде

$$\Gamma_c(\eta) = a_c \cos(k\eta) + b_c \sin(k\eta). \quad (39)$$

Продифференцировав по  $\eta$  второе выражение из (34) и (39), имеем

$$\frac{\partial}{\partial \eta} \Gamma_c(\eta) = 2k \int_0^{\infty} \exp(-kz) \frac{\partial \Phi_c^e(\eta, z)}{\partial \eta} dz; \quad (40)$$

$$\frac{\partial}{\partial \eta} \Gamma_c(\eta) = -ka_c \sin(k\eta) + kb_c \cos(k\eta).$$

Приравнявая эти выражения при  $\eta = 0$  и учитывая (31), получим

$$b_c = 2 \int_0^{\infty} \exp(-kz) f_c(z) dz \quad (41)$$

Произведем необходимые преобразования, имеем

$$b_c = -\frac{2\sigma r_0 B e^{-2kT}}{\pi^2} \sin\left(\frac{kB}{2}\right) \times$$

$$\times \sum_{n=1}^{\infty} \frac{n}{\left(\frac{kB}{2\pi} - n\right)\left(\frac{kB}{2\pi} + n\right)^2} - \frac{\sigma r_0 \cos\left(\frac{kB}{2}\right)}{k} (1 - e^{-2kT}) \quad (42)$$

Коэффициент  $a_c$  будет определён ниже на основании принципа излучения.

Теперь рассмотрим синусную составляющую потенциала, для неё соответствующие результаты могут быть получены заменой индекса «с» на «s».

Аналогично формуле (37)

$$A_s = -\frac{2}{\mu\pi} \int_0^{\infty} \varphi(z, \mu) f_s(z) dz \quad (43)$$

Из формулы (28) после интегрирования и упрощения получаем

$$A_s = -\frac{16\sigma r_0 e^{-kT} \sin\left(\frac{kB}{2}\right)}{\pi^2 \mu B k} \times$$

$$\times \sum_{l=1}^{\infty} \frac{-1}{(2l-1)} \frac{\left(\frac{2\pi k(2l-1)}{B\mu} - \mu\right) \sin \mu T + \left(\frac{2\pi(2l-1)}{B} + k\right) \cos \mu T}{\mu^2 + \left(\frac{2\pi(2l-1)}{B}\right)^2} + \quad (44)$$

$$+ \frac{2\sigma r_0 \sin\left(\frac{kB}{2}\right) \exp(-kT)}{\mu\pi} \left\{ \sin \mu T \left(\mu - \frac{k^2}{\mu}\right) - 2k \cos \mu T \right\} + 2k$$

Аналогично формуле (39)

$$\Gamma_s(\eta) = a_s \cos(k\eta) + b_s \sin(k\eta), \quad (45)$$

где

$$b_s = 2 \int_0^{\infty} \exp(-kz) f_s(z) dz; \quad (46)$$

$$b_s = -\frac{16\sigma r_0 e^{-2kT} \sin\left(\frac{kB}{2}\right) \times}{\pi k} \times$$

$$\times \sum_{l=1}^{\infty} \frac{1}{(2l-1)(kB + 2\pi(2l-1))} - \frac{\sigma r_0 \sin\left(\frac{kB}{2}\right)}{k} (1 - e^{-2kT}) \quad (47)$$

Теперь определим константы  $a_c, a_s$ .

Потенциал  $\Phi(\eta, z, t)$  при  $\eta \rightarrow \infty$  имеет вид

$$\Phi(\eta, z, t) = \exp(-kz) \left\{ (a_c \cos(k\eta) + b_c \sin(k\eta)) \cos \sigma t + \right.$$

$$\left. + (a_s \cos(k\eta) + b_s \sin(k\eta)) \sin \sigma t \right\} \quad (48)$$

Чтобы волна шла влево/вправо от контура, любая её характеристика должна иметь множитель вида  $\sin(k\eta - \sigma t) / \cos(k\eta - \sigma t)$ . Для соблюдения этого условия должны выполняться равенства

$$\left. \begin{aligned} a_s &= -b_c \\ a_c &= b_s \end{aligned} \right\} \quad (49)$$

Подставим полученные значения в формулу (33) и выпишем выражения для составляющих потенциала  $\Phi_{c,s}^e\left(\frac{B}{2}, z\right)$ . При  $y = \frac{B}{2}, \eta = 0$

$$\begin{aligned}
 \Phi_c^e\left(\frac{B}{2}, z\right) &= \frac{4\sigma r_0 e^{-kT}}{\pi^2} \sin\left(\frac{kB}{2}\right) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{n}{k^2 B^2 - n^2} \times \\
 &\times \int_0^{\infty} \frac{-\left(\mu - \frac{2\pi kn}{B\mu}\right) \sin \mu T + \left(\frac{2\pi n}{B} + k\right) \cos \mu T}{\mu^2 + \left(\frac{2\pi n}{B}\right)^2} \left(\cos \mu z + \frac{k}{\mu} \sin \mu z\right) \times \\
 &\times \frac{d\mu}{k^2 + \mu^2} + \frac{2\sigma r_0}{\pi} \cos\left(\frac{kB}{2}\right) \int_0^{\infty} \frac{\exp(-kT) \left\{ \sin \mu T \left(\mu - \frac{k^2}{\mu}\right) - 2k \cos \mu T \right\} + 2k}{\mu^2 + k^2} \times \\
 &\times \left(\cos \mu z + \frac{k}{\mu} \sin \mu z\right) \frac{\mu d\mu}{k^2 + \mu^2},
 \end{aligned} \tag{50}$$

$$\begin{aligned}
 \Phi_s^e\left(\frac{B}{2}, z\right) &= \frac{16\sigma r_0 e^{-kT} \sin\left(\frac{kB}{2}\right)}{\pi^2 Bk} \sum_{l=1}^{\infty} \frac{1}{(2l-1)} \times \\
 &\times \int_0^{\infty} \frac{\left(\frac{2\pi k(2l-1)}{B\mu} - \mu\right) \sin \mu T + \left(\frac{2\pi(2l-1)}{B} + k\right) \cos \mu T}{\left(\mu^2 + \left(\frac{2\pi(2l-1)}{B}\right)^2\right)} \left(\cos \mu z + \frac{k}{\mu} \sin \mu z\right) \times \\
 &\times \frac{\mu d\mu}{k^2 + \mu^2} + \frac{2\sigma r_0 \sin\left(\frac{kB}{2}\right)}{\pi} \int_0^{\infty} \frac{\exp(-kT) \left\{ \sin \mu T \left(\mu - \frac{k^2}{\mu}\right) - 2k \cos \mu T \right\} + 2k}{\mu^2 + k^2} \times \\
 &\times \left(\cos \mu z + \frac{k}{\mu} \sin \mu z\right) \frac{\mu d\mu}{k^2 + \mu^2} +
 \end{aligned} \tag{51}$$

$$\begin{aligned}
 &+ \exp(-kz) \sigma_0 \left\{ \frac{2Be^{-2kT}}{\pi^2} \sin\left(\frac{kB}{2}\right) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{n}{\left(\frac{kB}{2\pi} - n\right) \left(\frac{kB}{2\pi} + n\right)^2} + \frac{\cos\left(\frac{kB}{2}\right)}{k} \left(1 - e^{-2kT}\right) \right\}.
 \end{aligned}$$

Значения косинусной и синусной составляющих потенциала на вертикали  $y = -\frac{B}{2}$

$$\begin{aligned}
 \Phi_c^e\left(-\frac{B}{2}, z\right) = & -\frac{4\sigma r_0 e^{-kT}}{\pi^2} \sin\left(\frac{kB}{2}\right) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{n}{k^2 B^2} \int_0^{\infty} \frac{-\left(\mu - \frac{2\pi kn}{B\mu}\right) \sin \mu T + \left(\frac{2\pi n}{B} + k\right) \cos \mu T}{\mu^2 + \left(\frac{2\pi n}{B}\right)^2} \times \\
 & \times \left(\cos(\mu z) + \frac{k}{\mu} \sin(\mu z)\right) \frac{d\mu}{k^2 + \mu^2} - \frac{2\sigma r_0}{\pi} \cos\left(\frac{kB}{2}\right) \times \\
 & \times \int_0^{\infty} \frac{\exp(-kT) \left\{ \sin \mu T \left(\mu - \frac{k^2}{\mu}\right) - 2k \cos \mu T \right\} + 2k}{k^2 + \mu^2} \left(\cos(\mu z) + \frac{k}{\mu} \sin(\mu z)\right) \frac{d\mu}{k^2 + \mu^2} + \\
 & + \exp(-kz) \frac{2\sigma r_0 \sin\left(\frac{kB}{2}\right)}{k} \left( -\frac{16e^{-2kT}}{\pi} \sum_{l=1}^{\infty} \frac{1}{(2l-1)(kB + 2\pi(2l-1))} + (1 - e^{-2kT}) \right);
 \end{aligned} \tag{52}$$

$$\begin{aligned}
 \Phi_s^e\left(-\frac{B}{2}, z\right) = & -\frac{16\sigma r_0 e^{-kT} \sin\left(\frac{kB}{2}\right)}{\pi^2 Bk} \sum_{l=1}^{\infty} \frac{1}{(2l-1)} \times \\
 & \times \int_0^{\infty} \frac{\left(\frac{2\pi k(2l-1)}{B\mu} - \mu\right) \sin \mu T + \left(\frac{2\pi(2l-1)}{B} + k\right) \cos \mu T}{\mu^2 + \left(\frac{2\pi(2l-1)}{B}\right)^2} \times \\
 & \times \left(\cos(\mu z) + \frac{k}{\mu} \sin(\mu z)\right) \frac{\mu d\mu}{k^2 + \mu^2} + \frac{2\sigma r_0 \sin\left(\frac{kB}{2}\right)}{\pi} \times \\
 & \times \int_0^{\infty} \frac{\exp(-kT) \left\{ \sin \mu T \left(\mu - \frac{k^2}{\mu}\right) - 2k \cos \mu T \right\} + 2k}{\mu^2 + k^2}.
 \end{aligned} \tag{53}$$



$$\cdot \left( \cos(\mu z) + \frac{k}{\mu} \sin(\mu z) \right) \frac{\mu d\mu}{k^2 + \mu^2} +$$

$$+ \exp(-kz) \sigma r_0 \left( \frac{2Be^{-2kT}}{\pi^2} \sin\left(\frac{kB}{2}\right) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{n}{\left(\frac{kB}{2\pi} - n\right)\left(\frac{kB}{2\pi} + n\right)^2} + \frac{\cos\left(\frac{kB}{2}\right)}{k} \left(1 - e^{-2kT}\right) \right).$$

Представим составляющие потенциала на внутренних границах внешней зоны в виде

$$\Phi_c^e\left(\pm \frac{B}{2}, z\right) = \Phi_{c\ sim}^e \pm \Phi_{c\ asim}^e; \quad \Phi_s^e\left(\pm \frac{B}{2}, z\right) = \Phi_{s\ sim}^e \pm \Phi_{s\ asim}^e; \quad (54)$$

$$\Phi_{c\ sim}^e = -\exp(-kz) \frac{\sigma r_0 \sin\left(\frac{kB}{2}\right)}{k} \frac{16e^{-2kT}}{\pi} \sum_{l=1}^{\infty} \frac{1}{(2l-1)(kB + 2\pi(2l-1))};$$

$$\Phi_{c\ asim}^e = \frac{4\sigma r_0 e^{-kT}}{\pi^2} \sin\left(\frac{kB}{2}\right) \sum_{n=1}^{\infty} \frac{n}{\frac{k^2 B^2}{4\pi^2} - n^2} \times$$

$$\times \int_0^{\infty} \frac{-\left(\mu - \frac{2\pi kn}{B\mu}\right) \sin \mu T + \left(\frac{2\pi n}{B} + k\right) \cos \mu T}{\mu^2 + \left(\frac{2\pi n}{B}\right)^2} \left( \cos(\mu z) + \frac{k}{\mu} \sin(\mu z) \right) \frac{\mu d\mu}{k^2 + \mu^2} +$$

$$+ \frac{2\sigma r_0}{\pi} \cos\left(\frac{kB}{2}\right) \int_0^{\infty} \frac{\exp(-kT) \left\{ \sin \mu T \left( \mu - \frac{k^2}{\mu} \right) - 2k \cos \mu T \right\} + 2k}{\mu^2 + k^2} \times$$

$$\times \left( \cos(\mu z) + \frac{k}{\mu} \sin(\mu z) \right) \frac{\mu d\mu}{k^2 + \mu^2} - \frac{\exp(-kz) \sigma r_0 \sin\left(\frac{kB}{2}\right)}{k} \left(1 - e^{-2kT}\right). \quad (55)$$

$$\Phi_{ssim}^e = \frac{2\sigma r_0}{\pi} \sin\left(\frac{kB}{2}\right) \int_0^\infty \frac{\exp(-kT) \left\{ \sin \mu T \left( \mu - \frac{k^2}{\mu} \right) + 2k \cos \mu T \right\} + 2k}{\mu^2 + k^2} \times$$

$$\times \left( \cos(\mu z) + \frac{k}{\mu} \sin(\mu z) \right) \frac{\mu d\mu}{k^2 + \mu^2} +$$

$$+ \exp(-kz) \sigma r_0 \left( \frac{2Be^{-2kT}}{\pi^2} \sin\left(\frac{kB}{2}\right) \sum_{n=1}^\infty \frac{n}{\left(\frac{kB}{2\pi} - n\right) \left(\frac{kB}{2\pi} + n\right)^2} + \frac{\cos\left(\frac{kB}{2}\right)}{k} (1 - e^{-2kT}) \right)$$

$$\Phi_{sasim}^e = \frac{16\sigma r_0}{\pi^2 Bk} \sin\left(\frac{kB}{2}\right) \sum_{l=1}^\infty \frac{1}{(2l-1)} \times \quad (56)$$

×

$$\int_0^\infty \frac{-\left(\frac{2\pi k(2l-1)}{B\mu} - \mu\right) \sin \mu T + \left(\frac{2\pi(2l-1)}{B} + k\right) \cos \mu T}{\mu^2 + \left(\frac{2\pi(2l-1)}{B}\right)^2} \left( \cos(\mu z) + \frac{k}{\mu} \sin(\mu z) \right) \frac{\mu d\mu}{k^2 + \mu^2}.$$

Рассмотрим решение внутренней задачи для косинусной составляющей потенциала. При решении этой задачи применяется косинус-преобразование Фурье.

Потенциал во внутренней зоне будем определять по формуле

$$\Phi_c(\eta, \zeta) = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \int_0^\infty C_c(\eta, \zeta) \cos(\omega \zeta) d\omega, \quad (57)$$

где  $\zeta = z - T$ .

Функцию  $C_c(\eta, \zeta)$  ищем в виде

$$C_c(\eta, \zeta) = A_1 \exp(-\omega \eta) + A_2 \exp(\omega \eta). \quad (58)$$

Здесь

$$\begin{aligned}
 A_1 &= \frac{1}{2 \operatorname{sh} B \omega} \left[ \exp\left(\frac{B}{2} \omega\right) C_c\left(-\frac{B}{2}, \omega\right) - \exp\left(-\frac{B}{2} \omega\right) C_c\left(\frac{B}{2}, \omega\right) \right]; \\
 A_2 &= \frac{1}{2 \operatorname{sh} B \omega} \left[ \exp\left(\frac{B}{2} \omega\right) C_c\left(\frac{B}{2}, \omega\right) - \exp\left(-\frac{B}{2} \omega\right) C_c\left(-\frac{B}{2}, \omega\right) \right]
 \end{aligned} \tag{59}$$

В формулах (59)

$$C_c\left(\pm \frac{B}{2}, \omega\right) = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \int_0^{\infty} \Phi\left(\pm \frac{B}{2}, \zeta\right) \cos(\omega \zeta) d\zeta. \tag{60}$$

Поскольку потенциал состоит из чётной и нечётной составляющих, решение принимает следующий вид:

$$C_c\left(\pm \frac{B}{2}, \omega\right) = C_{c \text{ sim}} \pm C_{c \text{ asim}}. \tag{61}$$

Здесь

$$C_{c \text{ sim}} = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \int_0^{\infty} \Phi_{c \text{ sim}} \cos(\omega \zeta) d\zeta; \quad C_{c \text{ asim}} = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \int_0^{\infty} \Phi_{c \text{ asim}} \cos(\omega \zeta) d\zeta. \tag{62}$$

Путём несложных математических преобразований получаем выражение для  $C_c(\eta, \zeta)$

$$\begin{aligned}
 C_c(\eta, \omega) &= \frac{1}{2 \operatorname{sh} B \omega} \left[ C_{c \text{ sim}} \left( e^{\omega\left(\frac{B}{2}-\eta\right)} + e^{\omega\left(\frac{B}{2}+\eta\right)} - e^{\omega\left(-\frac{B}{2}+\eta\right)} - e^{\omega\left(-\frac{B}{2}-\eta\right)} \right) + \right. \\
 &+ \left. C_{c \text{ asim}} \left( e^{\omega\left(\frac{B}{2}+\eta\right)} + e^{\omega\left(-\frac{B}{2}+\eta\right)} - e^{\omega\left(-\frac{B}{2}-\eta\right)} - e^{\omega\left(\frac{B}{2}-\eta\right)} \right) \right]
 \end{aligned} \tag{63}$$

Значение потенциала во внутренней зоне

$$\Phi_c(\eta, \zeta) = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \int_0^{\infty} C_c(\eta, \zeta) \cos(\omega \zeta) d\omega. \tag{64}$$

Для синусной составляющей потенциала решение принимает несколько иной вид, поскольку потенциал первого приближения внутренней зоны на вертикалях не обращается в ноль.

Поэтому в формулу, аналогичную (62) вместо синусной составляющей потенциала внешней зоны следует подставлять разность между вышеупомянутым потенциалом и потенциалом первого приближения внутренней зоны.

Учтём, что синусная составляющая потенциала первого приближения внутренней зоны не равна нулю и имеет одинаковые значения на обеих вертикальных границах зоны. Вследствие этого:

$$C_s \left( \pm \frac{B}{2}, \omega \right) = C_{s \text{ sim}} \pm C_{s \text{ asim}}; \quad (65)$$

$$C_{s \text{ sim}} = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \int_0^{\infty} \left( \Phi_{s \text{ sim}} - \Phi_s^{(1)} \right) \cos(\omega \zeta) d\zeta; \quad (66)$$

$$C_{s \text{ asim}} = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \int_0^{\infty} \Phi_{s \text{ asim}} \cos(\omega \zeta) d\zeta;$$

$$C_s(\eta, \zeta) = \frac{1}{2 \operatorname{sh} B \omega} \left[ C_{s \text{ sim}} \left( e^{\omega \left( \frac{B}{2} - \eta \right)} + e^{\omega \left( \frac{B}{2} + \eta \right)} - e^{\omega \left( -\frac{B}{2} + \eta \right)} - e^{\omega \left( -\frac{B}{2} - \eta \right)} \right) + \right. \\ \left. C_{s \text{ asim}} \left( e^{\omega \left( \frac{B}{2} + \eta \right)} + e^{\omega \left( -\frac{B}{2} + \eta \right)} - e^{\omega \left( -\frac{B}{2} - \eta \right)} - e^{\omega \left( \frac{B}{2} - \eta \right)} \right) \right] \quad (67)$$

$$\Phi_s(\eta, \zeta) = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \int_0^{\infty} C_s(\eta, \zeta) \cos(\omega \zeta) d\omega. \quad (68)$$

Давление связано с потенциалом следующими соотношениями

$$p_c = -\rho \sigma \Phi_s; \quad p_s = \rho \sigma \Phi_c; \quad p = \sqrt{p_c^2 + p_s^2}. \quad (69)$$

Значения синусной и косинусной составляющих дифракционной силы находятся интегрированием гидродинамического давления по контуру.

Главная часть возмущающих сил вычисляется в виде

$$F_{Kc} = -\frac{2 \rho g r_0 e^{-kT}}{k} \sin \frac{kB}{2}; \quad F_{Ks} = 0. \quad (70)$$

На рис. 1 приведена зависимость отношения амплитуд дифракционной и главной частей возмущающих сил от относительной частоты волны  $\nu = \sigma \cdot \sqrt{B/g}$ .

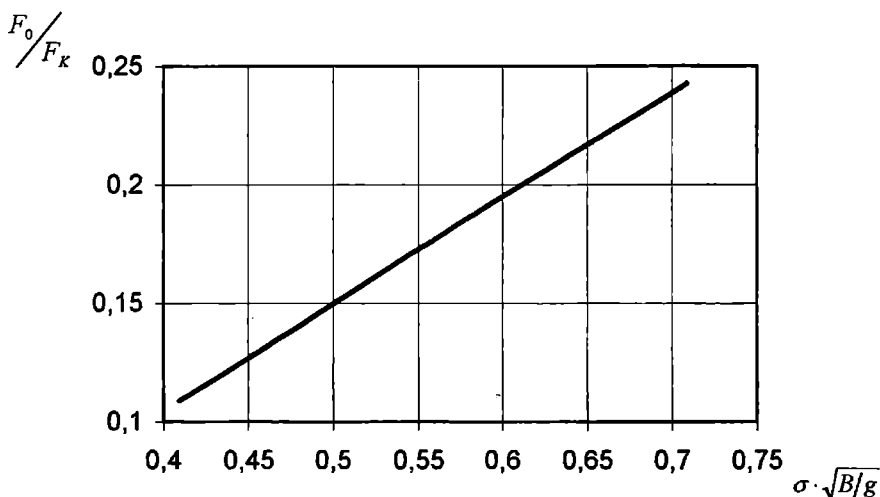


Рис. 1 Дифракционная часть возмущающих сил

Далее на рис. 2 приведены графики, выражающие зависимости

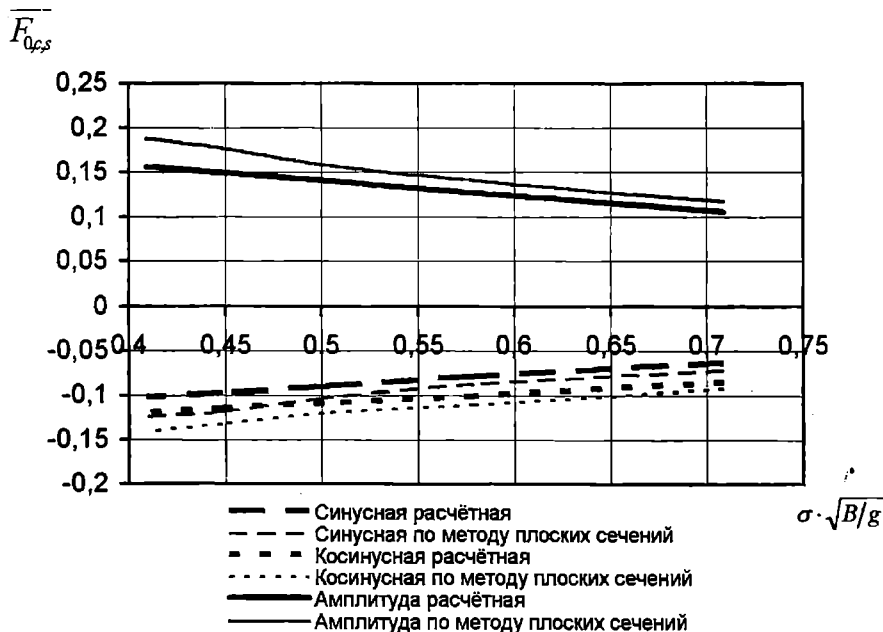


Рис. 2 Составляющие дифракционной части возмущающих сил

отношения амплитуды дифракционной силы  $F_0$ , а также синусной  $F_{0s}$  и косинусной  $F_{0c}$  составляющих силы к произведению удельного веса жидкости на ширину контура  $\gamma B$  от относительной частоты волны. Для сравнения на рисунке приведены зависимости этих же величин, вычисленных с помощью метода относительных скоростей и ускорений [3]. Для этих вычислений присоединённые массы и коэффициенты демпфирования определялись по графикам Салькаева [4].

### ЛИТЕРАТУРА

1. Воробьёв Ю.Л. О продольных колебаниях тонкого судна на глубокой воде // Прикладная механика АНУССР, 1979. - Т. XV-XVI. - С. 104-109.
2. Воробьёв Ю.Л., Баскаков С.Н., Давыдов И.Ф. Гидродинамические задачи о качке прямобортных понтонов // Вісник ОДМУ: Зб. наук. праць. – Одеса: ОДМУ, 2002. - Вип. 8. - С. 8-23.
3. Ремез Ю.В. Качка корабля. - Л.: Судостроение, 1983. – 328 с.
4. Басин А.М. Качка судов. – М.: Транспорт, 1969. – 272 с.

УДК 629.124.74:622.242

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ  
ХАРАКТЕРИСТИК КАЧКИ МОДЕЛИ СПБУ НА РЕГУЛЯРНОМ И  
ИМПУЛЬСНОМ ВОЛНЕНИИ**

**Н.В. Ефремова**

Стремительный рост цен на нефть в течение 2003-2004 гг. может, по оценкам Международного энергетического агентства, вызвать замедление темпов роста экономики, особенно европейской. По прогнозам к 2008 году при существующих темпах добычи нефти спрос на нее значительно превысит предложение, к 2020 году до 60 % всей нефти будет извлекаться через морские скважины [7]. Согласно [3] потенциальные ресурсы нефти и газа в акваториях Мирового океана превышают их ресурсы на суше втрое. По данным [8] за 1963-2001 гг. существенное увеличение количества плавучих сооружений, используемых при освоении морских нефтегазовых месторождений в 1975, 1982 и 1998 гг. совпадало с резким ростом цен на нефть и активизацией разведочных работ на шельфе.

20% разведанных нефтяных и газовых месторождений Украины согласно [4] находятся на шельфе Черного и Азовского морей (Причерноморско-Крымский нефтегазоносный район), где глубина акватории не превышает 100 м и относительно небольшая повторяемость сильного волнения (зимой для волн высоты более 6 м – менее 1%, высоты более 8 м – 0,15 %). Для бурения разведочных и, реже, эксплуатационных скважин на таких глубинах чаще всего согласно [3, 6, 9] применяют самоподъемные плавучие буровые установки (СПБУ). Для их установки на грунт не требуется подготовки последнего (колонны могут опираться на основание различной плотности), бурение возможно при высоте волн до 9 метров, а строительная и эксплуатационная стоимость СПБУ ниже, чем у других типов буровых установок.

В режиме транспортировки и постановки на точку бурения в нормальных погодных условиях (волнении до 5 баллов и ветре до 7 баллов) опорные колонны СПБУ подняты, поэтому центр тяжести расположен высоко над ватерлинией. При ухудшении ветроволновых условий колонны частично опускаются, что замедляет буксировку, но улучшает остойчивость и параметры качки.

Погруженные колонны существенно изменяют волновое поле вокруг СПБУ [1]. Рыскание и качка плохообтекаемого корпуса значительно усложняют буксировку. При постановке на точку бурения для предотвращения ударов опорных колонн о грунт необходимо

ограничивать вертикальные перемещения корпуса на волнении и углы крена (дифферента).

Расчет параметров качки для СПБУ существенно сложнее, чем для тел обычных судовых форм. Согласно [3, 9] в современной инженерной практике чаще всего характеристики качки СПБУ оценивают экспериментально.

Целью настоящей работы является экспериментальное определение кинематических характеристик вертикальной, бортовой и килевой качки модели СПБУ. Исследование проведено в опытовом бассейне ОНМУ на штатной экспериментальной установке [5], состоящей из датчиков бортовой и килевой качки (гировертикаль ЦГВ-4С), датчика вертикальной качки индуктивного типа, датчика волны струнного типа, регистрирующей и измерительной аппаратуры – тензоусилителя 8АНЧ-7М, аналого-цифрового преобразователя L264 и ПЭВМ. Регистрация и обработка результирующих процессов производится на ПЭВМ, для этого создана специальная программа. Схема установки приведена на рис. 1.

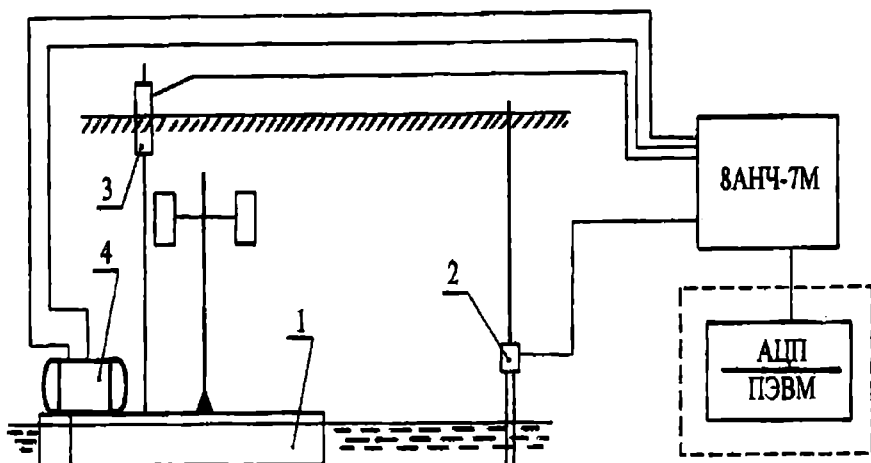


Рис. 1. Схема экспериментальной установки: 1 – модель СПБУ; 2 – датчик волнения; 3 – датчик вертикальных перемещений; 4 – гировертикаль ЦГВ-4

В качестве объекта исследования была выбрана СПБУ " Каспий - 100", треугольная в плане, с тремя опорами, предназначенная для бурения на глубине моря до 100 м. Модель в масштабе 1:75 изготовлена из пенопласта и покрыта сплавом воска с парафином. Водоизмещение модели  $D=0,035$  т, ее главные размерения:  $L=0,935$  м,  $H=0,117$  м,  $B=1,08$  м,  $T=0,057$  м. Для соблюдения подобия модели натурному объекту производилась динамическая тарировка модели.



Испытания проводились без хода на свободно плавающей модели и модели в "упряжке" (рис. 2) при курсовых углах набегающего волнения  $\varphi = 0, 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 150^\circ, 180^\circ$ . Частота регулярного волнения изменялась в пределах  $\sigma = 4 \div 10 \text{ с}^{-1}$ , что соответствует относительной длине волн  $\frac{\lambda}{L} = 0,8 \div 4$ . Относительная высота волн  $\frac{h}{\lambda} = \frac{1}{40} \div \frac{1}{60}$ . Периоды свободных колебаний модели на тихой воде составляли  $\tau_{\theta 0} = 1,76 \text{ с}$  и  $\tau_{\psi 0} = 1,92 \text{ с}$ , что соответствует частотам свободных колебаний  $\omega_{\theta 0} = 3,56 \text{ с}^{-1}$  и  $\omega_{\psi 0} = 3,27 \text{ с}^{-1}$ . На регулярном волнении получена амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) вертикальной качки (рис. 3).

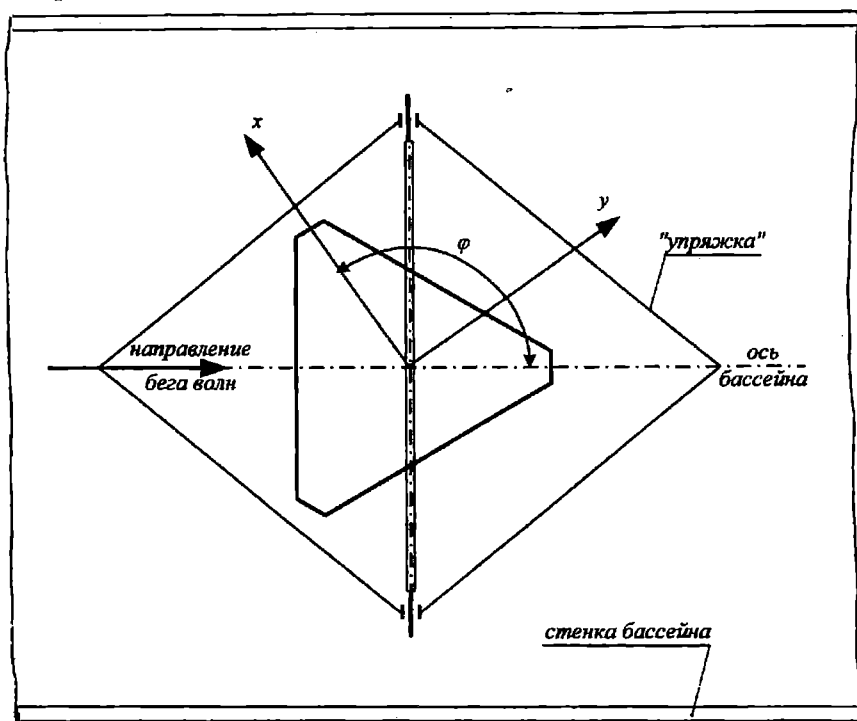


Рис. 2. Схема крепления модели при испытании в "упряжке"

Поскольку частота свободных колебаний бортовой и килевой качки модели меньше частоты возможного в бассейне регулярного волнения, АЧХ этих видов качки были определены, а АЧХ вертикальной качки была проверена на кратковременном неустановившемся волнении согласно [9].

Модель СПБУ устанавливалась на расстоянии 10 м от волнопродуктора под углами  $\varphi = 0^\circ$  и  $\varphi = 90^\circ$ . Варьировалось число колебаний волнопродуктора (0,5 и 1) и радиус кривошипа волнопродуктора  $R = 100$  мм,  $R = 150$  мм  $R = 195$  мм (при  $R = 195$  мм щит волнопродуктора совершал 0,5 колебания). Свободная модель испытывалась только при  $R = 100$  мм и определялись параметры только вертикальной качки. Все остальные испытания производились для модели в "упряжке".

Датчик волны располагался на расстоянии 1,75 м перед моделью. Запись неустановившегося волнения выполнялась при отсутствии модели. Затем устанавливалась модель и выполнялась запись процессов качки  $\zeta(t)$ ,  $\theta(t)$ ,  $\psi(t)$  и волнения  $h(t)$ . Эти процессы являются исходными данными для вычисления спектров процессов качки и волнения, а по известным спектрам определяются модули передаточных функций.

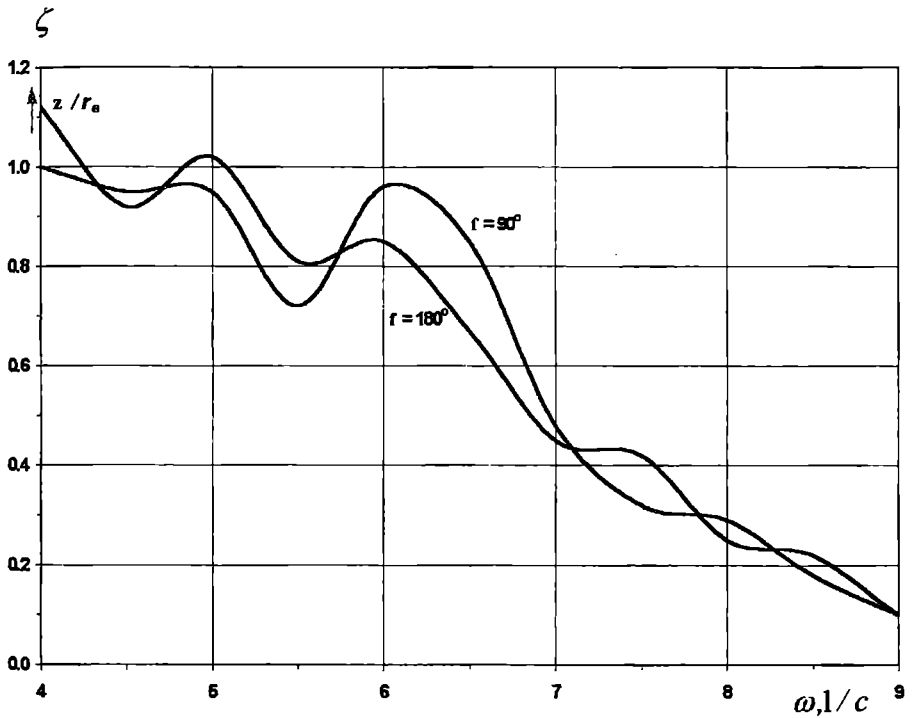


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика вертикальной качки на регулярном волнении при  $\varphi = 90^\circ$  и  $180^\circ$

Модули передаточных функций вертикальной, бортовой и килевой качки, соответственно, определяются по формулам:

$$|\Phi_{\zeta}(\omega)| = \frac{C_{\zeta}}{C_e} = \frac{\sqrt{\zeta_c^2 + \zeta_s^2}}{\sqrt{h_c^2 + h_s^2}}, \quad (1)$$

$$\frac{1}{k} |\Phi_{\theta}(\omega)| = \frac{C_{\theta}}{C_e} = \frac{\sqrt{\theta_c^2 + \theta_s^2}}{\sqrt{h_c^2 + h_s^2}}, \quad (2)$$

$$\frac{1}{k} |\Phi_{\psi}(\omega)| = \frac{C_{\psi}}{C_e} = \frac{\sqrt{\psi_c^2 + \psi_s^2}}{\sqrt{h_c^2 + h_s^2}}, \quad (3)$$

где  $C_e, C_{\zeta}, C_{\theta}, C_{\psi}$  - модули составляющих спектров волнения, вертикальной, бортовой и килевой качки, соответственно,

$h_{c(s)}, \zeta_{c(s)}, \theta_{c(s)}, \psi_{c(s)}$  - косинусные (синусные) составляющие соответствующих спектров;

$$k = \frac{\omega^2}{g} \text{ - волновое число.}$$

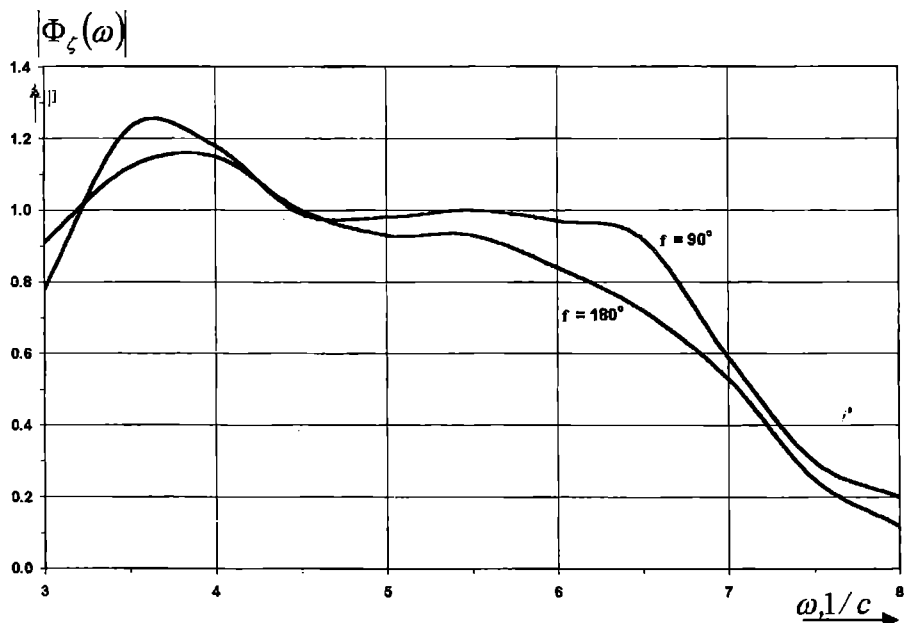


Рис. 4. Модуль передаточной функций вертикальной качки на импульсном волнении при  $\varphi = 90^\circ$  и  $180^\circ$

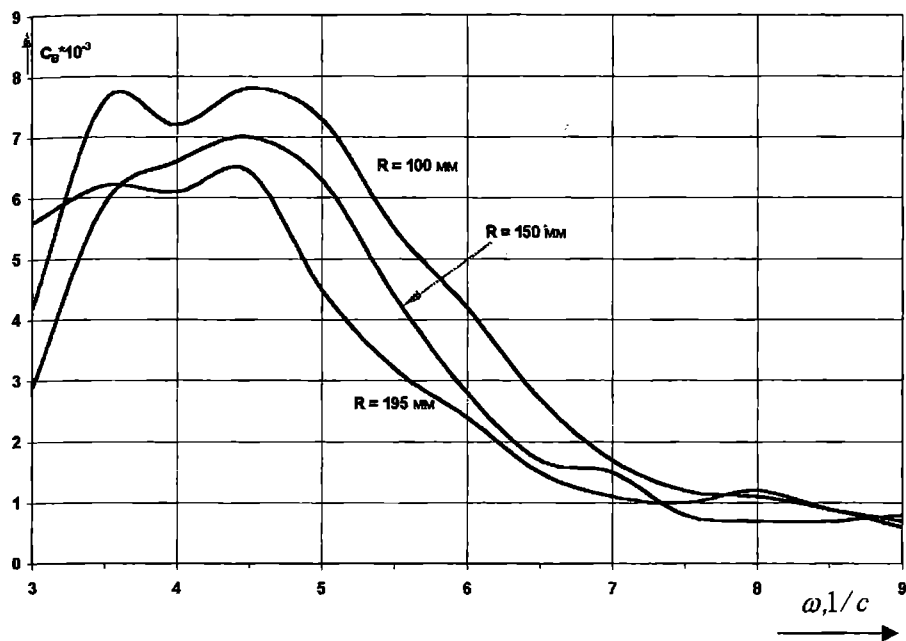


Рис. 5. Спектр волнения при различных радиусах волнопродуктора  $R$ .

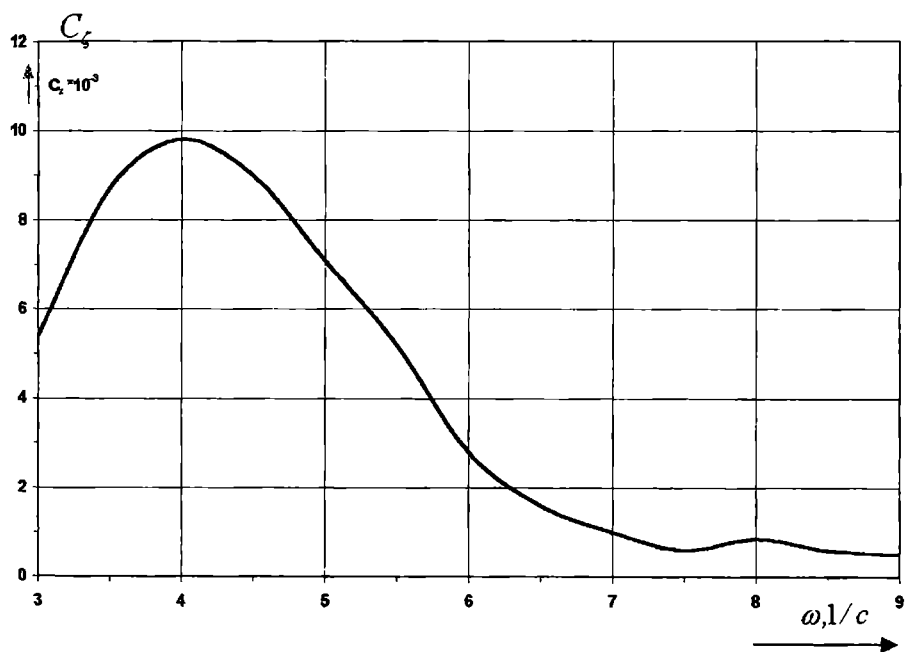


Рис. 6. Спектр вертикальной качки, радиус волнопродуктора  $R = 150$  мм

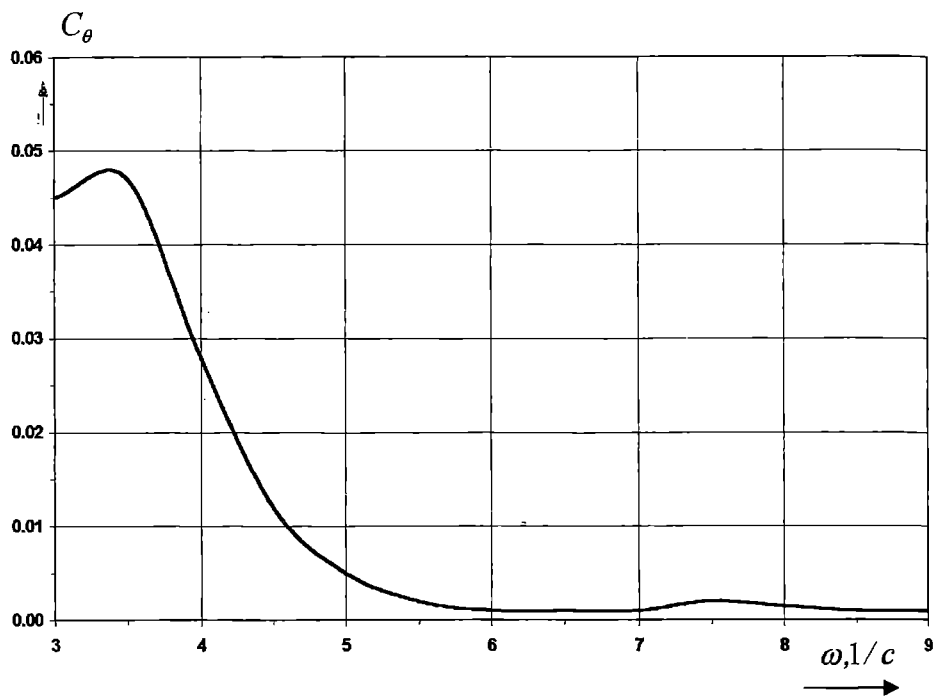


Рис. 7. Спектр бортовой качки, радиус волнопродуктора  $R = 150$  мм

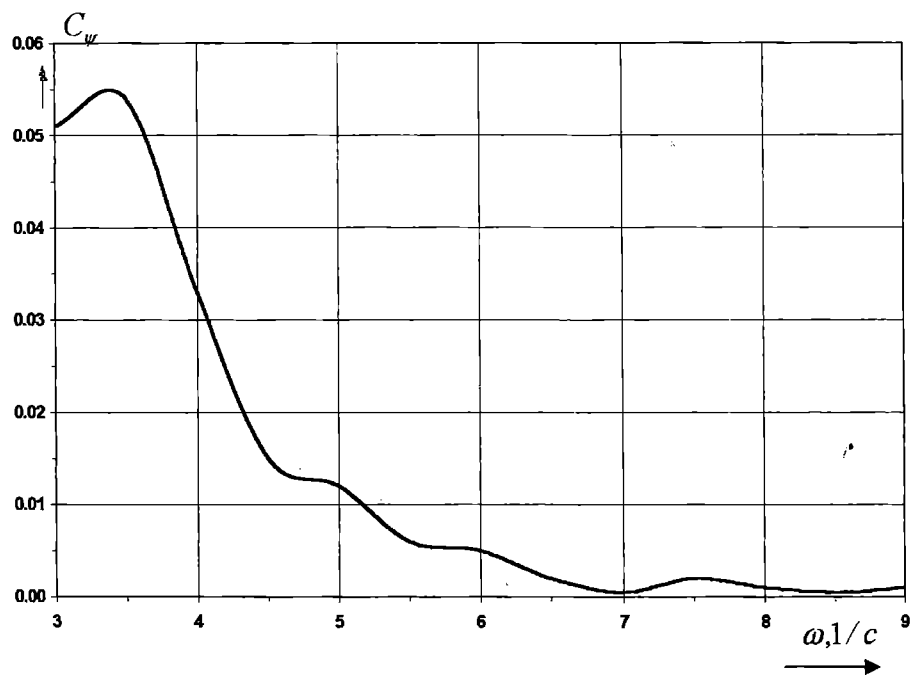


Рис. 8. Спектр килевой качки, радиус волнопродуктора  $R = 150$  мм

Гармонічний аналіз вихідних процесів хвилювання і качки, а також розрахунок передаточних функцій вироблялись на ПЕВМ по спеціальній програмі. Для гармонічного аналізу визначались 119 ординат вихідних процесів з кроком 0,1 с.

В якості прикладу наведено графіки вихідних спектрів хвилювання і качки - рис. 5-8, передаточні функції вертикальної качки - рис.4. Порівняння рис. 3 і 4 показує задовільне відповідність характеристик вертикальної качки на регулярному і імпульсному хвилюванні. Отримані результати дозволяють вважати характеристики бортової і кілевої качки, отримані на імпульсному хвилюванні, достовірними.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Бреббиа К., Уокер С. Динамика морских сооружений: Пер. с англ. – Л.: Судостроение, 1983. – 232с.
2. Ветер и волны в океанах и морях. Справочные данные / Под ред. И.Н.Давидана. Л.: Транспорт, 1984. 359с.
3. Воробйов Ю.Л., Баскаков С.М. Техніка освоєння континентального шельфу. – Одеса: ОНМУ, 2003. – 108 с.
4. Данилюк М.О. Формування нових господарських відносин у нафтогазовому комплексі України: Дис... докт. економ.наук: 08.06.02. – Львів, 1999. – 370 с.
5. Кириллов В.Н., Демидюк А.В., Тонюк В.И. Экспериментальная установка для исследования гидродинамических характеристик продольной качки моделей судов // Вісник ОДМУ. - 1998. – № 1. – С. 90-93.
6. Лобанов В.А. Справочник по технике освоения океана. – Л.: Судостроение, 1983. – 288 с.
7. Морские шельфовые и речные гидротехнические сооружения/ М.П. Дубровский, П.И. Яковлев, Е.А. Князев, В.Т. Бугаев. – М.: Недра, 1995. – 246 с.
8. Портной А.С., Разуваев В.Н. Мировой опыт развития техники для освоения шельфа // Морской вестник. – 2003. – № 1(5). – С.63-66.
9. Справочник по теории корабля: В 3 томах / Под ред. Я.И. Войткунского. – Л.: Судостроение, 1985. – Т.2. Статика судов. Качка судов. – 440 с.

**МОРЕХОДНОСТЬ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ  
ПАРОМОВ ОГРАНИЧЕННОГО РАЙОНА ПЛАВАНИЯ.  
ЧАСТЬ 1. ХОДКОСТЬ**

**Ю.Л. Воробьев, И.Ф. Давыдов**

Настоящая статья посвящена проблемам комплексной оценки мореходных качеств судов ограниченного района плавания и содержит результаты, полученные для проекта перспективного железнодорожного парома, предназначенного для эксплуатации, главным образом, между портами Крым и Кавказ железнодорожной паромной переправы, открытой недавно между Украиной и Россией.

Представленные результаты получены путем последовательного применения достижений современной гидродинамической теории качки, являющейся фундаментом подобных оценок как в части слеминга, заливаемости, разгона винта, инерционных и волновых нагрузок, так и ходовых качеств.

Оценка мореходности произведена для двух вариантов загрузки судна – в полном грузу и в балласте. Произведены расчеты дополнительного сопротивления при движении с различными скоростями на встречном регулярном и нерегулярном волнении интенсивностью до 6 баллов включительно по шкале ГУМС. Выполнены оценки ходкости судна на тихой воде и на волнении. В процессе оценок для указанных вариантов загрузки произведены расчеты присоединенных масс и коэффициентов демпфирования; выполнена оценка влияния нелинейного вязкостного демпфирования на характеристики поперечных видов качки (бортовой, поперечно-горизонтальной и рыскания); рассчитаны амплитудно-частотные и фазо-частотные характеристики всех шести видов качки, ускорений, относительных вертикальных перемещений и скоростей (относительно взволнованной поверхности) характерных точек корпуса судна при движении на регулярном волнении с различными курсовыми углами по отношению к набегающему волнению; определены статистические характеристики всех видов качки и кинематических характеристик в условиях нерегулярного трехмерного волнения.

На основе массовых расчетов параметров качки при движении со скоростью 5 узл. на регулярном и нерегулярном трехмерном волнении с различными курсовыми углами, произведены оценки опасных ускорений, заливаемости, слеминга и разгона винта.

Практика судоходства свидетельствует о весьма значительном влиянии мореходных качеств на экономическую эффективность эксплуатации транспортных судов. Широко известны многочисленные примеры негативных последствий недооценки мореходности судов в

условиях эксплуатации на реальном морском волнении. Так, например, замена носовой оконечности на всех автомобильно-пассажирских паромах типа «Дмитрий Шостакович» позволила лишь несколько снизить падение скорости при движении на волнении, достигавшее более 60%.

Таким образом, проверка адекватности принятых решений, с точки зрения мореходности, является необходимым и весьма важным этапом общепроектных проработок.

Учитывая значительный объем полученных результатов, было принято решение об их публикации частями, посвященными отдельным аспектам. Результаты, приведенные ниже, представляют первую часть исследований, посвященную проблемам ходкости.

Перед тем как рассматривать непосредственно результаты исследований, полагаем необходимым кратко остановиться на главных особенностях исследуемого объекта и предпосылках создания его проекта.

Экономическая проработка возможных путей реализации основных проектных решений в условиях жестких ограничений по срокам проектирования и строительства показала целесообразность создания парома с использованием фрагментов корпусов существующих судов типа «Волго-Дон». Основой для подобного решения послужил положительный опыт создания и эксплуатации железнодорожных паромов типа «Петровск». Соответствующая проектная документация была разработана Морским Инженерным Бюро (г. Одесса) и предусматривала использование корпусов существующих судов типа «Славутич» пр. Д080М. Результаты расчетов снижения скорости на встречном волнении для судна в грузу и в балласте представлены на рис. 2.4.

В отличие от проекта т/х «Петровск», предусматривавшего, кроме изменения архитектурно-конструктивного типа (АКТ), увеличение высоты борта, проектом перспективного парома для линии Крым-Кавказ, также разработанным Морским Инженерным Бюро (г. Одесса), предусмотрено наряду с изменением АКТ увеличение не только высоты борта с 5,5 м до 6,75 м, но и ширины судна с 16,5 м до 21 м.

Главной целью использования фрагментов корпусов существующих судов является экономия средств и сокращения сроков строительства за счет использования их действующих энергетической установки и винторулевого комплекса. Очевидно, что подобные решения обуславливают весьма специфические обводы корпуса и соотношения его главных размерений.

Рассматриваемый в качестве объекта исследования железнодорожный паром представляет собой стальное, однопалубное, двухвинтовое судно, с баком, без седловатости палубы, с двойным дном и двойными бортами, с машинным отделением и надстройкой в корме, с транцевой кормовой оконечностью. Судно предназначено для перевозки



железнодорожных составов габаритом Т-1 накатным способом на верхней палубе.

## 1. ХАРАКТЕРИСТИКИ ОБЪЕКТА ИССЛЕДОВАНИЙ

Общий вид парома и его основные расчетные характеристики приведены ниже (табл. 1.1. и рис.1.1). Корпус теоретического чертежа представлен на рис. 1.2.

Таблица 1.1. Характеристики ж/д парома

Характеристика	Значение
Длина наибольшая, м	139,52
Длина между перпендикулярами, м	135,00
Ширина габаритная, м	22,00
Ширина, м	21,00
Высота борта, м	6,75
Отношение длины между перпендикулярами к ширине	6,43
Отношение ширины к осадке	$6,0^1/9,1^2$
Коэффициент общей полноты	$0,872^1/0,832^2$
<b>Осадки в полном грузу / в балласте</b>	
средняя, м	3,48 / 2,31
носом, м	3,19 / 1,89
кормой, м	3,76 / 2,73
Водоизмещение в полном грузу / в балласте, т	8604 / 5450
Поперечная метацентрическая высота <sup>3</sup> в полном грузу / в балласте, м	6,47 / 13,65
<b>Главные двигатели</b>	
Тип	Дизель
Марка	6ЧРН 36/45
Число	2
Номинальная мощность, л.с.	2×900
Номинальная частота вращения, об/мин	375
<b>Двигатели (гребные винты фиксированного шага в поворотной насадке)</b>	
Число	2
Число лопастей	4
Диаметр/шаг, м	1,800/1,550
Дисковое отношение	0,620
Частота вращения, об/мин	375

<sup>1</sup> в полном грузу

<sup>2</sup> в балласте

<sup>3</sup> без учета поправок на свободные поверхности

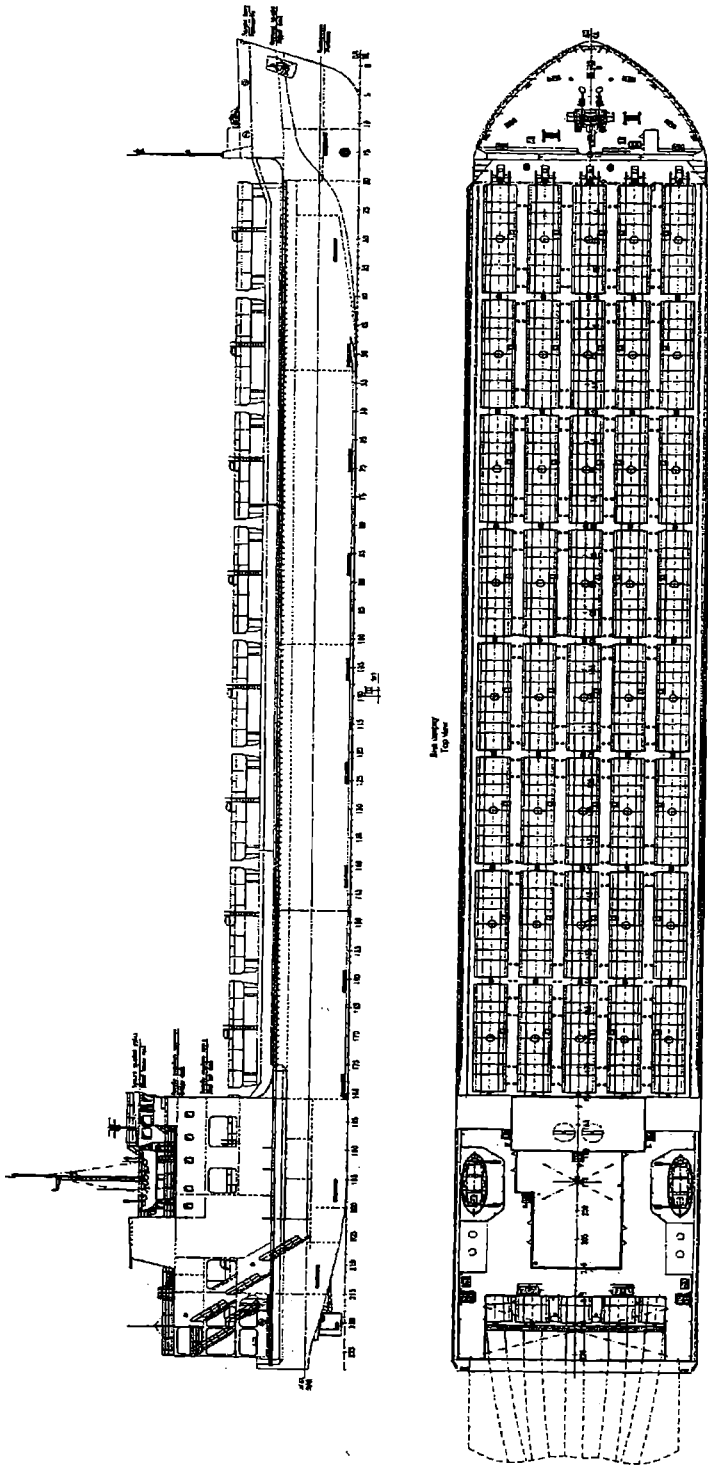


Рис. 1.1. Общий вид железнодорозжного парома

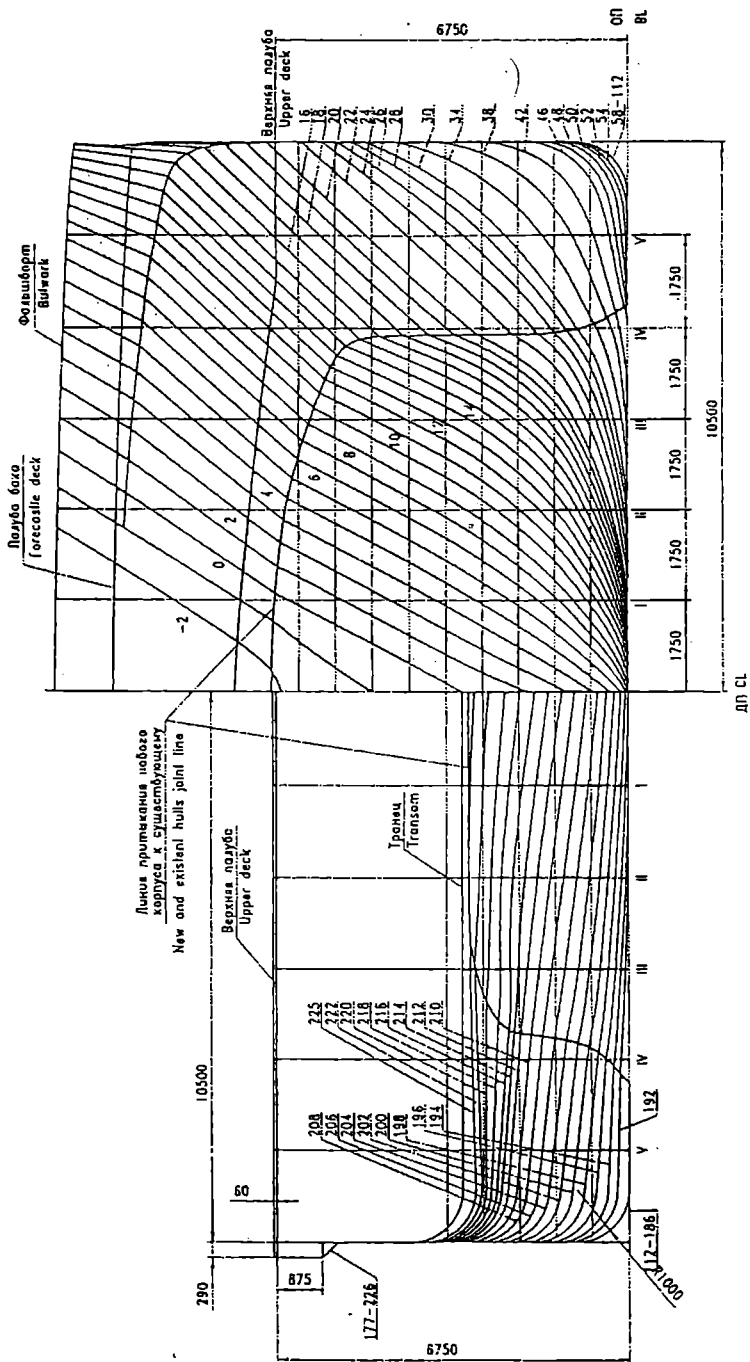


Рис. 1.2. Корпус теоретического чертежа парома

## 2. ОЦЕНКА ХОДКОСТИ СУДНА

На первом этапе выполнялась предварительная оценка ходкости судна на тихой воде для состояния в полном грузу и в балласте. Расчеты буксировочного сопротивления в диапазоне скоростей от 1 до 12 узлов выполнялись по методу Холтропа [1]. В этом же диапазоне скоростей, при условии работы двигателей в номинальном режиме, были выполнены расчеты упора винтов. Последние производились в следующем порядке:

- определялся момент на гребном винте, обусловленный работой двигателя;

- из условия равенства гидродинамического момента на винте и момента, обусловленного работой двигателя, определялась относительная поступь и число оборотов гребных винтов;

- для определенного таким образом числа оборотов рассчитывались тяга и упор винтов.

Коэффициенты упора и момента в процессе расчетов определялись по диаграммам для винтов фиксированного шага в насадках [2]. Значение относительной поступи, соответствующее равенству моментов определялось методом последовательных приближений.

Коэффициенты попутного потока и засасывания определялись согласно рекомендациям для двухвинтовых судов внутреннего плавания [2, 3] по формулам

$$w = 0,11 + \frac{0,16}{x} + C_b^x \sqrt{\frac{\sqrt[3]{V}}{D}} - \Delta w',$$

$$t = 0,8w(1 + 0,25w),$$

где  $x = 2$  - для бортовых винтов;

$\Delta w'$  - поправка на волнообразование, учитываемая только для судов с расчетной скоростью, соответствующей числам Фруда выше 0,2.

Таким образом, расчетные значения коэффициентов взаимодействия составили:

для судна в грузу  $- w = 0,295; t = 0,254;$

для судна в балласте  $- w = 0,280; t = 0,239.$

В расчетах полагалось, что корпус является свежескрашенным, а мощность двигателей полностью соответствует паспортным данным.

Расчеты упора винтов показали, что результаты для судна в полном грузу и в балласте мало отличаются друг от друга, и для инженерных оценок можно использовать одну графическую зависимость.

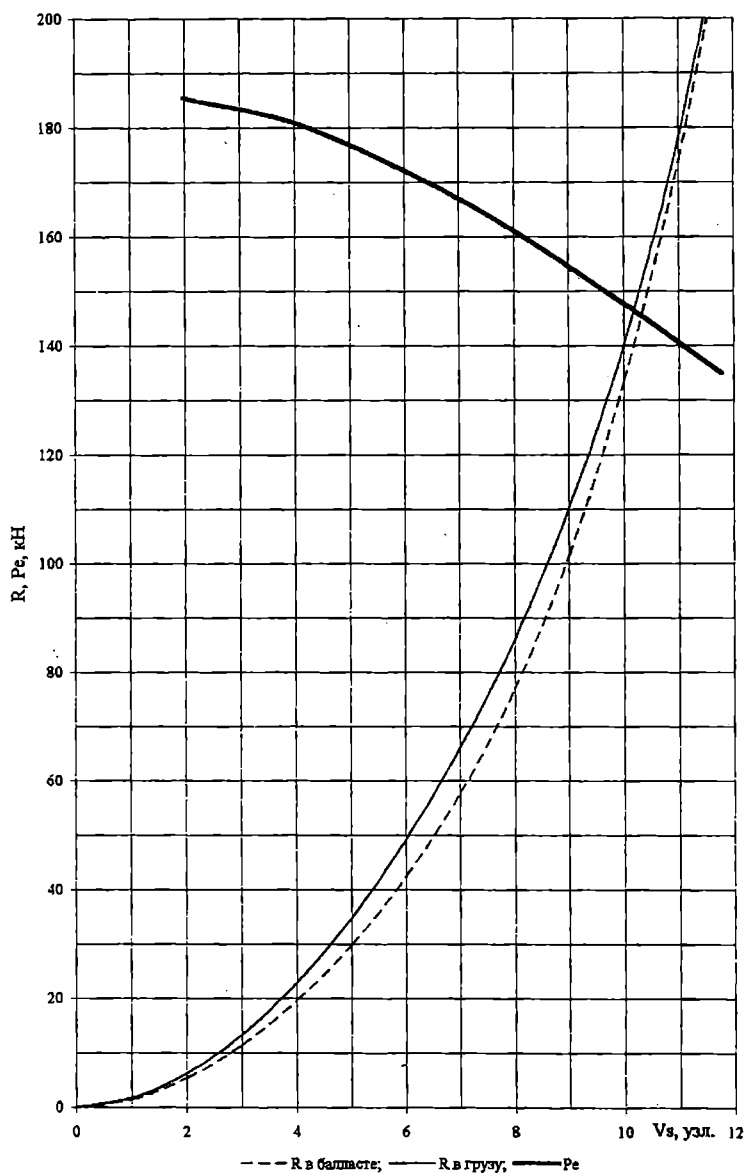


Рис. 2.1. Определение скорости судна на тихой воде

Результаты расчетов сопротивления и упора приведены на рис. 2.1. Скорость хода на тихой воде составляет ок. 10,2 узл. для судна в грузу и ок. 10,3 узл. – для судна в балласте.

В дальнейших оценках ходкости была использована модель нерегулярного двухмерного морского волнения. Среднее дополнительное сопротивление на нерегулярном волнении определяется по известной формуле

$$\bar{R}_{AW} = 2 \int_0^{\infty} r_{AW}(\omega) S_{\zeta}(\omega) d\omega,$$

где  $r_{AW} = R_{AW}(\omega) / \zeta_a^2$  - среднее дополнительное сопротивление при движении на регулярном волнении единичной амплитуды с частотой  $\omega$ ;

$S_{\zeta}(\omega)$  - спектральная плотность морского волнения;

$\zeta_a$  - амплитуда регулярного волнения.

В настоящих расчетах дополнительное сопротивление на регулярном волнении оценивалось по методу Герритсмы [5]

$$R_{AW} = -\frac{k \cos \mu}{2\omega_e} \int_0^L \left[ b_{33}(x) - V \frac{da_{33}(x)}{dx} \right] V_{zr}^2(x) dx,$$

где  $k$  - волновое число;

$\mu$  - курсовой угол ( $180^\circ$  - на встречном волнении;  $0^\circ$  - на попутном);

$\omega_e = \omega - kV \cos \mu$  - кажущаяся частота волнения;

$\omega$  - частота волнения;

$V$  - скорость судна;

$b_{33}(x)$  и  $a_{33}(x)$  - коэффициенты демпфирования и присоединенных масс в сечении с абсциссой  $x$ , соответственно;

$V_{zr}(x)$  - скорость вертикального перемещения сечения с абсциссой  $x$  относительно волнового профиля.

Необходимые значения коэффициентов присоединенных масс и демпфирования, а также кинематические характеристики определялись с помощью системы программ [4], включающей комплекс программ «КАЧКА», имеющей допуск Регистра.

Детали расчетов параметров качки и кинематических характеристик будут изложены более подробно в последующих публикациях.

Результаты расчетов дополнительного сопротивления судна при движении на встречном регулярном волнении в грузу и в балласте представлены в виде зависимости безразмерного коэффициента

дополнительного сопротивления  $\sigma_{AW} = \frac{R_{AW}}{\rho g \zeta_a^2 B^2 / L}$  от безразмерной

кажущейся частоты  $\bar{\omega}_e = \omega_e \sqrt{L/g}$  представлены на рис.2.2. Аналогичные результаты для нерегулярного волнения приведены на рис.2.3.

Полученные результаты позволили оценить естественное снижение скорости судна на волнении. Оценка производилась исходя из условия

$$P_e(V_s) = R(V_s) + R_a(V_s, V_a) + h_{3\%}^2 \bar{r}_{AW}(V_s),$$

где  $R$  - буксировочное сопротивление при движении на тихой воде;

$R_a$  - воздушное сопротивление;

$\bar{r}_{AW}$  - среднее дополнительное сопротивление при движении на нерегулярном волнении единичной высоты ( $h_{3\%} = 1,0$  м);

$V_s$  - скорость хода;

$V_a$  - скорость ветра.

Таким образом, для заданной скорости хода соответствующее значение высоты нерегулярного волнения можно определить по формуле

$$h_{3\%} = \sqrt{\frac{P_e - R - R_a}{\bar{r}_{AW}}}.$$

Воздушное сопротивление определялось по формуле

$$R_a = \frac{1}{2} C_x \rho_a F_T V_a^{*2},$$

где

$C_x$  - коэффициент воздушного сопротивления;

$\rho_a$  - плотность воздуха;

$V_a^*$  - скорость истинного ветра.

Расчет коэффициентов воздушного сопротивления производился по методу Ишервуда [6]. Как показали эти расчеты для судов в грузу и в балласте, наибольшее значение величины  $C_x$  соответствует углу между векторами скорости судна и скорости ветра  $30^\circ$  (встречному ветру соответствует угол  $0^\circ$ ). Для судна в грузу и в балласте наибольшие расчетные значения коэффициента  $C_x$  в диапазоне от  $0^\circ$  до  $40^\circ$  градусов изменяются в пределах от 0,55 до 0,81.

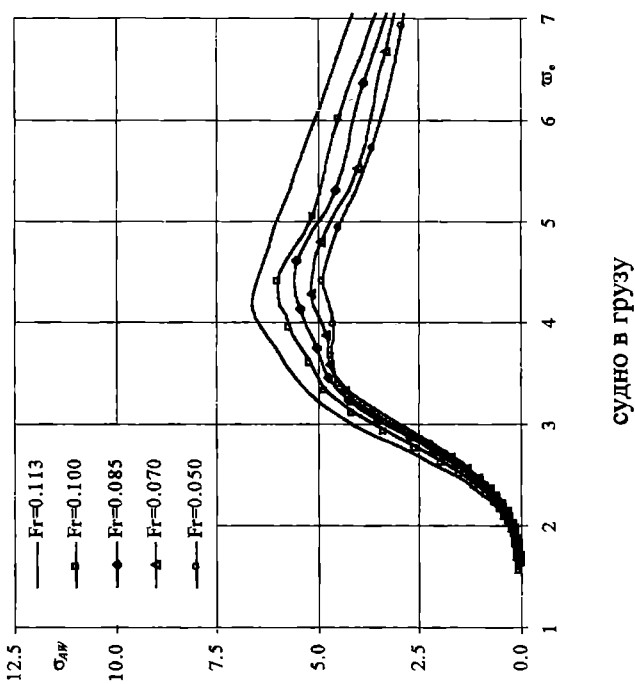
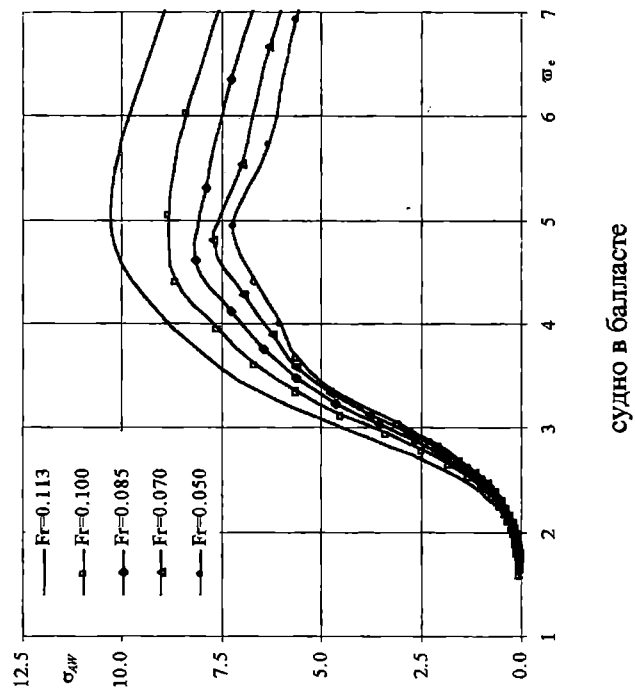


Рис. 2.2. Дополнительные сопротивления на регулярном волнении



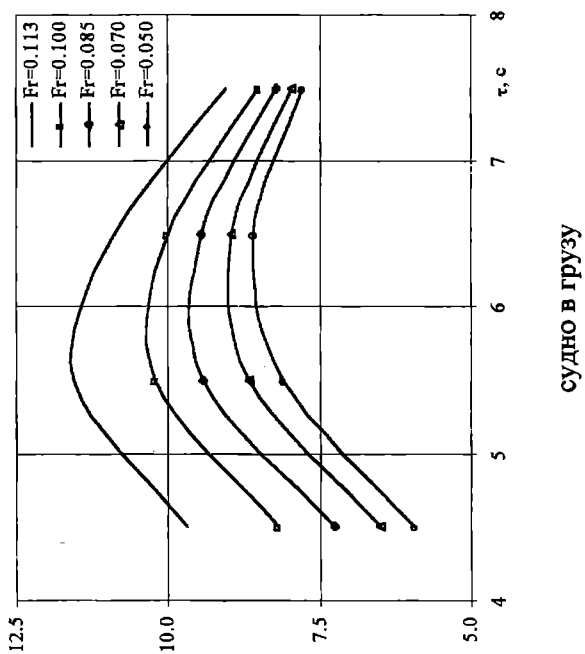
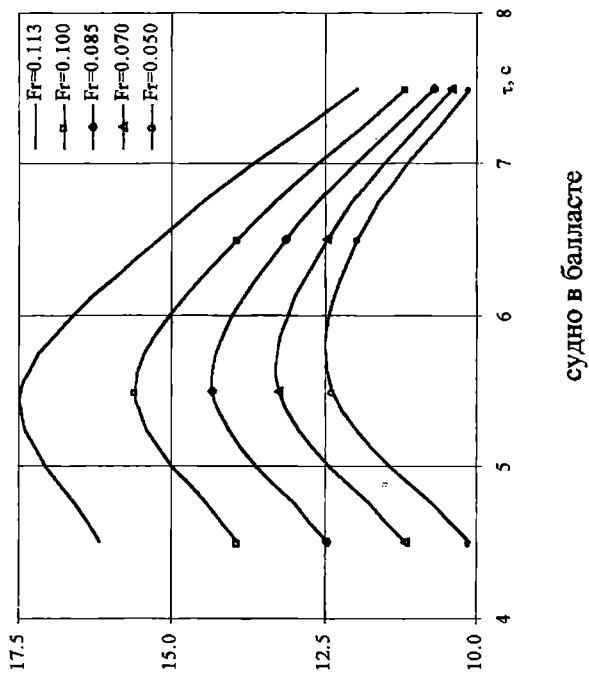


Рис. 2.3. Дополнительное сопротивление на нерегулярном волнении

Воздушное сопротивление определяется лобовой проекцией площади парусности и при различных сочетаниях силы ветра и интенсивности волнения, а также скорости хода судна изменяется в среднем от 3 кН на волнении интенсивностью 2 балла до 12 кН на волнении интенсивностью 6 баллов, что составляет около 2% и 10% полного сопротивления на тихой воде при работе двигателя с номинальной мощностью.

Далее в настоящих расчетах, для упрощения оценок, полагалось, что  $R_a = 0,05R$ .

В качестве расчетного спектра волнения принимался спектр II Международного конгресса по прочности и конструкции корпуса.

Результаты расчетов снижения скорости на встречном волнении для судна в грузу и в балласте представлены на рис. 2.4.

На графиках показано также влияние среднего периода волнения на снижение скорости. Пунктиром показаны результаты экстраполяции полученных расчетных зависимостей в область низких значений скорости хода.

Анализ полученных результатов свидетельствует о том, что на волнении интенсивностью до пяти баллов включительно ( $h_{3\%} = 3,5$  м) во всем диапазоне средних периодов от 4,5 с до 7,5 с снижение скорости происходит достаточно плавно и составляет, в среднем, около 15-20%.

На волнении интенсивностью свыше пяти баллов скорость хода судна и в грузу, и в балласте начинает снижаться весьма резко. Необходимо отметить также влияние среднего периода волнения на рост дополнительного сопротивления. С уменьшением среднего периода дополнительное сопротивление заметно возрастает. Это явление обусловлено высоким значением коэффициента общей полноты, большим отношением ширины к осадке и, соответственно, весьма полными образованиями носовой оконечности, что неизбежно приводит к росту дифракционной составляющей. С ростом среднего периода падение скорости становится менее интенсивным, что связано с более благоприятными режимами продольной качки прежде всего.

При движении на волнении, с ростом его интенсивности, падение скорости судна в балласте происходит значительно заметнее, чем для судна в полном грузу.

Оценивая результаты расчетов ходкости судна в реальных условиях эксплуатации, следует иметь ввиду, что принятая при этом модель чисто встречного нерегулярного волнения является весьма жесткой и, несомненно, несколько переоценивает снижение скорости как в грузу, так и в балласте. Тот факт, что реальное морское волнение является трехмерным, а не двухмерным, как это принято в расчетной модели,

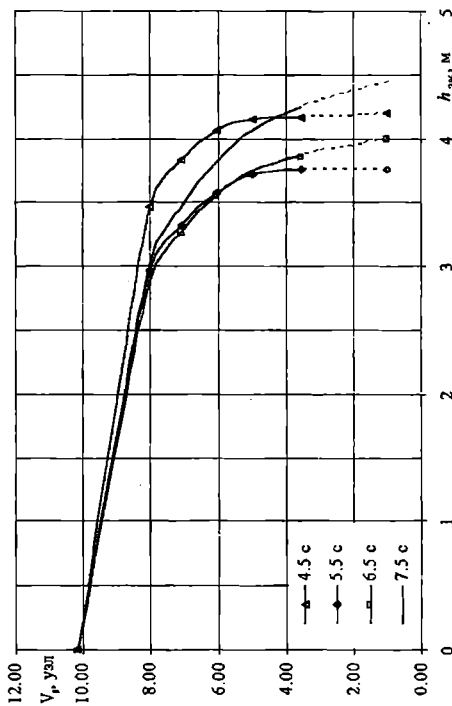
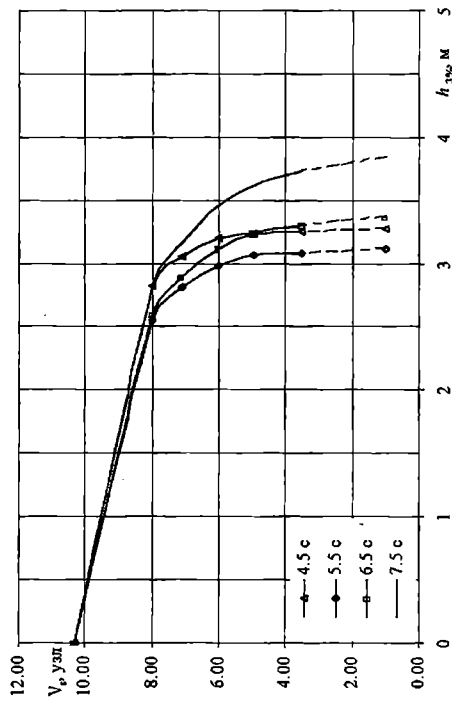


Рис. 2.4. Падение скорости на нерегулярном встречном волнении

также свидетельствует о некоторой переоценке расчетного снижения скорости на волнении.

Учитывая отмеченные обстоятельства, а так же то, что с ростом интенсивности волнения его средний период также возрастает и падение скорости происходит менее интенсивно, можно полагать, что предельное значение достижимой скорости движения судна на волнении интенсивностью 6 баллов составит не более 5 узл.

Таким образом, скорость хода 5 узл. принята в качестве расчетной при оценке характеристик мореходности судна – параметров качки, опасных вертикальных ускорений, слеминга, заливаемости и разгона винта.

### ЛИТЕРАТУРА

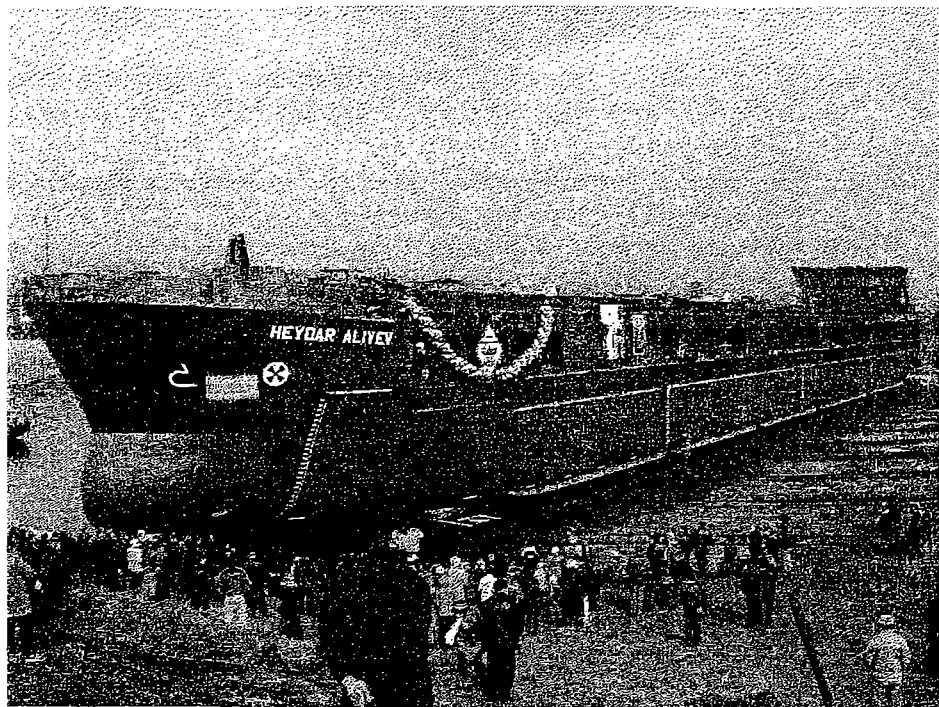
1. *Holtrop J., Mennen G.G.J. An approximate Power Prediction Method. ISP, Vol. 29, No. 335, 1982.*
2. *Басин А.М., Анфимов В.Н. Гидродинамика судна. Л.: Речной транспорт, 1961. - 684 с.*
3. *Анфимов В.Н., Ваганов Г.И., Павленко В.Г. Судовые тяговые расчеты. М.: Транспорт, 1978. - 216 с.*
4. *Guliev J.M., Davıdov I.F. Practical Estimation of Safe Ship Speed in Waves, Proceedings Jubilee 15<sup>th</sup> Session SMSSH, Vol. 2, Varna, 1986, Report No. 7.*
5. *Gerritsma J., Beukelman W. Analysis of the Resistance Increase in Waves of a Fast Cargo Ship. ISP, Vol. 19, No. 217, 1972.*
6. *Isherwood R. Wind Resistance of Merchant Ships. TRINA, 1973, Vol. 155. P. 327-335.*

УДК 629.553

**СУХОГРУЗНОЕ МНОГОЦЕЛЕВОЕ СУДНО СМЕШАННОГО  
РЕКА – МОРЕ ПЛАВАНИЯ ДЕДВЕЙТОМ 6970 ТОНН  
«ГЕЙДАР АЛИЕВ» С ВИНТО-РУЛЕВЫМИ КОЛОНКАМИ**

**Г.В. Егоров**

21 марта 2004 г. в Волгограде на судостроительном заводе состоялась официальная церемония спуска на воду первого в истории отечественного судостроения транспортного судна с винто-рулевыми колонками (рис. 1), названного в честь покойного президента Азербайджана. Это многоцелевой сухогрузный теплоход смешанного река-море плавания дедвейтом 6970 т (пр. 006RSD05). Серия судов строится по заказу российско-азербайджанской судоходной компании "Palmali Shipping". Проект судна разработан Морским Инженерным Бюро (г. Одесса) в тесном сотрудничестве со специалистами "Palmali Shipping".



*Рис. 1. Судно «Гейдар Алиев» после спуска на воду 21 марта 2004 года*

Судно ограниченного района плавания (СОРП) предназначено для транспортировки генеральных, навалочных, лесных, зерновых и крупногабаритных грузов, контейнеров международного стандарта высотой 8,5 и 9 футов и опасных грузов классов 1,4S, 2, 3, 4, 5, 6, 8, 9 МК МПОГ и Приложения В Кодекса ВС. Эксплуатация предусматривается на внутренних водных путях (ВВП) европейской части Российской Федерации с проходом по Волго-Донскому речному каналу (ВДРК), а также в морских районах в соответствии с классом судна, включая эксплуатацию вокруг Европы, работу на линиях порты Европы – Каспий, порты Азовского и Черного моря – континент и др.

Проект судна разработан на класс КМ ЛУ1 I II A1 Российского Морского Регистра Судоходства (РС) и удовлетворяет всем требованиям международных конвенций, действующим на дату закладки судна.

Созданию проекта сухогрузного судна предшествовал технико-экономический анализ (табл. 1) наиболее эффективных из существующих СОРП (пр. 1557 типа «Сормовский», пр. 19610 типа «Волга», пр. 15881 типа «Профессор Бубнов»), реклассифицированных и модернизированных до уровня требований класса РС ПСП из речных судов (пр. 05074М типа «Волжский», пр. 0225 «Сибирский», пр. 1743 типа «Омский») и уже строящихся новых проектов, таких как пр. 00101 типа «Русич».

При анализе учитывались главные характеристики существующих судов после повышения грузоподъемности и модернизационных работ по проектам МИБ. В частности, по проекту 05074М приведены данные для судна «Волжский 43» после переклассификации на класс ПСП с помощью подъема комингсов люков на 2,5 м.

Суда проектов 19610, 15881, построенные на морские классы ограниченных районов плавания РС в период с 1986 по 2000 год, являются судами, удовлетворяющими габаритам ВДРК, но имеют на осадках 3,40-3,60 м совершенно недостаточную грузоподъемность для река-море перевозок. Кроме того, следует признать, что объемы их грузовых трюмов не позволяют полностью использовать грузоподъемность при перевозках грузов легче угля, а именно спецификационный удельно-погрузочный объем (УПО) составляет 1,18-1,28 м<sup>3</sup>/т, что существенно снижает эффективность их использования в море.

При эксплуатации через ВДРК наилучшие относительные характеристики по грузоподъемности имеют реклассифицированные суда проекта 1743, а также суда пр. 1557, строившиеся на класс ПСП с 1969 по 1985 годы, а абсолютные – суда проекта 05074М.

При этом спецификационный УПО судов пр. 1557 и 1743 в море составляет около 1,34-1,44 м<sup>3</sup>/т, что недостаточно при перевозках некоторых сортов зерна, семечки, металллома, хлопка и ряда других достаточно распространенных грузов отечественных портов.

Таблица 1

Характеристика	Проект 006RSD05 «Гейдар Алев»	Пр. 00101 "Русич"	Пр. 15881 «Профессор Бубнов»	Пр. 19610 «Волга»	05074М («Волжский-43»)	проект 0225 «Сибирский»	проект 1557 «Сормовский»	проект 1743 «Омский»
Класс судна	КМ ★ ЛУ1 □ П А1	КМ ★ ЛУ2 □ П А1	КМ ★ Л2 □ А2 □ при d≤5,50 м)	КМ ★ Л3 □ П А2	КМ ★ Л4 □ П С1, □ при постройке +О-ГР 2,0	КМ ★ Л3 □ П С1, при постройке +М-СП 3,5	КМ ★ Л4 □ П С1	КМ ★ Л4 □ П С1, при постройке +М-ГР 2,5
Длина наибольшая, м	139,63	128,20	124,40	140,00	138,30	129,50	114,02	108,40
Длина между перпендикулярами, м	134,00	122,80	117,00	134,00	135,00	122,00	110,15	105,00
Ширина габаритная, м	16,70	16,74	16,60	16,56	16,70	15,80	13,20	15,00
Ширина, м	16,50	16,50	16,46	16,40	16,50	15,60	13,00	14,80
Высота борта, м	6,00	6,10	6,70	6,77	5,50	5,50	5,50	5,00
Осадка по ЛПУД, м	4,60	4,20	5,926	4,677	3,754	3,906	3,81	3,264
Высота габаритная от ОП до верха несъемных частей, м	16,20	16,80	-	16,40	16,00	15,60	16,40	14,10
Кубический модуль, LBN	13991	13091	15488	15333	12703	12277	8278	8130
Валовая вместимость, GT	5687	4960	4724	4991	5076	3743	2434	2432
Чистая вместимость, NT	3240	2140	1959	1781	2299	1123	994	971
Объем грузовых трюмов (по нижнюю кромку люковых закрытий), м³	11408	8090	6800	6864	9358	5431	4297	4383
Количество грузовых трюмов	4	3	4	4	4	4	4	4
Контейнероёмкость всего/в трюмах, TEU	274/204	267/180	165/111	144/92	-	192/96	-	152/64
Количество, мощность (кВт) и тип главных двигателей	2x1120 Wartsila 6L20	2x1140 Wartsila 6I.20	2x1103 6ЧРП 36/45	2x970 8NVD5 48A-3U	2x883 6ЧРП 36/45 (Г70)	2x662 Г-70-5	2x485 6NVD-48AU	2x515 6NVD48A-2U
Скорость при осадке по ЛПУД, узл при % от МДМ	11,8 (100%)	11,0 (90%)	12,4 (100%)	10,0 (100%)	10,2 (100%)	10,0 (100%)	10,4 (100%)	10,4 (100%)
Двигательно-рулевой комплекс	2 ВРК SCHOTTTEL SRP 1010FF	2 винта + 2 руля	2 ВФШ 2 руля	2 ВФШ в поворотных насадках + 1 руль	2 ВФШ в поворотных насадках	2 ВФШ	2 винта в насадках + двоясанный руль	2 ВФШ 2 руля
Мощность вспомогательных ДГ, кВт	2x215	3x160	3x200	3x150	2x114	3x110	3x80	3x50

Продолжение таблицы 1

Характеристика	Проект 006RSD05 «Г.байдар Алиев»	Пр. 00101 "Руенич"	Пр. 15881 «Профессор Бубнов»	Пр. 19610 «Волга»	05074М («Волжский-43»)	проект 0225 «Сибирский»	проект 1557 «Сормовский»	проект 1743 «Ожский»
Мощность аварийного ДГ, кВт	1x145	1x85	1x75	1x100	1x50	1x58	1x30	1x50
Мощность поддувающего устройства, кВт	230	160	-	135	95	есть	-	-
Автономность, сут.	15	20	30	20	15	15	10	10
Окпаж/количество мест	12/14	10/12	23/25	18	16	14/16	20	11/14
Вес судна порожнем, т	2610	2660	3120	2710	2090	2120	1270	1200
В море при осадке по ЛВЛ								
Дедейт, т	6970	5190	5756	6207	4743	3353	3174	5345
Спецификационный УПО груза, м <sup>3</sup> /т	1,71	1,63	1,28	1,18	1,19	1,34	1,44	1,81
Коэффициент использования водозмещения по дедейту	0,727	0,687	0,648	0,696	0,692	0,725	0,725	0,719
Энергозатраты на единицу транспортной производительности, мощность/ (дедейт x скорость), кВт/т·узел	0,0306	0,0399	0,0309	0,0313	0,0279	0,0278	0,0312	0,0324
В море (осадка 4,20 м)								
Дедейт, т	6084	5190	2883	5216	-	-	-	-
Спецификационный УПО груза, м <sup>3</sup> /т	1,98	1,63	2,77	1,42	-	-	-	-
Коэффициент использования водозмещения по дедейту	0,679	0,687	0,480	0,658	-	-	-	-
В реке (осадка 3,60 м)								
Дедейт, т	4580	3855	1815	3825	4007	2970	-	4841
Спецификационный УПО груза, м <sup>3</sup> /т	2,61	2,15	4,25	1,89	1,41	1,52	-	2,01
Коэффициент использования водозмещения по дедейту	0,637	0,620	0,368	0,585	0,654	0,700	-	0,699
В реке (осадка 3,40 м)								
Дедейт, т	4153	3430	1513	3429	3638	2714	-	4421
Спецификационный УПО груза, м <sup>3</sup> /т	2,89	2,42	5,23	2,12	1,56	1,67	-	2,20
Коэффициент использования водозмещения по дедейту	0,614	0,592	0,327	0,559	0,632	0,681	-	0,679



В целом, из существующих судов наилучшие технико-экономические показатели имеет модернизированный проект 05074М с поднятыми комингсами.

В работах [1, 2] уже отмечались основные недостатки существующих реклассифицированных судов, равно как и черты, привлекающие судовладельцев. К первым, безусловно, относится ограниченная надежность конструкций, высокий уровень риска повреждений корпусов, а также значительный возраст, ко вторым – их экономическая эффективность. Последнее обстоятельство в немалой степени обусловлено большой полнотой обводов и малыми  $v$ , в сравнении с морскими судами, скоростями хода, благодаря чему двигатели имеют невысокую мощность и низкий расход топлива на ходу.

Пополнение флота СОРП, должно и будет иметь более прочные, а, следовательно, более тяжелые корпуса в сравнении с существующими (что собственно и произошло с проектами 15881, 19610, 00101). Таким образом, при сохранении размеров, формы корпуса и энерговооруженности, неизбежно снижение грузоподъемности  $P_r$  при фиксированных проходных осадках и, следовательно, определенное падение экономической эффективности. Таковой представляется минимальная плата за снижения риска при эксплуатации.

В подобных обстоятельствах возникает весьма важный вопрос об использовании резервов повышения эффективности эксплуатации СОРП. Наиболее существенно на повышении эффективности сказывается увеличение  $P_r$ . На первый взгляд арсенал имеющихся у проектировщиков средств повышения  $P_r$  СОРП крайне ограничен.

Действительно, о выборе оптимальных, с точки зрения классической теории проектирования, размерений судна речи быть не может, поскольку габаритные размеры жестко лимитируются навигационными условиями эксплуатации на ВВП.

Это означает, например, что длина  $L$ , ширина  $B$  и осадка  $d$  в реке судна, предназначенного для бесперевалочной перевозки грузов на линии «Европейские ВВП России – порты Средиземного моря», не могут существенно отличаться от соответствующих характеристик судов типа «Волго-Дон» (пр. 507Б, 1565, 05074М), которые определяются габаритными размерами шлюзов ВДРК (такой класс СОРП можно назвать «Волго-Дон макс»).

Таким образом, орудием проектировщика остается варьирование коэффициентом общей полноты  $C_b$ , скоростью хода  $V_s$ , рациональное конструирование связей корпуса, ведущее к минимизации его массы  $P_{mk}$  и повышение  $V_{гн}$ , увеличивающее фактическую величину  $P_r$  для грузов с большим УПО.

Для подавляющего большинства транспортных СОРП, имеющих числа Фруда в пределах  $0,15 < Fr < 0,20$ , значение коэффициента остаточного сопротивления и, соответственно, скорость  $V_s$  определяется, главным образом, величиной  $C_b$ .

При постоянном  $C_b$  рост отношения  $B/d$  приводит к примерно пропорциональному росту остаточного сопротивления, однако, в силу основного принципа проектирования СОРП - обеспечения наибольшей грузоподъемности при заданных путевых условиях, ширина судна выбирается максимально возможной для выбранных условий работы. Как правило, для СОРП, работающих через ВДРК  $B=16,5$  м, а осадки определяются глубинами акватории портов, судоходных путей, порогов шлюзов, а также погодными условиями, поэтому  $B/d$  практически не подлежит изменению при проектировании.

Каковы рациональные пределы повышения  $C_b$  и  $V_s$ ?

Все, без исключения, специалисты в области проектирования отмечают, что рациональный выбор  $C_b$  и  $V_s$  - задача экономическая, конкретные же рекомендации для СОРП, основанные на прямом экономическом анализе, отсутствуют.

С целью анализа ситуации был произведен расчет изменения чистого дохода за год ЧД для судна максимально возможной грузоподъемности  $P_r$ , работающего в течение 7 месяцев в году на линии «европейские ВВП России - порты Средиземного моря» и остальное время - на линиях «порты Азовского моря - порты Средиземного моря». Расчет производился на основе методологии современных работ в области внешней задачи проектирования и экономики водного транспорта [3, 4]. В процессе расчетов ЧД выполнялись вариации  $C_b$  в пределах от 0,80 до 0,90 и  $V_s$  - от 7,0 до 11,0 уз. За базу (100%) брались показатели эталонного судна с  $C_b = 0,860$  и  $V_s = 9,0$  уз (судно типа «Волго-Дон»).

Результаты расчетов представленные на рис. 2, свидетельствуют о безусловном повышении прибыльности с ростом значения  $C_b$ , по крайней мере, до 0,900. Повышение скорости, в основном, благоприятно сказывается на величине ЧД, однако, последний зависит также от фрахтовой ставки  $RF$  и типа движительно-рулевого комплекса (ДРК), причем зависимость имеет максимальное значение, после достижения которого величина ЧД прекращает рост. Результаты произведенных расчетов подтвердили известный факт, что при более высокой величине  $RF$  критическое значение скорости, при которой ЧД перестает расти, увеличивается.

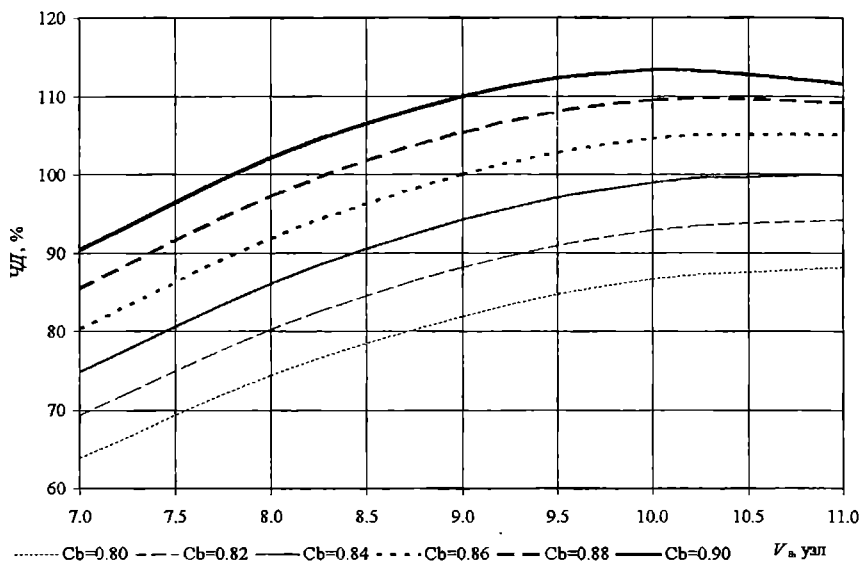


Рис. 2. Влияние скорости хода и коэффициента общей полноты на изменение чистого дохода за год ЧД

Еще одной возможностью повышения эффективности современных СОРП является увеличение вместимости грузовых помещений. При неизменном водоизмещении, в условиях ограничений длины и ширины судна повышение вместимости возможно лишь за счет увеличения длины и высоты грузового пространства.

Увеличение длины грузового пространства на судне типа «Гейдар Алиев» было реализовано за счет применения впервые в отечественной судостроительной практике (на грузовых судах) в качестве ДРК винторулевых колонок (ВРК), которые позволили сократить длину машинного отделения примерно на 20 %, отказаться от ахтерпика и румпельного отделения, а также обеспечить требуемую управляемость и ходкость в стесненных условиях, сократить затраты на монтаж и предполагаемые затраты на ремонт и обслуживание. Выбор ВРК в качестве ДРК для проектов МИБ производился на основании специальных стоимостного, массо-габаритного и риск-ориентированного исследований в сравнении с обычными одно- и двухвальными модификациями проектов (рис. 3).

Увеличение высоты грузового пространства позволяет повысить общую продольную прочность за счет увеличения расстояния между крайними связями эквивалентного бруса. Более рациональное распределение материала, в свою очередь, приводит к незначительному повышению металлоемкости при существенном увеличении момента сопротивления эквивалентного бруса (рис. 4), аналогично тому, что было выполнено при модернизации судов проекта 05074М.

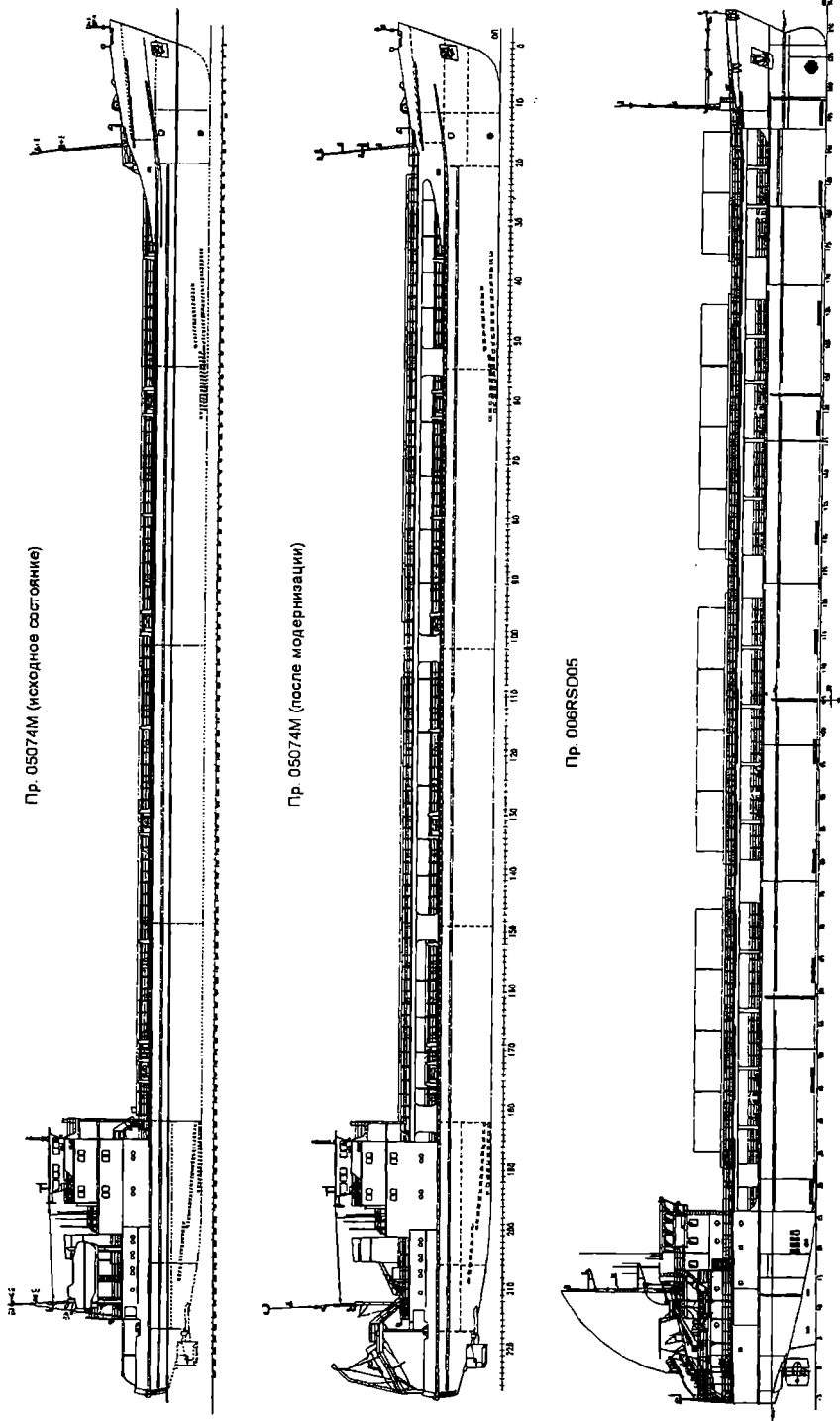


Рис. 3. Сравнение боковых видов судов класса "Волго-Дон макс"

Пр. 05074М (исходное состояние)

Пр. 05074М (после модернизации)

Пр. 006RSD05

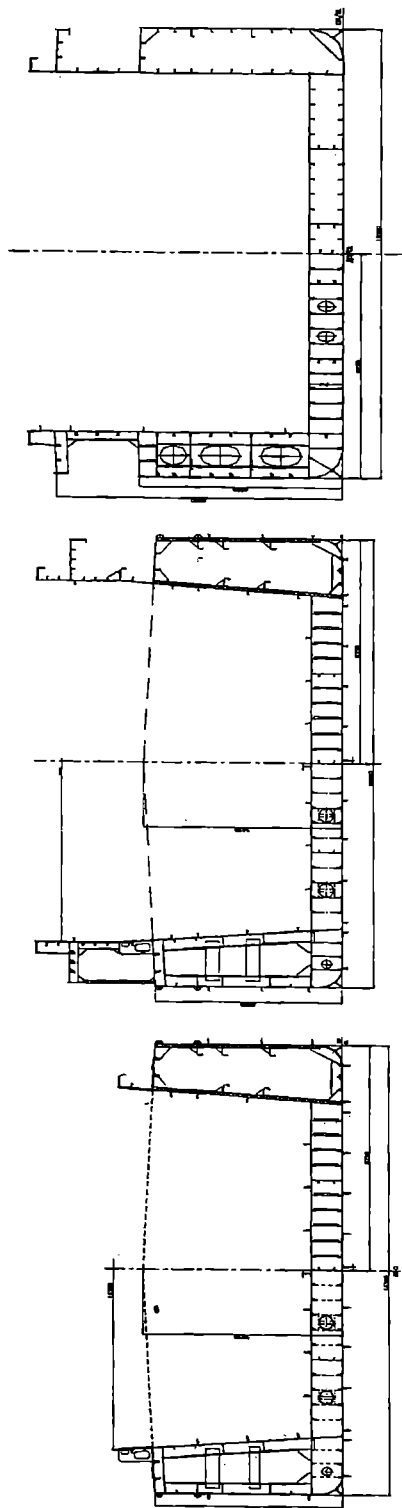


Рис. 4. Схемы мидель-шпангоута судов класса "Волго-Дон макс"

В итоге, концепция судна была сформулирована следующим образом: сухогрузное судно с полным использованием габаритов ВДРК, максимально возможным для заданной скорости коэффициентом общей полноты (около 0,90), повышенной грузоподъемностью при минимально возможной высоте борта; с винто-рулевыми колонками; обоснованной эксплуатационной надежностью конструкций судового корпуса при оптимальной металлоемкости последнего.

Архитектурно-конструктивный тип – стальной однопалубный теплоход с двумя поворотными винто-рулевыми колонками, с баком и ютом, с кормовым расположением рубки и машинного отделения, с двойным дном высотой 980 мм, двойным бортом шириной 1650 мм, четырьмя трюмами, с бульбовой носовой и транцевой кормовой оконечностями (см. рис. 5).

В носовой оконечности с высоким для данного типов судов баком расположены форпик, аварийный пожарный насос, шахта лага и эхолота, шкиперская, малярная, а также носовое подруливающее устройство типа «винт в трубе» мощностью 230 кВт.

В кормовой оконечности судна расположены МО и развитая высокая надстройка юта. Трехярусная кормовая рубка со служебными и жилыми помещениями для экипажа численностью 12 чел. (14 мест) спроектирована с учетом обеспечения ограниченного надводного габарита судна (13,2 м при осадке 3,00 м). Рулевая рубка выполнена с круговым обзором и минимальными зонами затенения в соответствии с ISO 8468 и циркулярным письмом MSC/Circ.982 от 5 декабря 2000 г.

Все трюмы выполнены ящичной формы, гладкостенные, удобные для проведения грузовых работ и размещения груза без штивки. Размеры грузовых трюмов 29,9 x 13,2 м (трюма №2, 3, 4) и 15,6 x 13,2 м (трюм №1) при высоте 8,4 м, которая гарантирует размещение трех ярусов контейнеров высотой 9 футов. Размеры последних трех трюмов позволяют перевозить различные нестандартные грузы, в том числе крупногабаритные и тяжеловесные.

Грузовые трюмы оборудованы складывающимися люковыми закрытиями, обеспечивающими 100%-е раскрытие трюмов. Расчетная нагрузка на люковые крышки составляет 1,75 т/м<sup>2</sup> для трюма № 1 и 1,30 т/м<sup>2</sup> для трюмов № 2, 3, 4, что дает возможность размещения на них лесных грузов с высотой каравана 2,6 м или одного яруса контейнеров массой 24 т каждый.

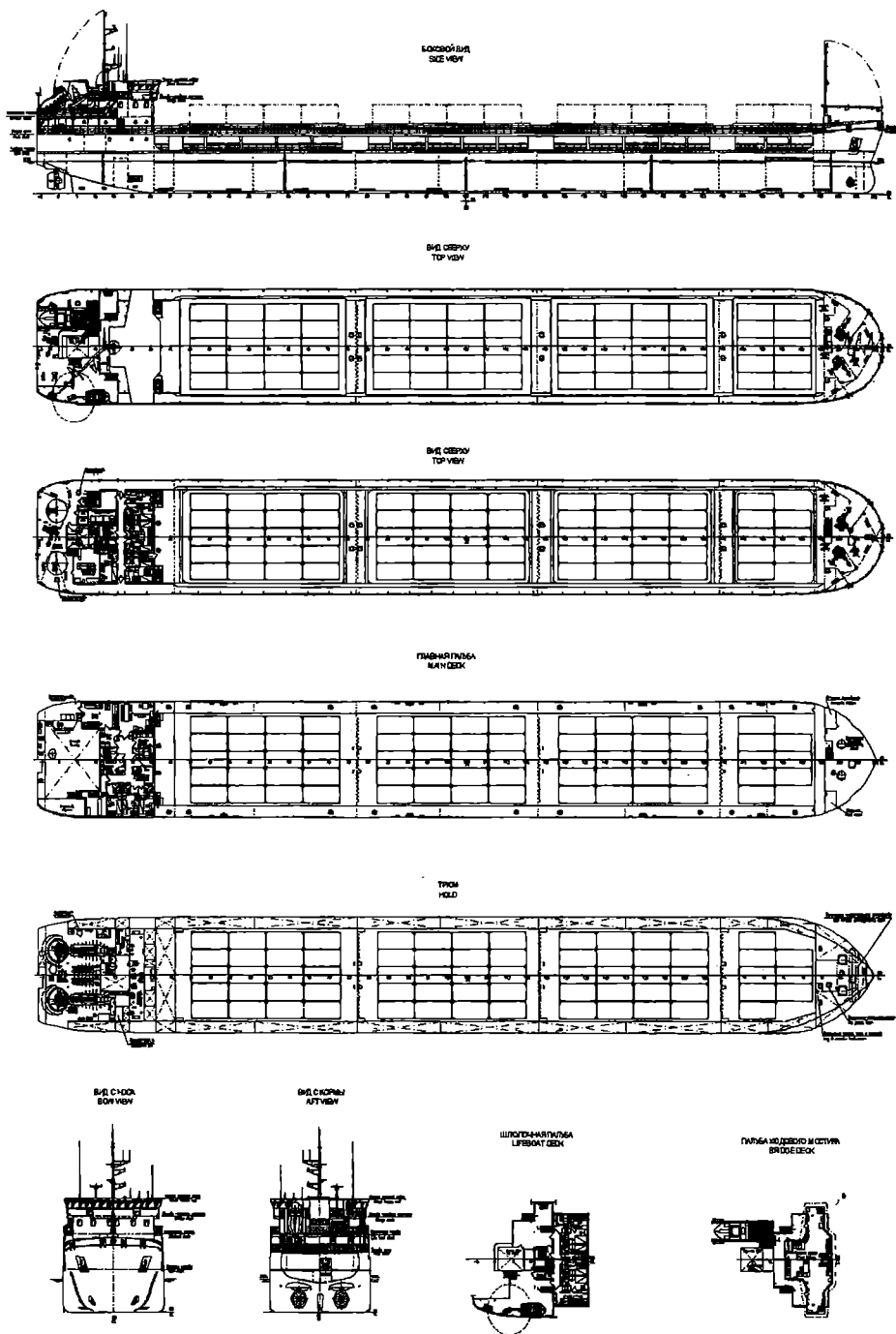


Рис. 5. Общее расположение судна пр. 006RSD05

Теоретический корпус судна, спроектированный И.А. Ильницким, имеет цилиндрическую вставку протяженностью  $0,65L$ . Бульб, площадь которого составляет  $2,9\%$  от площади мидель-шпангоута, длиной  $0,0045L$  используется для увеличения относительной полноты носовой оконечности. Он не предназначается для снижения волнового сопротивления, т.к. при  $F_r \approx 0,15$  данная задача не является актуальной. Специальная форма кормовой оконечности с небольшой килеватостью и скегом в ДП, оптимизирована под размещение ВРК (рис. 6).

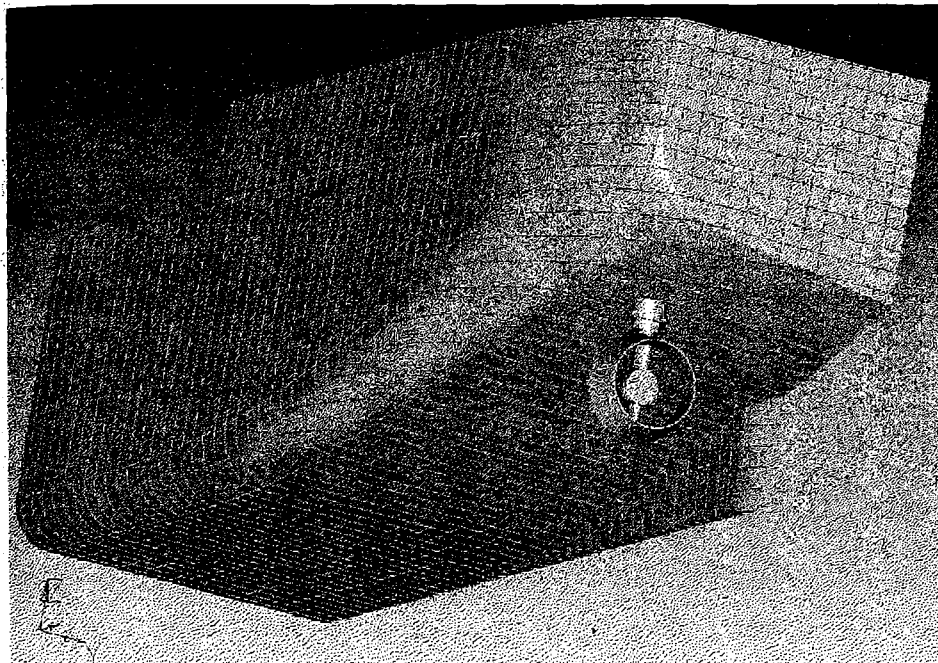


Рис. 6. Теоретическая модель кормовой оконечности

Движение и управляемость судна обеспечивается двумя кормовыми полноповоротными ВРК фирмы Schottel типа SRP-1010FP с винтами фиксированного шага диаметром  $1950$  мм в насадках (рис. 7). Привод к ВРК от главных дизелей осуществляется через механическую Z-передачу.

Обводы корпуса выбраны на основе анализа буксировочных испытаний, проведенных в опытовом бассейне Одесского национального морского университета.

Расчетный срок службы корпуса судна  $24$  года. В качестве материала основных конструкций корпуса применяется судостроительная сталь категорий РС D32 и РС A32 с пределом текучести  $315$  МПа. Верхняя часть непрерывных продольных комингсов люков, настила и набора верхней палубы выполняется из судостроительной стали повышенной прочности категории РС D40 с пределом текучести  $390$  МПа.



Элементы конструкций палуб бака и юта, профильный прокат в надстройках и рубках выполняются из стали категории РС А.

Корпус имеет двойное дно, двойные борта, верхнюю палубу с шириной раскрытия 0,8В, непрерывные продольные комингсы грузовых люков высотой 3,30 м с прочным палубным стрингером комингса люка, расположенным на высоте 2,5 м над верхней палубой и переходящим в носу в палубу бака, а в районе машинного отделения – в палубу юта.

Продольные комингсы грузовых трюмов установлены в плоскости продольных переборок трюмов.

Межлюковые перемычки расположены на 800 мм ниже верхней кромки продольного комингса люка.

Поперечные переборки между трюмами – гофрированные с вертикальными гофрами, остальные переборки – плоские.

Двойное дно, двойные борта, днище, верхняя и главная палубы, продольные комингсы люков и палубный стрингер комингса люка выполнены по продольной системе набора; конструкции машинного отделения, платформы, палубы бака и юта, оконечности судна – по поперечной.

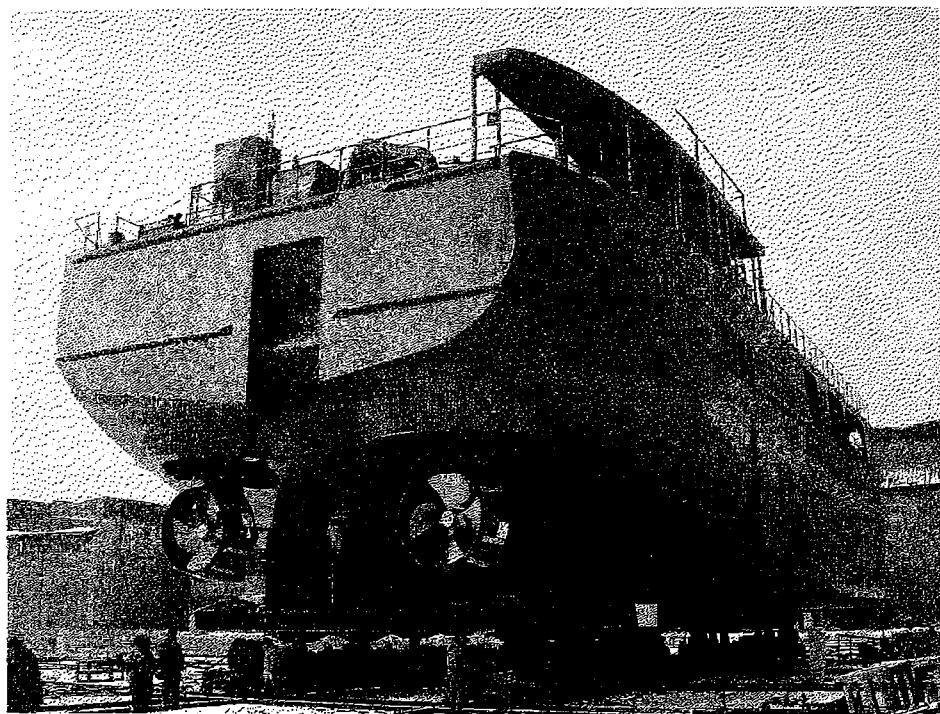


Рис. 7. Кормовая часть в «металле»

Прочность корпусных конструкций грузовых трюмов достаточна для неравномерной загрузки, при которой обеспечивается общая продольная и местная прочность корпуса в соответствии с одобренными классификационным обществом нормами.

Второе дно рассчитано на интенсивность распределенной нагрузки  $10 \text{ т/м}^2$ , а также на работу грейфером грузоподъемностью 16 т.

Загрузка, прочность и остойчивость судна при грузовых операциях и в море контролируется бортовой ЭВМ с помощью программы «SHIP.04», разработанной автором.

Корпус судна спроектирован на класс ЛУ1, который предполагает круглогодичное плавание в незамерзающих морях, в мелкобитом разреженном льду неарктических морей (самостоятельное плавание в мелкобитом разреженном льду толщиной 0,40 м со скоростью 5 узлов; плавание в канале за ледаколом в сплошном льду толщиной 0,35 м со скоростью 3 узла).

Защита корпуса от коррозии гарантируется применением короткозамкнутой протекторной защиты и эффективного лакокрасочного покрытия.

Исходя из результатов испытаний, для главной энергетической установки выбраны два среднеоборотных дизеля типа 6L20 фирмы Вяртсиля со спецификационной максимальной длительной мощностью по 1120 кВт. Главные двигатели работают на тяжелых сортах топлива вязкостью до 380 сСт.

Запасы тяжелого топлива размещаются в дитанках в районе носовой переборки МО, отделенных от забортной воды двойным дном и бортами, что обеспечивает дополнительную экологическую безопасность при работе на внутренних водных путях, на мелководье, при швартовках.

Электроэнергетическая установка судна состоит из двух дизель-генераторов мощностью 211 кВт и одного аварийно-стояночного дизель-генератора мощностью 160 кВт фирмы «Вольво-Пента». Приводные двигатели генераторов работают на дизельном топливе.

Предусмотренные судовые устройства обеспечивают выполнение требований надзорных органов к данному типу судна.

Спуск и подъем носовых и кормовых якорей выполняется якорно-швартовными лебедками с автоматическим натяжением швартовов. Носовая (с ПрБ) и кормовая якорно-швартовные лебедки оборудованы гидравлической системой дистанционной отдачи якорей. Управление дистанционной отдачей осуществляется из центрального объединенного пульта управления в рулевой рубке.

По корме с ЛБ установлена сбрасываемая закрытая спасательная шлюпка типа GFF-T 5.7M фирмы НАТЕСКЕ вместимостью 16 человек, спускаемая как методом свободного падения, так и контролируемым спуском. На палубе ходового мостика по ПрБ установлена дежурная

шлюпка с подвесным мотором, вместимостью 6 человек типа RB400 фирмы HATECKE. На палубе юта с ПрБ установлен спускаемый плот вместимостью 16 чел. Подъем и спуск дежурной шлюпки и спускаемого плота осуществляется краном типа GD-RRS-15/3.5 (SWL 15 кН) фирмы GÜRDESAN. На палубе ходового мостика с ЛБ установлен сбрасываемый плот вместимостью 16 чел., на палубе бака – сбрасываемый плот вместимостью 6 чел.

Состав средств связи предусмотрен в объеме требований Глобальной морской системы связи при бедствии и для обеспечения безопасности (ГМССБ) для морских районов A1+A2+A3, а также в реках. Комплекс современного судового радиоборудования обеспечивает связь при бедствиях и безопасность мореплавания, а также эксплуатационную связь общего назначения.

Гирокомпас с репитерами, главный магнитный компас, относительный лаг, эхолот, приемоиндикатор GPS, 2 основных и речной радиолокаторы, а также электронно-картографическая система ECS, регистратор данных рейса и АИС обеспечивают судоводителя и системы-потребители навигационной информацией.

Для приема и отдачи балласта на судне имеется балластно-осушительная система, обслуживаемая двумя электроприводными центробежными насосами и водоструйным эжектором. Одновременная работа этих средств дает возможность откачать весь балласт за время не более 7 ч. В целях уменьшения длины трубопроводов балластной системы и улучшения условий труда экипажа на судне предусмотрена установка дистанционно управляемой арматуры.

Управление судном, главной энергетической установкой, ВРК и подруливающим устройством, радионавигационными средствами и др. осуществляется из центрального объединенного пульта управления в рулевой рубке. Функции управления судном могут осуществляться также с бортовых пультов. Автоматизированная система предусматривает управление судном из рулевой рубки без несения постоянной вахты в машинном отделении.

Для размещения экипажа численностью 12 человек, предназначаются 2 одноместные блок-каюты, 10 одноместных кают с санузелом и душем. В двух каютах имеется по одному резервному месту.

5 мая 2004 года судно «Гейдар Алиев» было принято судоходной компанией «Palmali Shipping» и ушло в первый рейс (рис. 8). Сдача второго судна предполагается в сентябре сего года. Подписан контракт на строительство еще двух судов этого проекта.

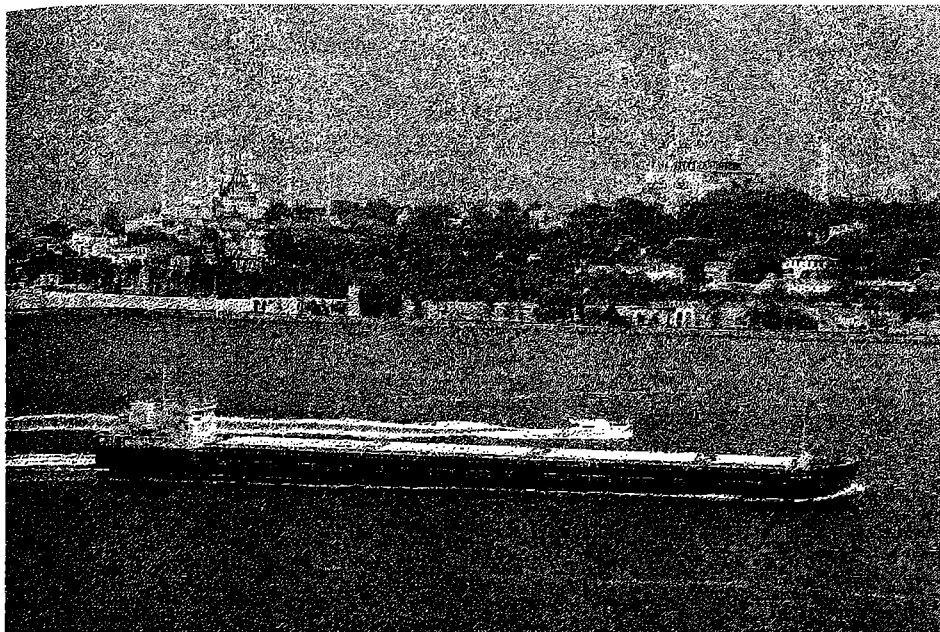


Рис. 8. Судно «Гейдар Алиев» первый раз идет проливом Босфор

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Егоров Г.В. Основные факторы, влияющие на надежность корпусов судов ограниченного района плавания // Прочность и техническая эксплуатация корпусов судов: Сб. научн. тр. БГАРФ. - Калининград, 1998. - Вып. 27. - С. 73-80.
2. Егоров Г.В. Особенности выбора главных элементов современных грузовых судов ограниченного района плавания // Вісник ОНМУ. - Одеса: ОНМУ, 2004.- Вып. 13. - С. 3-22.
3. Войлошников М.В. Морские ресурсы и техника: эффективность, стоимость, оптимальность. – Владивосток: Издательство ДВГТУ, 2002. – 586 с.
4. Краев В.И., Пантина Т.А. Экономическая оценка инвестиций на водном транспорте. – СПб: Издательство СПбГПУ, 2003. – 299 с.

УДК 629.122.5-44/-46(26)

## **ВЫБОР ФОРМЫ ОБВОДОВ КОРПУСА БЫСТРОХОДНЫХ ОДНОКОРПУСНЫХ ВОДОИЗМЕЩАЮЩИХ СУДОВ (БОВС)**

**Ю.М. Ларкин, А. О. Канифольский**

В настоящей работе к быстроходным отнесены суда, скорость которых превышает привычные обычные значения для традиционных водоизмещающих судов. Относительные скорости последних не больше значения  $Fr_1=0,4$ . В статье к водоизмещающим отнесены суда, вес которых уравнивается преимущественно гидростатическими силами. Подобное обстоятельство соответствует положениям ряда Правил, например положению 1.4.18 совместных Правил Bureau Veritas, Germanischer Lloyd, Registro Italiano Navale [1].

У большинства типов транспортных судов вследствие сравнительно небольших скоростей при заданных грузоподъемности и определенных характеристиках задача выбора формы и проектирования теоретического чертежа сводится, по существу, к рациональному вертикальному распределению водоизмещения. При заданной строевой по шпангоутам сама форма шпангоутов и характеристики проектной ватерлинии тесно взаимосвязаны. Выбор формы поперечных сечений корпуса по существу определяют основные особенности ватерлинии и наоборот. Такое положение объясняется локальным характером вытеснения жидкости носовой оконечностью, сравнительно слабо влияющим на характеристики потока в корме. Быстроходные суда, особенно с малым отношением длины к ширине  $L/B=5$  и ниже, составляют исключение, когда нельзя игнорировать влияние носовой оконечности на пропульсивные качества судна.

Минимум сопротивления среды движению является одним из главных условий, которые необходимо удовлетворить при разработке обводов БОВС. Не менее важным является уменьшение силы удара волны о корпус, а следовательно достижение приемлемых линейных ускорений на борту судна. Выбор оптимального угла килеватости, особенно в носовой оконечности, связан с решением упомянутых условий. Их выполнение связано также с обеспечением необходимой площади ватерлинии по соображениям компоновки и остойчивости. Поэтому удачный выбор протяженности и формы носовой ветви ватерлинии, равно как и угла входа, является крайне важным для БОВС. На образцах последней постройки угол входа этой ватерлинии составляет  $10-20^\circ$ . Форма носовой ветви ватерлинии в большинстве случаев - слегка S-образная, хотя встречаются слегка выпуклые и почти прямые ветви ватерлинии. В последнем случае форма ватерлинии приближается к

одной из разновидностей крайних форм по Эйлеру - равнобедренному пятиугольнику [2]. В случае, когда длина треугольной части пятиугольника составляет  $0,4L$  и  $0,5L$ , коэффициенты полноты площади ватерлинии равны  $0,8$  и  $0,75$ , соответственно. Протяженность и форма носовой ветви ватерлинии, а также отношение длины к ширине влияют на величину угла входа. В теоретическом случае крайняя величина угла входа ватерлинии при протяженности носовой ветви  $0,4L$  и  $L/B=5$  составляет  $28^\circ$ . При тех же условиях и  $L/B=7$  угол входа равен  $20^\circ$ . S-образные формы позволяют несколько уменьшить углы входа. При протяженности носовой ветви  $0,5L$  подобные приведенным результаты получаются при использовании математических кривых рис. 1, табл. 1.

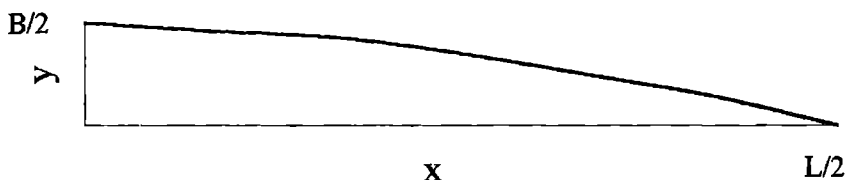


Рис. 1. Кривая № 1, описывающая носовую ветвь КВЛ быстроходных судов

Таблица 1

Характеристики математических кривых

№ кривой	Уравнение кривой	Угол входа КВЛ	
		$L/B=5$	$L/B=7$
1	$y = \frac{B}{2} \cos \pi \frac{x}{L}$	$17^\circ$	$12,5^\circ$
2	$y = \frac{B}{2} \left[ 1 - \left( \frac{2x}{L} \right)^{2,5} \right]$	$27^\circ$	$20^\circ$
3	$y = \frac{B}{2} \sqrt{1 - \left( \frac{2x}{L} \right)^3}$	$>27^\circ$	$>20^\circ$
4	$y = \frac{B}{2} \frac{1 - \left( \frac{2x}{L} \right)^3}{1 - 0,67 \left( \frac{2x}{L} \right)^3}$	$>27^\circ$	$>20^\circ$

Результаты экспериментальных и натурных исследований не обнаруживают значительного влияния ширины транца на общее сопротивление БОВС. Более важным является аспект поведения судна на попутном волнении. При остроскулой форме корпуса важным является выбор формы и угла линии слома шпангоутов на боковом виде. Анализ имеющихся разработок в области остроскулых форм позволяет сделать вывод о том, что оптимальная точка пересечения КВЛ и скулы находится на расстоянии  $35\pm 5\%$  длины от носового перпендикуляра (рис 2).

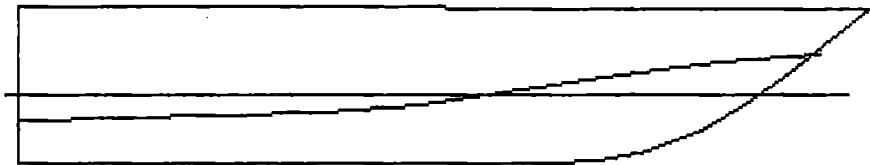


Рис. 2. Линия скулы

Положение линии скулы по высоте в кормовой части судна зависит от угла килеватости шпангоутов на миделе и транце. Если угол килеватости днища на миделе равен или незначительно превышает угол килеватости транца, линия скулы в кормовой части судна будет параллельна основной линии. У некоторых быстроходных судов килеватость днища увеличивается в направлении от транца к форштевню, что приводит к обводам с так называемой закруткой днища. Разность между значениями углов килеватости на миделе и транце обычно не превышает  $7-8^\circ$ . Значительное большинство судов со скоростями 40 узлов и больше имеют килеватую форму остроскулых шпангоутов. Линия слома этих шпангоутов на большей части длины судна от транца проходит около ватерлинии, плавно поднимаясь к форштевню в районе носовой оконечности. Шпангоуты по борту выше линии слома до верхней палубы могут быть выполнены наклонными (обычно несколько меньше  $10^\circ$  от вертикали) или по ломаной линии (рис. 3).

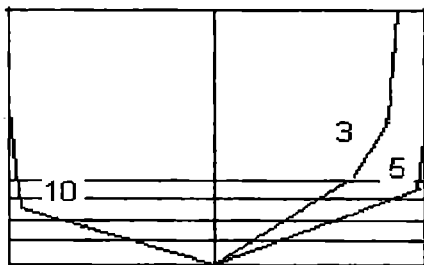
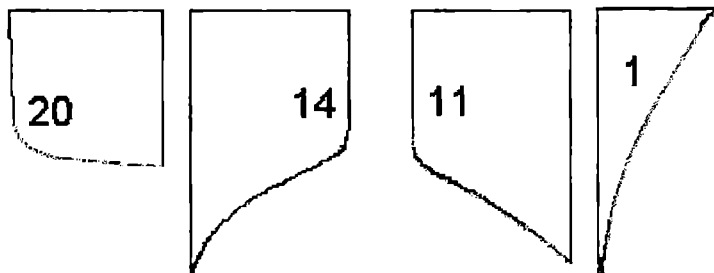


Рис. 3. Форма остроскулых шпангоутов БОВС

Последняя схема применена на судах типа "Albayzin", разработанных и построенных в Испании по программе "Mestral" (Monohull Excellent Seakeeping Transport Leisure Ship) [3]. При разработке форм обводов быстроходных водоизмещающих судов с относительным удлинением

$$l = \frac{L}{\frac{1}{\nabla^3}} \text{ до } 7 \text{ и скоростями до } 30 \text{ узлов в ряде случаев используются}$$

модификации традиционных V-образных круглоскулых теоретических шпангоутов. Значения коэффициента общей полноты  $c_b$  оказываются равными около 0,55 [4] коэффициента полноты мидель-шпангоута 0,65-0,95. Подобные значения коэффициента общей полноты рассматриваются в работе А. Линдблада [5]. Для быстроходных судов некоторый эффект снижения сопротивления достигается в случае применения развитых бульбовых обводов с заострением носовой ветви ватерлинии и выносом бульба за носовую перпендикуляр. Одна из современных модификаций бульбового носа (gooseneck type) приведена в работе [4]. На сравнительно небольших современных судах применяют более "острые" модификации бульбового носа, например типа "beak bow" [6]. Применяются безбульбовые носовые оконечности с наклонным или наклонным и слегка изогнутым форштевнем, угол наклона которого выше ватерлинии составляет  $40^\circ \pm 5^\circ$ . Подобная носовая оконечность рассматривалась в проектном исследовании обводов быстроходных судов с относительным удлинением более 9,28 [7]. Коэффициент общей полноты был принят равным  $c_b=0,339$  при коэффициенте полноты площади мидель-шпангоута  $c_m=0,556$ . Фрагменты эскиза обводов шпангоутов приведены на рис. 4.



*Рис. 4. Форма круглоскулых шпангоутов быстроходного судна, разработанная Ганноверским университетом*



Кормовая оконечность обычно транцевая. Это дает определенные экономические и эксплуатационные преимущества. Однако при погружении значительной части транца в воду сопротивление может возрастать из-за фиксированного отрыва пограничного слоя на кромках транца. Следует отметить, что на некоторых быстроходных судах замечен подъем килевой линии в районе кормовой части.

Для прорисовки проекции «корпус» достаточно задаться тремя сечениями (при 10 теоретических). Это могут быть третий шпангоут (характеризует величину ударных нагрузок при ходе на волнении), мидель и десятый шпангоут (характеризует ходовой дифферент и рыскание судна на курсе). У большей части мореходных судов килеватость изменяется от  $0^\circ$  у транца до  $60^\circ$  и более в носу. Анализируя угол килеватости на построенных БОВС (например «Jupiter»), можно отметить, что значение этого угла в носовой части составляет около  $35^\circ$ , на миделе –  $25^\circ$  и к транцу угол уменьшается на  $5-7^\circ$ . Для судна «Guizzo», у которого применены обводы с примерно такими же углами килеватости (при характеристиках волнения: высота – 3 метра, длина – 40 метров, скорость – 15,5 узлов) скорость судна 35 узлов, ускорения в районе центра тяжести равны  $0,051g$ .

Далее, имея для дальнейших расчетов площади трех шпангоутов, есть возможность построить строевую по шпангоутам. Применение различных CAD систем значительно упрощает задачу проектирования. Например, можно рассчитать площадь, ограниченную строевой по шпангоутам и положение центра тяжести этой площади по длине. Эти величины, как известно, характеризуют водоизмещение и абсциссу центра величины  $x_c$ . Оптимально, с точки зрения ходкости, положение центра величины относительно транца  $\bar{x}_c = (0,35-0,45)L$ .

Еще один способ оценки формы обводов корпуса и последующей разработки его теоретического чертежа – это предварительное построение строевой по ватерлиниям, охватывающей надводные объемы. Последнюю удобно представить в виде комбинации частей двух парабол 1 и 2 (рис. 5).

Площадь КВЛ определяется по кривой  $y = \frac{B}{2} \cos \frac{\pi x}{L}$ . Верхний участок строевой по ватерлиниям (1) может быть представлен параболой по

Эйлеру вида  $S_z = k_s z^n$ . Показатель  $n$  в этой формуле  $n = \frac{c_w}{c_b} - 1$ .

Зная значения коэффициентов  $c_w$ ,  $c_b$  и площадь КВЛ, возможно определение коэффициента  $k_s$ . Нижний участок строевой (2) применительно к БОВС лучше отражает формула М.М. Окунева вида

$$S_z = S_d \left[ 1 - \left( 1 - \frac{z}{d} \right)^m \right].$$

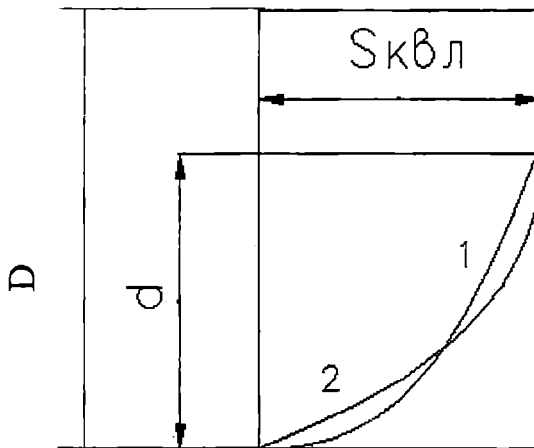


Рис. 5. Параболические строевые по ватерлиниям и схема формирования высоты борта

$$1 - S_z = k_S z^n$$

$$2 - S_z = S_d \left[ 1 - \left( 1 - \frac{z}{d} \right)^m \right]$$

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Bureau Veritas. Rules for the Construction and Classification of High Speed Craft. Ref. NR 396 UNITAS ROO E.
2. Ашик В. В. Проектирование судов. - Л.: Судостроение, 1985.- 319 с.
3. *Mestral rides the waves of success.* MER January, 1995. P. 29.
4. С.М. van Hooren, P. van der Hoek. Hydrodynamic design of a conventional fast ro-ro ferry. *The Naval Architect*, January, 2001. P. 31, 32, 33.
5. Линдبلاد Андерс. Проектирование обводов транспортных судов. Л.: Судостроение, 1965. - 127с.
6. *Latest deliveries are designed for speed.* Ship and Boat International, July/August, 2002. P. 15, 17,18.
7. Jürgen Isensee. *Schnelle schlanke Schiffe Containerschiffe und Fähren.* Hansa, 1976, 113. №10. 847-850.

УДК 629.122/123

## ЕДИНЫЕ ДЛЯ ОТНК ПРАВИЛА КЛАССИФИКАЦИИ И ПОСТРОЙКИ СУДОВ СМЕШАННОГО (РЕКА-МОРЕ) ПЛАВАНИЯ

В. П. Лобастов, П.И. Бажан

Российский Речной Регистр активно сотрудничает с международными организациями, занимающимися вопросами безопасности водного транспорта. Особые отношения связывают Российский Речной Регистр и международную ассоциацию органов технического надзора и классификации (ОТНК), которая первоначально была организована в рамках Совета экономической взаимопомощи (СЭВ). В 1961 г. В Варшаве было подготовлено межправительственное «Соглашение о сотрудничестве в области технического надзора за судами и их классификации», подписанное уполномоченными представителями правительств Болгарии, Венгрии, ГДР, Польши, Румынии, СССР и Чехословакии [1]. Позднее к соглашению присоединились Югославия (СФРЮ), Северная Корея (КНДР), Вьетнам (СРВ) и Куба.

Соглашение предусматривало, помимо прочего, обмен информацией по вопросам организации работы органов технического надзора и классификации, обмен действующими правилами, нормативными материалами и формами судовых документов в целях их возможной унификации, координацию планов научных исследований и опытных работ, необходимых для совершенствования классификационной деятельности. Соглашение явилось основой длительного, активного и плодотворного сотрудничества органов технического надзора и классификации судов тех стран, которые его подписали.

Одним из результатов такого сотрудничества было создание согласованных правил ОТНК, направленных на повышение технической безопасности судов и устранение различий между национальными изданиями Правил. Согласованные правила выпускались в виде контрольных экземпляров, состоящих из основного текста, принятого всеми (или большинством) ОТНК и перечня национальных отклонений каждого ОТНК, если они существовали. На основе контрольных экземпляров разрабатывались национальные издания правил. Объединение научного потенциала обществ, взаимное использование результатов научно-технических разработок позволило поддерживать правила на высоком техническом уровне. Согласованные правила ОТНК послужили основой для создания первых национальных правил некоторых ОТНК.

В 1994 г. на совещании директоров ОТНК в связи с политическими и экономическими изменениями в странах-участницах ОТНК было

принято решение о прекращении сотрудничества на основе Межправительственного соглашения 1961 г.

Начало второму этапу международного сотрудничества классификационных органов было положено в том же 1994 г., когда в Берлине было подписано новое соглашение ОТНК, озаглавленное как «Соглашение о сотрудничестве органов технического надзора и классификации судов». Одной из основных задач второго этапа сотрудничества являлась совместная разработка технических проблем с целью совершенствования национальных правил.

Дальнейшее развитие международного сотрудничества в рамках ОТНК сдерживало отсутствие организационного оформления статуса этого сотрудничества. Поэтому в 1998 г. на совещании директоров ОТНК в Гданьске было объявлено о создании международной ассоциации органов технического надзора и классификации — ОТНК, получившей также официальное название на английском языке: *International Association of Technical Survey and Classification Institutions — TSCI*. Членами вновь созданной ассоциации стали стороны, подписавшие меморандум: Болгарский судовой Регистр, Вьетнамский Регистр, Кубинский Регистр судов, Регистр судоходства Украины, Российский Речной Регистр. Позднее в члены *TSCI* были приняты Классификационное общество *Zoson* (КНДР), Международное морское бюро освидетельствований (Греция), Словацкий Ллойд.

Одной из целей *TSCI* является гармонизация и унификация требований к судам и другим объектам надзора (технического наблюдения). Ясно, что самый прямой путь к достижению этой цели состоит в создании единых нормативных документов ОТНК, в частности, единых правил классификации и постройки судов. Поскольку многие из членов *TSCI* не имеют флота внутреннего плавания, было принято решение создавать единые правила для судов смешанного (река–море) плавания (далее Правила).

Концепция Правил в понимании их разработчиков, как и актуальность их создания, вытекает из непосредственного анализа рис. 1.

Суда смешанного (река–море) плавания могут выполнять как международные, так и каботажные рейсы в пределах своих территориальных вод. В первом случае, помимо соответствия требованиям международных кодексов по созданию отдельных видов судов и правил ЕЭК ООН (если страна–участница ОТНК расположена в Европе), суда смешанного плавания должны удовлетворять требованиям международных конвенций, которые направлены на обеспечение условий безопасности плавания, охраны жизни пассажиров и экипажа, сохранности перевозимых грузов, предотвращение загрязнения окружающей среды. Суда, совершающие каботажные рейсы, в первую очередь должны отвечать требованиям национальных правил классификации и постройки судов, учитывая также применимые

положения международных кодексов и правил ЕЭК ООН. Многообразие нормативных документов, различный стиль изложения требований отнюдь не способствуют нормальному процессу проектирования и постройки судов, отвечающих необходимым требованиям перечисленных на рис. 1 нормативных документов и тем более не способствует совершенствованию классификационной деятельности органов классификации и технического наблюдения.

Отсюда вытекает актуальность создания правил классификации и постройки судов смешанного (река–море) плавания для ОТНК и их концепция — объединение в одном нормативном документе (правилах) всех требований, которым должны удовлетворять с вышеприведенных позиций безопасности суда смешанного плавания, как совершающие международные рейсы, так и выполняющие каботажные рейсы, в том числе с заходом на внутренние водные пути стран–участниц ОТНК.

В основу первой редакции Правил для ОТНК положены требования правил Российского Речного Регистра по классификации и постройке судов смешанного река-море плавания, прошедшие более чем полувековую проверку успешной эксплуатацией судов с классом Российского Речного Регистра, порой в более жестких условиях по сравнению с проектными, установленными в соответствии с Правилами Регистра.

Такой подход следует считать вполне оправданным, поскольку речной флот России включает в себя наибольшее количество судов смешанного плавания, а следовательно именно в России накоплен огромный опыт проектирования и постройки таких судов. Правда, при формировании новой редакции Правил для ОТНК разработчикам пришлось столкнуться с некоторыми трудностями, обусловленными особенностями формирования для судов смешанного плавания национальных правил Речного Регистра.

Это следующие особенности:

во-первых, в правилах Регистра для судов смешанного плавания основными считаются правила классификации и постройки судов внутреннего плавания (ПСВП) [2], а дополнительными — правила классификации и постройки судов смешанного плавания (ПССП) [3]. Иначе, в ПССП отсутствуют многие положения, необходимые для проектирования судов смешанного плавания, так как изначально предполагается, что эти отсутствующие положения приведены в ПСВП, то есть являются общими как для судов внутреннего плавания, так и для судов смешанного плавания;

во-вторых, в правилах Регистра для судов смешанного плавания отсутствует в явном виде изложение требований международных конвенций, а имеется только указание на необходимость их выполнения.

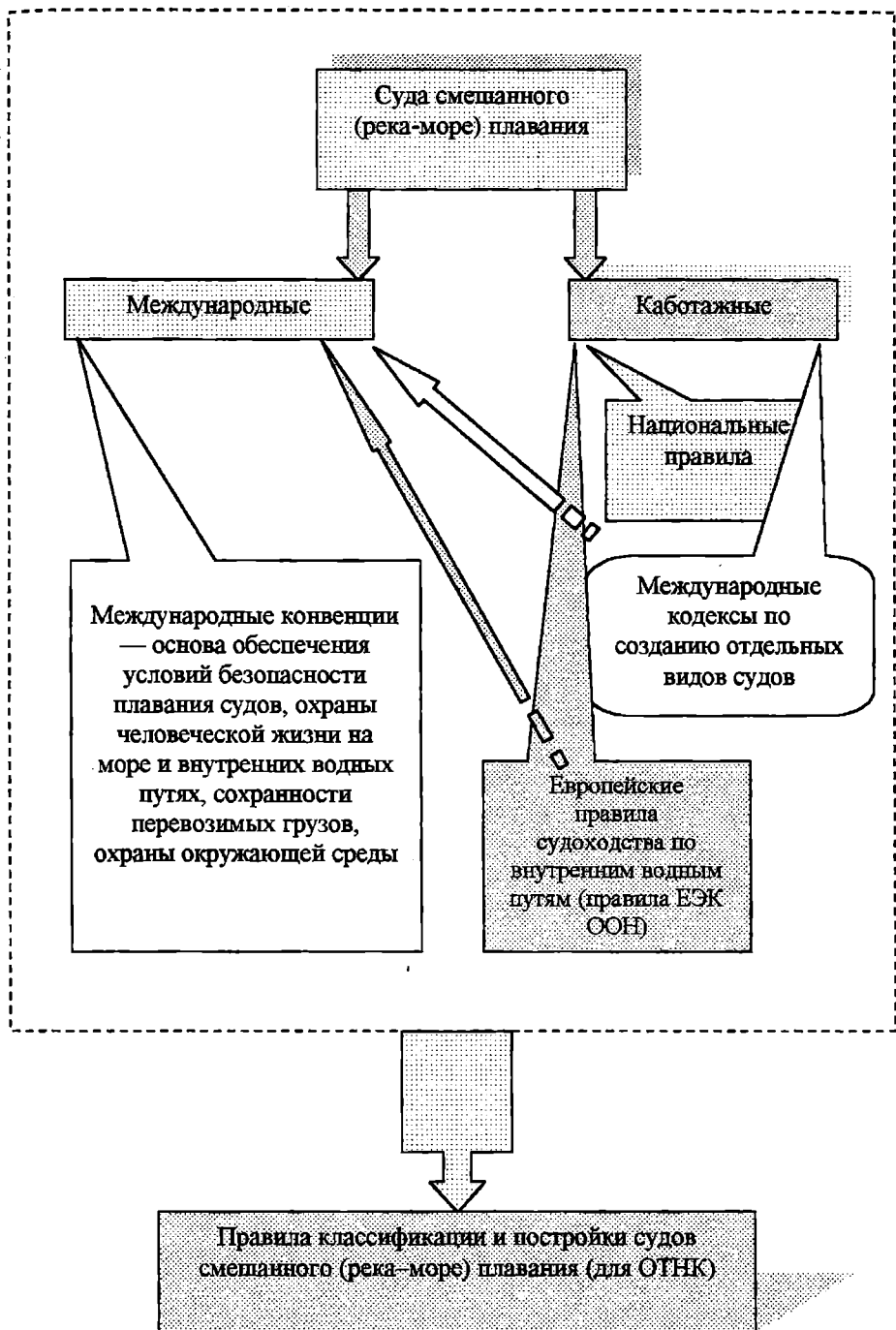


Рис. 1. К объяснению актуальности и концепции Правил

Разработанная первая редакция Правил для ОТНК исключает отмеченные выше особенности национальных правил РРР и объединяет применимые положения нормативных документов, указанных на рис. 1 с учетом опыта, накопленного российскими специалистами. Предполагается, что после обсуждения проекта Правил заинтересованные члены ОТНК, помимо указания замечаний, внесут свои предложения к содержанию Правил, направленные на их совершенствование, особенно для тех ситуаций, которые не предусмотрены российскими правилами.

С целью выделения требований, предъявляемых к судам, эксплуатирующимся в различных условиях, в Правила включены положения о классификации судов смешанного плавания, в соответствии с которыми эти суда подразделяются на три класса. Классификация судов осуществляется в соответствии с ветро-волновым режимом водных бассейнов.

Основными символами в формуле класса являются буквенные сочетания «L», «S» и «SM», определяющие конструктивные особенности судна и условия его эксплуатации в морских районах.

Характеристики нормативных высот волн применительно к основному символу класса судна приведены в табл. 1.

*Таблица 1. Характеристики волнения*

Основной символ класса	Нормативная высота волны	Обеспеченность высот волн, %	Суммарная повторяемость навигационного времени, %
«L»	2,0	3	5 и менее
«S»	2,5	3	5 и менее
«SM»	3,5	3	5 и менее

В зависимости от конструктивных особенностей судна основной символ класса в формуле класса дополняется следующими символами:

1) для судов, построенных под техническим наблюдением классификационного органа или другой признанной этим органом классификационной организации, — символом «мальтийский крест»;<sup>\*</sup>

2) непосредственно после основного символа класса через пробел вносится допускаемая при эксплуатации высота волны в метрах с точностью до первого знака после запятой, например, <sup>\*</sup> SM 3,5;

3) для судов, имеющих специальные ледовые усиления, после значения высоты волны записываются заключенные в скобки слово *ice* («лед») и толщина мелкобитого зимнего льда в сантиметрах,

установленная классификационным органом при согласовании проекта судна, например, ✖ S 2,5 (ice 20);

4) для судов, оборудованных средствами автоматизации в соответствии с правилами, после всех символов, указанных в подпунктах 1-3, вносится буква «А», например, ✖ L 2,0 (ice 20) А.

Класс судна, эксплуатируемого постоянно в бассейне данного разряда, должен быть не ниже разряда этого бассейна.

Варианты транспортных систем для перевозки грузов в смешанном (река-море) сообщении, используемые в мировой практике, представлены на рис. 2.

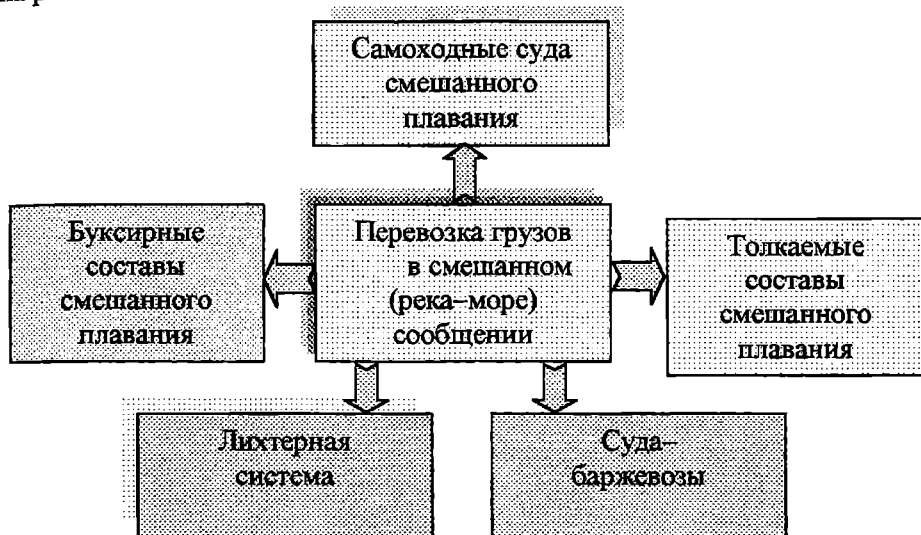


Рис. 2. Варианты транспортных систем для перевозки грузов в смешанном «река-море» сообщении

Каждая из этих систем, очевидно, имеет свои преимущества и недостатки и при определенных условиях эксплуатации может оказаться наиболее эффективной. В то же время по результатам многочисленных технико-экономических обоснований в целом ряде стран, приоритетное направление отдано самоходным судам и толкаемым составам. По этой причине первая редакция Правил включает требования к самоходным судам смешанного плавания различных классов и назначений, а также к несамоходным судам (баржам) и толкачам толкаемых составов.

В разных странах, эксплуатирующих толкаемые составы, к толкачам предъявляются различные требования: в одном случае принимают, что состав должен эксплуатироваться преимущественно в варианте толкания, а самостоятельно толкач должен только держаться на



воде и перемещаться «легкачем»; в другом случае — толкач в вынужденных обстоятельствах должен переходить на буксировку закрепленной баржи и таким образом трансформировать состав из толкаемого в буксируемый. В этом случае Правила должны включать требования проверки остойчивости толкача по дополнительному критерию на статическое и динамическое действие буксирного каната при всех вариантах нагрузки толкача. Первая редакция Правил таких требований не имеет, но они могут быть включены в последующую редакцию, если члены ОТНК сочтут это целесообразным и необходимым.

Первая редакция Правил распространяется на стальные сухогрузные и наливные суда длиной от 60 до 140 м, пассажирские водоизмещающие суда длиной от 25 до 140 м, толкачи и отдельные типы судов длиной менее 25 м и 50 м, при этом рассматривается только одна схема построения состава — «Т + 1» (толкач ведет одну баржу). Несмотря на то, что толкач, работающий в реке, озере, водохранилище, может вести несколько барж без ущерба безопасности, в море с точки зрения управляемости и опасности потери барж может быть признан безопасным только состав «Т + 1».

Первая редакция Правил для ОТНК составлена таким образом, что расчет чистой и валовой вместимости предлагается выполнять в соответствии с «Международной конвенцией по обмеру судов 1969 г.».

В состав Правил вошли следующие составные части:

ч. 0 «Классификация»;

ч. I «Корпус»;

ч. II «Энергетическая установка и системы»;

ч. III «Судовые устройства и снабжение»;

ч. IV «Электрическое оборудование, средства радиосвязи, навигационное оборудование».

Предполагается, что во вторую редакцию документа войдет ч. V «Материалы и сварка», принципы построения которой в настоящее время неясны вследствие многообразия национальных стандартов на материалы, в связи с чем необходимо выработать и утвердить концепцию изложения текстового материала. Разработчикам необходимо знать мнение стран — членов ОТНК, на какой базе будет формироваться данная часть Правил:

.1 на основе части V «Материалы и сварка» ПСВП;

.2 на основе анализа предложений стран — членов ОТНК;

.3 на основе имеющихся международных стандартов, рекомендуемых странами — членами ОТНК.

При разработке ч. I «Корпус» в текст были внесены результаты последних исследований в области прочности судов смешанного плавания, особое внимание было уделено конструкции и прочности корпуса, устройству и закрытию отверстий в корпусе, надстройках и рубках, конструктивной противопожарной защите, оборудованию

помещений, ограждениям, поручням, переходным мостикам, сходным трапам, вопросам остойчивости, деления на отсеки, надводному борту и грузовой марке.

При разработке ч. II «Энергетическая установка и системы» основные положения правил Российского Речного Регистра были сохранены, при этом благодаря учету указаний международных конвенций существенно развиты требования к системам, противопожарному оборудованию и системам, особое внимание было также уделено вопросам автоматизации, вибрации судовых технических средств и крутильным колебаниям.

В ч. III «Судовые устройства и снабжение» по аналогии с предыдущей частью Правил были существенно развиты разделы «Спасательные средства» и «Сигнальные средства», а в ч. IV «Электрическое оборудование, средства радиосвязи, навигационное оборудование» — требования к нефтеналивным судам, защите радиоприемных устройств судна от электрических помех, размещению радиооборудования, антенным устройствам и заземлению, а также эксплуатационно-технические требования, предъявляемые к средствам радиосвязи и навигационному оборудованию.

После анализа первой редакции Правил специалистами стран-участниц ОТНК и обсуждения выдвинутых ими предложений, текст Правил будет доработан, согласован и введен в действие согласно утвержденной процедуре. Как бы не развивались события, ясно, что появление единых Правил для ОТНК знаменует собой новый уровень международного сотрудничества органов классификации и технического наблюдения стран-участниц этой международной ассоциации.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Ефремов Н. А. *Российский Речной Регистр (история, современность, перспективы)*. — М.: Российский Речной Регистр, 2002. — 99 с.
2. *Российский Речной Регистр. Правила. Т. 2, 3*. — М.: По Волге, 2002.
3. *Российский Речной Регистр. Правила. Т. 4*. — М.: По Волге, 2002.

УДК 629.5.01

## ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПОДЪЕМНОГО КОМПЛЕКСА СУДНА НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ

Вал. В. Зайцев, Д. В. Зайцев, В.В. Лукашова

Подъемный комплекс является важной частью судна на воздушной подушке (СВП). От того, насколько правильно будут приняты при проектировании характеристики подъемного комплекса, во многом зависит его мореходность. При этом необходимо учесть и связать в единой математической модели множество взаимозависимых параметров подъемного комплекса.

Материалы, относящиеся к исследованию подъемного комплекса судов на воздушной подушке, уже публиковались неоднократно [1; 4–6; 8], но описание математической модели подъемного комплекса, которая включает в себя математические модели его гибких ограждений и описывает их взаимное влияние, публикуется впервые.

Цель статьи – определение параметров вентиляторной установки СВП с учетом влияния на них воздуховодных вырезов в оболочке ресивера гибкого ограждения, определение давлений в ресиверах носового и кормового гибких ограждений, а также параметров их формы в зависимости от параметров воздушной подушки (ВП) и осадки судна в режиме движения на тихой воде.

Исследуется математическая модель системы, состоящей из корпуса СВП, вентиляторной установки (вентиляторы, воздуховодные каналы), носового и кормового гибких ограждений воздушной подушки (рис. 1).

Из общих уравнений динамики движущегося СВП рассматривается только уравнение равновесия сил, действующих в продольной плоскости СВП (вертикальные составляющие), рис. 1,а

$$\Delta g = P_{\Pi} S_{\Pi} + \gamma g V_{\text{СК}} + P_e \sin \beta, \quad (1)$$

где  $\Delta$  – полная масса СВП, кг;

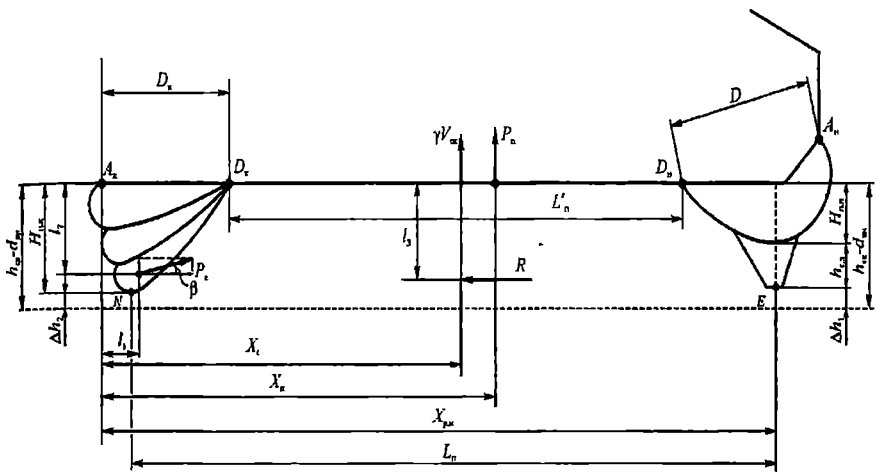
$P_{\Pi}$  – избыточное давление воздуха в воздушной подушке СВП, Па;

$\gamma$  – массовая плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;

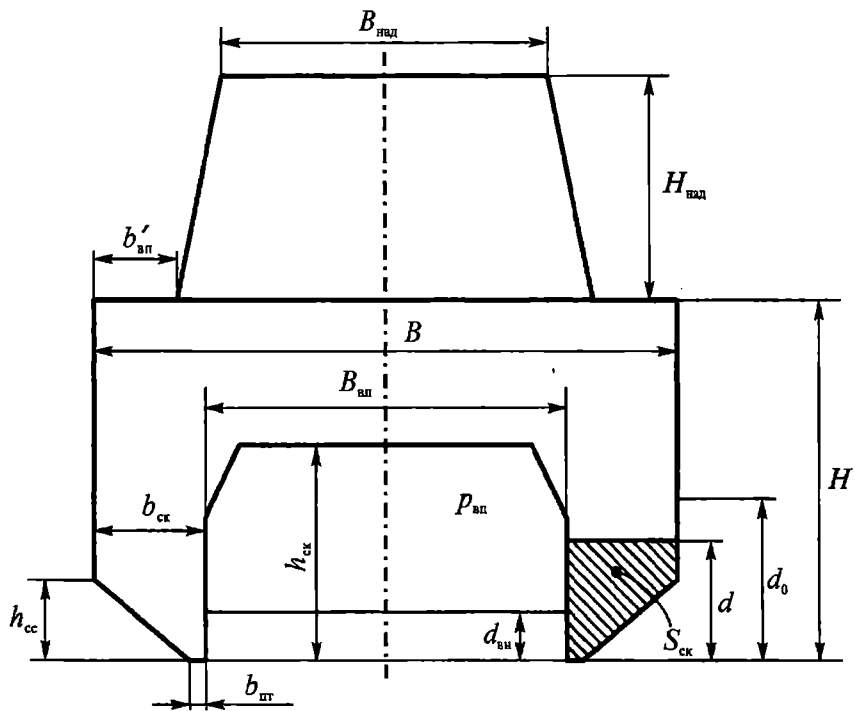
$g$  – ускорение силы тяжести, м/с<sup>2</sup>;

$V_{\text{СК}}$  – объемное водоизмещение скегов, м<sup>3</sup>;

$P_e$  – упор движителей, Н;



*a*



*б*

Рис. 1. Схема расчетной системы:  
*a* – продольное сечение; *б* – поперечное сечение

$\beta$  – угол наклона линии гребного вала к основной плоскости судна на воздушной подушке, град;

$S_{\Pi} = L_{\Pi} B_{\Pi}$  – площадь воздушной подушки между кормовой линией  $N$ , где касательная к нижнему ярусу гибкого ресивера кормового ГО является горизонтальной, и носовой линией  $E$ , где касательная к нижнему ярусу гибкого ресивера носового ГО является горизонтальной (рис. 1,а), м<sup>2</sup>;

$L_{\Pi}$  – длина воздушной подушки между кормовой линией  $N$ , где касательная к нижнему ярусу гибкого ресивера кормового ГО является горизонтальной, и носовой линией  $E$ , где касательная к нижнему ярусу гибкого ресивера носового ГО является горизонтальной (рис. 1,а), м;

$B_{\Pi}$  – ширина воздушной подушки (рис. 1,б), м.

Кормовое гибкое ограждение представляет собой многоярусный гибкий ресивер (от двух до четырех ярусов), разделенный на ярусы с помощью диафрагм (рис. 1, а). В диафрагмах выполнены воздухопроводные вырезы.

Гибкий ресивер вдоль направляющих линий шарнирно крепится к жесткому корпусу СВП. Из гибкого ресивера воздух через воздухопроводные вырезы попадает в воздушную подушку судна.

Съемные элементы в кормовом ГО отсутствуют. Оболочка ресивера нагружена ступенчатым давлением воздуха. Скачок давления наблюдается в районе выходных отверстий ресивера.

Принятые допущения: материал оболочки и диафрагм считается изотропным, невесомым, нерастяжимым и абсолютно гибким; форма оболочки – цилиндрическая; петли диафрагмы совпадают с петлями гибкого ресивера.

В задаче определения параметров формы и НДС кормового ресивера внешними усилиями являются:

$P_{р.к}$  – давление воздуха в гибком ресивере кормового ГО, Па;

$P_{\Pi}$  – давление воздуха в подушке, Па.

В качестве исходных данных принимаются необходимые геометрические параметры ресивера, например:

- длины поперечных сечений диафрагм;
- длина поперечного сечения гибкого ресивера кормового ГО;
- расстояние между точками закрепления гибкого ресивера кормового ГО, м;
- соотношение между длинами частей ресивера.

Набор исходных данных для кормового ресивера может корректироваться в зависимости от количества ярусов и принятой математической модели, которая, к примеру, может учитывать или не учитывать параметры воздухопроводных вырезов в диафрагмах или в

ресивере. Кроме того, математические модели могут учитывать или не учитывать вес материала ресивера или его растяжимость [2; 3; 7].

Независимо от того, какие приняты допущения для кормового ресивера, в его математической модели должны присутствовать следующие группы уравнений:

- геометрические соотношения для гибкого ресивера;
- уравнения равновесия гибкого ресивера;
- физические соотношения для гибкого ресивера (в случае, когда материал ресивера считается растяжимым);
- дополнительные геометрические соотношения, необходимые для определения координат точек сопряжения частей ресивера, координат центров кривизны частей ресивера и т.д.

Носовое гибкое ограждение представляет собой в большинстве случаев, одноярусный гибкий ресивер со съемными элементами (рис. 1,а), его конструкция может содержать antivибрационные диафрагмы.

Носовой и кормовой гибкие ресиверы к жесткому корпусу СВП крепятся шарнирно вдоль направляющих линий. Из носового ресивера воздух через воздухопроводные вырезы попадает в воздушную подушку судна.

Оболочка носового ресивера нагружена ступенчатым давлением воздуха. Скачок давлений имеет место в районе выходных отверстий ресивера.

Допущения, касающиеся свойств материала, для носового ресивера принимаются такими же, как и для кормового ресивера.

Аналогично кормовому ресиверу принимаются внешние усилия и исходные данные для носового ресивера.

В математической модели носового ресивера тоже должны быть описаны следующие группы уравнений [2; 3; 7]:

- геометрические соотношения для гибкого ресивера;
- уравнения равновесия гибкого ресивера;
- физические соотношения для гибкого ресивера (в случае, когда материал ресивера считается растяжимым);
- дополнительные геометрические соотношения, необходимые для определения координат точек сопряжения частей ресивера, координат центров кривизны частей ресивера и т.д.

Воздух в ВП должен подаваться не напрямую от вентиляторов, а подаваться в различные точки ВП с помощью воздухопроводных каналов. Если воздух подавать напрямую от вентиляторов в ВП, то при прохождении под днищем волнового поршня воздух, идущий от вентиляторов, вытесняется либо в кормовую, либо в носовую части ВП. Мало того, волновой поршень может перекрыть подачу воздуха в районе входа воздуха в ВП (напрямую от вентилятора). При этом, из части ВП вытесняется воздух, появляется дифферент, резко снижается скорость. Иногда происходит полная потеря судном воздушной подушки.

Устройство воздуховодных каналов по всей длине ВП позволяет устранить указанный недостаток и эффективно повысить ходкость судна.

Система уравнений сохранения массы воздуха в ВП, связывающая напоры вентиляторов, расход воздуха из ресиверов и подушки, а также дополнительный расход воздуха вследствие компенсации поршневого эффекта набегающей волны, вытесняющей воздух из воздушной подушки, связывающем давление в ресиверах и осредненные зазоры между нижней кромкой съемных элементов гибких ограждений и действующей ватерлинией, имеет следующий вид:

$$\Sigma Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5; \quad (2)$$

$$Q_1 = \alpha_n B_{\text{п}} \Delta h_1 \sqrt{\frac{2 P_{\text{п}}}{\rho}}; \quad Q_2 = \alpha_k B_{\text{п}} \Delta h_2 \sqrt{\frac{2 P_{\text{п}}}{\rho}}; \quad (3)$$

$$Q_3 = \alpha_n F_{\text{отв.нго}} \sqrt{\frac{2(P_{\text{р.н}} - P_{\text{п}})}{\rho}}; \quad Q_4 = \alpha_k F_{\text{отв.кго}} \sqrt{\frac{2(P_{\text{р.к}} - P_{\text{п}})}{\rho}}; \quad (4)$$

$$Q_5 = 0,4(Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4), \quad (5)$$

где  $Q_1$  – расход воздуха из внутренней области ВП через носовое ГО,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$Q_2$  – расход воздуха из внутренней области ВП через кормовое ГО,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$Q_3$  – расход воздуха из ресивера носового ГО,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$Q_4$  – расход воздуха из ресивера кормового ГО,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$Q_5$  – дополнительный расход воздуха вследствие компенсации поршневого эффекта набегающей волны, вытесняющей воздух из воздушной подушки,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$\Sigma Q$  – суммарная производительность вентиляторов левого и правого бортов,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$\rho$  – массовая плотность воздуха,  $\rho = 1,26 \text{ кг}/\text{м}^3$ ;

$B_{\text{п}}$  – ширина ВП, м;

$\alpha_n$  – коэффициент истечения воздуха из под носового ГО;

$\alpha_k$  – коэффициент истечения воздуха из под кормового ГО;

$\Delta h_1$  – осредненный зазор между нижней кромкой съемных элементов носового ГО и действующей ватерлинией, м;

$\Delta h_2$  – осредненный зазор между нижней кромкой кормового ГО и действующей ватерлинией, м;

$F_{\text{отв. нго}}$  – площадь отверстий для истечения воздуха из носового ГО, м<sup>2</sup>;

$F_{\text{отв. кгo}}$  – площадь отверстий для истечения воздуха из кормового ГО, м<sup>2</sup>.

Неизвестными для системы уравнений (2) – (5) являются

$$Q_1; Q_2; \Delta h_1; \Delta h_2; Q_3; Q_4; Q_5.$$

Давление в воздушной подушке, расходы воздуха и потери в вентиляторной системе связаны уравнениями энергии.

Уравнение энергии для истечения воздуха из воздушной подушки через носовое и кормовое ГО дают

$$H_1 = P_{\text{п}} + \frac{\rho(Q_1 + 0,5Q_5)^2}{2\alpha_{\text{с.н}}} \sum_i \frac{1 + \zeta_{\text{вп.л.}i}}{F_{\text{вп.л.}i}^2}; \quad (6)$$

$$H_2 = P_{\text{п}} + \frac{\rho(Q_2 + 0,5Q_5)^2}{2\alpha_{\text{с.к}}} \sum_i \frac{1 + \zeta_{\text{вп.л.}i}}{F_{\text{вп.л.}i}^2}. \quad (7)$$

где  $\alpha_{\text{с.н}} = \alpha_{\text{с.к}} = 0,9$  – коэффициент использования площади сечения канала для подачи воздуха, соответственно, в носовую и кормовую части ВП;

$H_1$  – напор вентилятора правого борта, Па;

$H_2$  – напор вентилятора левого борта, Па;

$\zeta_{\text{вп.л.}i}$  – коэффициент сопротивления канала правого борта (для  $i$ -го воздуховодного выхода), идущего в ВП;

$\zeta_{\text{вп.л.}i}$  – коэффициент сопротивления канала левого борта (для  $i$ -го воздуховодного выхода), идущего в ВП;

$F_{\text{вп.л.}i}$  – площадь сечения каналов подачи воздуха правого борта (для  $i$ -го воздуховодного выхода), идущих в ВП, м<sup>2</sup>;

$F_{\text{вп.л.}i}$  – площадь сечения каналов подачи воздуха левого борта (для  $i$ -го воздуховодного выхода), идущих в ВП, м<sup>2</sup>.

Новыми неизвестными для системы уравнений (6)–(7) являются две неизвестные величины:  $H_1; H_2$ .

Уравнение расхода воздуха для носового ГО при истечении воздуха из ресивера носового ГО в воздушную подушку имеет вид



$$H_3 = P_{p.n} - P_{п} + \frac{\rho Q_3^2}{2\alpha_{c.n}} \left( \frac{1 + \zeta_{го.н} + \zeta_{дрoc.н}}{F_{го.н}^2} \right); \quad (8)$$

где  $H_3$  – дополнительный напор, необходимый для создания повышенного давления в носовом ГО, Па.

Уравнение расхода воздуха для кормового ГО при истечении воздуха из ресивера кормового ГО в воздушную подушку

$$H_4 = P_{p.k} - P_{п} + \frac{\rho Q_4^2}{2\alpha_{c.k}} \left( \frac{1 + \zeta_{го.к} + \zeta_{дрoc.к}}{F_{го.к}^2} \right). \quad (9)$$

где  $H_4$  – дополнительный напор, необходимый для создания повышенного давления в кормовом ГО, Па.

Уравнение, связывающее осредненный зазор между нижней кромкой съемных элементов носового ГО и действующей ватерлинией, и осредненный зазор между нижней кромкой кормового ГО и действующей ватерлинией

$$\Delta h_1 = k_{\Delta h} \Delta h_2, \quad (10)$$

где  $k_{\Delta h}$  – коэффициент пропорциональности, связывающий величины осредненных зазоров носового и кормового ГО.

Новыми неизвестными для системы уравнений (8)–(10) являются две неизвестные величины:  $H_3$ ;  $H_4$ .

Полный напор вентилятора правого борта

$$H_{п} = H_1 + H_3. \quad (11)$$

Полный напор вентилятора левого борта

$$H_{л} = H_2 + H_4. \quad (12)$$

Производительность вентилятора правого борта

$$Q_{п} = Q_1 + Q_3 + 0,5Q_5. \quad (13)$$

Производительность вентилятора левого борта

$$Q_{л} = Q_2 + Q_4 + 0,5Q_5. \quad (14)$$

Для завершения описания общей математической модели остается добавить уравнения, связывающие геометрические параметры носового и кормового ограждений с геометрическими параметрами воздушной подушки (рис. 1)

$$(h_{ск} - d_{вн}) = H_{п.н} + h_{с.з} + \Delta h_1; \quad (15)$$

$$(h_{ск} - d_{вн}) = H_{п.к} + \Delta h_2. \quad (16)$$

где  $h_{ск}$  – высота скегов, м;

$d_{вн}$  – внутренняя осадка судна при движении на тихой воде на воздушной подушке, м;

$H_{п.н}$  – высота гибкого ресивера носового ГО, считая от днища судна, м;

$H_{п.к}$  – высота гибкого ресивера комового ГО, считая от днища судна, м;

$h_{сз}$  – высота съемных элементов, м.

Определить все неизвестные параметры подъемного комплекса СВП, объединив все выражения в общую систему уравнений, очень сложно, так как высоты гибких ресиверов  $H_{п.н}$  и  $H_{п.к}$  находятся с помощью нескольких выражений (два и более), объединенных операторами математической логики.

В связи с этим следует использовать такую последовательность решения поставленной задачи:

1. Подготовка исходных данных и определение набора неизвестных величин.

2. Определение давления в ВП с использованием (1);

3. Первоначальное задание значений для неизвестных давлений в ресиверах  $P_{р.к}$  и  $P_{р.н}$ ;

4. При заданных исходных данных и  $P_{р.к}$  определение параметров кормового ресивера с использованием его математической подмодели;

5. При заданных исходных данных и  $P_{р.н}$  определение параметров носового ресивера с использованием его математической подмодели;

6. Расчет уравнений сохранения массы воздуха, уравнений энергии и т.д с использованием выражений (2)–(14).

7. Проверка на тождественность выражений (15)–(16).

Если проверка на тождественность дает погрешности больше допустимых, то задаются новые значения для  $P_{р.к}$  и  $P_{р.н}$  и расчеты повторяются с п.4.

Полученное таким образом решение позволяет проанализировать полученные результаты и при необходимости внести изменения в конструкцию системы трубопроводов или в параметры ресиверов.

Созданная объединенная математическая модель позволила находить параметры подъемного комплекса с учетом взаимного влияния носового ресивера, кормового ресивера и системы трубопроводов, что позволит на этапе начального проектирования СВП оперировать более достоверными данными.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Демешко Г.Ф. Ограждения воздушной подушки на судах и транспортных аппаратах. Учебное пособие. – Л.: ЛКИ, 1982. – 108 с.
2. Зайцев Вал.В. Механика ресивера гибкого ограждения амфибийного судна на воздушной подушке с учетом растяжимости материала // Вісник ОНМУ. – Одеса: ОНМУ, 2003. - № 12. – С.57–64.
3. Зайцев Вал.В. Механика ресивера с диафрагмой гибкого ограждения СВПА // Судовождение: Сб.науч.тр. ОНМА. – Одесса: Феникс, 2003. – Вып. 6. – С.46–52.
4. Злобин Г.П., Симонов Ю.А. Суда на воздушной подушке. – Л.: Судостроение, 1971. – 212 с.
5. Злобин Г.П., Смигельский С.П. Суда на подводных крыльях и на воздушной подушке (по материалам иностранной печати): Справочное пособие. – Л.: Судостроение, 1976. – 264 с.
6. Кользаев Б.А., Косоруков А.И., Литвиненко В.А. Справочник по проектированию судов с динамическими принципами поддержания. – Л.: Судостроение, 1980. – 472 с.
7. Проектирование общесудовых устройств: Учебное пособие / В.В. Зайцев, А.Е. Еганов, Ю.Н. Коробанов, Э.В. Тольшев, Вал.В. Зайцев. – Николаев: Изд. "ИЛИОН"; изд. УГМТУ, 2004. – 300 с.
8. Смирнов С.А. Суда на воздушной подушке скегового типа. – Л.: Судостроение, 1983. - 216 с.

УДК 624.042.8

**АЛГОРИТМ ПОСТРОЕНИЯ ОПОРНОЙ КОНСТРУКЦИИ,  
ОПТИМАЛЬНО УСИЛИВАЮЩЕЙ СЖАТЫЙ СТЕРЖЕНЬ**

**Д. М. Гитерман**

При проектировании, эксплуатации и реконструкции современных сооружений, а также машин и аппаратов возникает необходимость в усилении их конструктивных элементов, в частности, стержней, испытывающих сжатие. Один из эффективных способов усиления сжатых стержней – наложение дополнительной опорной конструкции, оптимально повышающей критическую силу. Задача реализации (синтеза) такой опорной конструкции решена в работе [1] для сжатого прямолинейного призматического стержня практически для всех случаев опорных закреплений. Показано, что оптимальная опорная конструкция может быть реализована совокупностью независимых многостоечных шпренгелей с одной затяжкой. Однако такая опорная конструкция имеет существенный недостаток, состоящий в том, что затяжки почти всех шпренгелей многократно пересекают ось стержня. Это создает определенные трудности как при монтаже, так и при эксплуатации усиленной конструкции. Настоящая работа, являющаяся развитием работы [2], посвящена реализации (синтезу) оптимальной опорной конструкции, состоящей из совокупности независимых одностоечных шпренгелей, затяжки которых не пересекают ось стержня.

Треугольный шпренгель (рис.1) является источником одной обобщенной реактивной силы  $\bar{Q}$ , состоящей из совокупности трех уравновешенных сосредоточенных сил  $\frac{Qb}{a+b}$ ,  $-Q$ ,  $\frac{Qa}{a+b}$ , пропорциональных параметру  $Q$ , которым эта обобщенная сила измеряется. Пользуясь известными методами строительной механики, легко получить зависимость между обобщенным коэффициентом податливости  $\gamma$  треугольного шпренгеля, соответствующего обобщенной силе  $\bar{Q}$ , и его характеристиками:

$$\gamma = \frac{ab}{(a+b)^2 E_T F_T} \left[ \frac{b}{\sin^2 \alpha \cos \alpha} + \frac{a}{\sin^2 \beta \cos \beta} \right] + \frac{a \cdot tq \alpha}{E_{CT} F_{CT}}$$

где  $E_T F_T$ ,  $E_{CT} F_{CT}$  — продольная жесткость затяжки и стойки, соответственно.

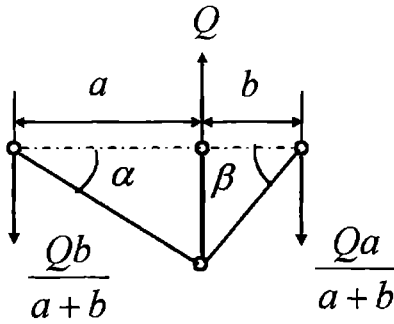


Рис.1

Обозначим через  $P_1 \leq P_2 \leq \dots$  — спектр критических сил исходного стержня, а через  $y_1, y_2, \dots$  — соответствующие этим критическим силам формы потери устойчивости. Аналогично  $P_i^*$  и  $y_i^*(x)$ , ( $i = 1, 2, \dots$ ) — критические силы и формы потери устойчивости стержня, усиленного наложением  $n$  треугольных шпренгелей. Пусть  $\bar{Q}_1, \bar{Q}_2, \dots, \bar{Q}_n$  — обобщенные реактивные силы, источником которых являются наложенные шпренгели и которые приложены к исходному стержню. Тогда, как известно,  $P_1^* \leq P_{n+1}$ . Совокупность треугольных шпренгелей, решающих задачу И.Г. Бубнова в обобщенной постановке, то есть повышающих критическую силу  $P_1^*$  до своего максимально возможного значения  $P_{n+1}$ , назовем, следуя [1], оптимальной опорной конструкцией, если  $P_1^* = P_2^* = \dots = P_{n+1}^* = P_{n+1}$ . При усилении исходного стержня оптимальной опорной конструкцией его первые  $n$  критические силы, монотонно возрастая с ростом жесткости связей, достигают максимально возможного значения  $P_{n+1}$  одновременно, не превышая его. Следовательно, жесткость оптимальной опорной конструкции не затрачивается на излишнее увеличение первых  $n$  критических сил.

Для того, чтобы рассматриваемая совокупность треугольных шпренгелей была оптимальной опорной конструкцией, необходимо и достаточно, чтобы выполнялись следующие три условия:

1. Работа реактивных сил  $\bar{Q}_1, \bar{Q}_2, \dots, \bar{Q}_n$  при изгибе исходного стержня по каждой форме потери устойчивости, соответствующей критической силе  $P_{n+1}$ , должна равняться нулю. При выполнении этого условия говорят, что обобщенные связи наложены в обобщенных узлах каждой формы потери устойчивости, соответствующей критической силе  $P_{n+1}$ .

2. Квадратичная форма

$$\sum_{i,j=1}^n \delta_{ij}(P_{n+1}) \bar{Q}_i \bar{Q}_j < 0,$$

где  $\delta_{ij}(P_{n+1})$  - обобщенные коэффициенты податливости исходного стержня, соответствующие силам  $\bar{Q}_1, \bar{Q}_2, \dots, \bar{Q}_n$ .

3. Обобщенные коэффициенты податливости наложенных шпренгелей, соответствующие обобщенным силам  $\bar{Q}_1, \bar{Q}_2, \dots, \bar{Q}_n$ :

$$\gamma_{ij} = -\delta_{ij}(P_{n+1}), \quad (i, j = 1, 2, \dots, n).$$

Участок сжатого стержня, не нагруженный внешними силами, будем называть свободным интервалом, если в момент потери устойчивости стержня на этом участке не возникают реакции связей. Очевидно, что в пределах свободного интервала сжимающая сила постоянна как до, так и после потери устойчивости. У сжатого по концам прямолинейного стержня вся его длина является свободным интервалом, вне зависимости условий закрепления концов. Пусть  $x_1, x_2, \dots, x_k$  - точки перегиба изогнутой оси сжатого стержня (точки с нулевыми изгибающими моментами), принадлежащие одному и тому же свободному интервалу. Точки  $x_1$  и  $x_k$  будем называть крайними, а все остальные, то есть  $x_2, x_3, \dots, x_{k-1}$  - внутренними точками перегиба этого свободного интервала.

Для всех свободных интервалов стержня, находящегося в условиях продольно-поперечного изгиба, справедлива следующая теорема.

**Теорема 1.** Если при продольно-поперечном изгибе существуют точки перегиба изогнутой оси стержня, принадлежащие одним и тем же свободным интервалам, то в пределах каждого из свободных интервалов эти точки перегиба лежат на отрезках прямых.

Действительно, изгибающий момент в любом сечении свободного интервала

$$M(x) = c_1 + c_2x + Py(x),$$

где  $P$  - равнодействующая (сумма) осевых сил, расположенных слева от свободного интервала, а  $c_1$  и  $c_2$  некоторые константы, зависящие от ряда факторов. Для доказательства теоремы существенно только то, что  $c_1$  и  $c_2$  постоянные. Пусть  $x_k$  ( $k=1,2,\dots,m$ ) - точки перегиба изогнутой оси стержня, то есть точки с нулевыми изгибающими моментами

$$M(x_k) = 0, \quad (k=1,2,\dots,m),$$

принадлежащие какому-то одному свободному интервалу. Тогда

$$y(x_k) = -\frac{c_1}{P} - \frac{c_2}{P}x_k, \quad (k=1,2,\dots,m),$$

то есть все  $y(x_k)$  лежат на отрезке прямой.

**Следствие.** Если треугольный шпренгель присоединен к свободному интервалу стержня в точках перегиба какой-то формы потери устойчивости, то он присоединен к стержню в обобщенном узле этой формы потери устойчивости.

Справедливость этого следствия следует из того, что точки крепления шпренгеля при потере устойчивости стержня по соответствующей форме лежат на одной прямой, то есть шпренгель не деформируется.

**Теорема 2.** Точки перегиба  $x_1, x_2, \dots, x_n$  формы потери устойчивости стержня, сжатого силой  $P_i$ , остаются точками перегиба и при продольно-поперечном изгибе этого стержня, нагруженного уравновешенной системой сосредоточенных поперечных сил  $F_1, F_2, \dots, F_r$ , ( $r \leq n$ ), приложенных в некоторых либо во всех точках  $x_1, x_2, \dots, x_n$ .

Для доказательства теоремы ограничимся случаем, когда граничные условия для изгибающих моментов независимы. Пусть  $x_1^*, x_2^*, \dots, x_r^*$  те точки перегиба  $i$ -ой формы потери устойчивости стержня, в которых приложены сосредоточенные силы  $F_1, F_2, \dots, F_r$ .

Эти точки делят стержень на  $r+1$  свободных интервалов. В пределах каждого свободного интервала изгибающий момент удовлетворяет с точностью до постоянного множителя однородному дифференциальному уравнению

$$M''(x) + \frac{P_i}{EJ} M(x) = 0, \quad (1)$$

однородным граничным условиям на концах стержня и условиям разрыва производной  $M'(x)$  в точках приложения сосредоточенных сил на заданные величины этих сил. Такому же дифференциальному уравнению (1) удовлетворяет изгибающий момент  $M_i(x)$  рассматриваемого стержня только при продольном изгибе, но в этом случае производная изгибающего момента  $M'_i(x)$  не имеет разрывов в точках  $x_1^*, x_2^*, \dots, x_r^*$ . При продольном и продольно-поперечном изгибах граничные условия совпадают, так как стержень загружен уравновешенной системой сил  $F_1, F_2, \dots, F_r$  [3]. Дифференциальному уравнению (1), граничным условиям и условиям разрыва производной  $M'(x)$  удовлетворяет функция (кривая), составленная из  $r + 1$  участков по следующему правилу:

$$M(x) = \left\{ \begin{array}{l} M_i(x), 0 \leq x \leq x_1^*, \\ M_i(x) \left[ 1 + \frac{F_k}{M_i''(x_k)} \right], x_{k-1}^* \leq x \leq x_k^*, (k = 1, 2, \dots, r), \\ M_i(x), x_k^* \leq x \leq l \end{array} \right\}.$$

Очевидно, что найденное таким образом решение имеет нули во всех точках  $x_1, x_2, \dots, x_n$ .

**Теорема 3.** Если треугольный шпренгель присоединен к сжатому силой  $P_i$  стержню в точках перегиба  $i$ -ой формы потери устойчивости, то обобщенный коэффициент податливости этого стержня, соответствующий обобщенной реактивной силе, источником которой является наложенный шпренгель, отрицателен и определяется по формуле

$$\delta(P_i) = -\frac{ab}{P_i(a+b)}.$$

Стержень находится в условиях продольно-поперечного изгиба под действием сжимающей силы  $P_i$  и уравновешенной системы реактивных поперечных сил



$$-\frac{Qb}{a+b}, Q, -\frac{Qa}{a+b},$$

источником которой является наложенный шпренгель. Пусть абсциссы точек приложения этих сил  $x^*$ ,  $x^* + a$ ,  $x^* + a + b$ . Обозначим, соответственно, через  $Q_0$  и  $M_0$  поперечную силу и изгибающий момент на левом конце стержня, возникающие в момент потери устойчивости. Как известно, изгибающий момент в любом сечении стержня

$$M(x) = M_i(x) + \bar{M}(x) + P_i y(x),$$

где  $M_i(x)$  - изгибающий момент исходного стержня, сжатого силой  $P_i$ , а

$$\begin{aligned} \bar{M}(x) = & M_0 + Q_0 x + \left|_{x^*} \frac{Qb}{a+b} (x - x^*) - \right|_{x^* + a} Q [x - (x^* + a)] + \\ & + \left|_{x^* + a + b} \frac{Qa}{a+b} [x - (x^* + a + b)] \right|. \end{aligned}$$

В точках  $x^*$ ,  $x^* + a$ ,  $x^* + a + b$ , то есть в точках перегиба  $i$ -ой формы потери устойчивости исходного и усиленного стержней (теорема 2):

$$y_i(x) = -\frac{\bar{M}(x)}{P_i}.$$

Вычисляя обобщенный коэффициент податливости  $\delta(P_i)$  как работу обобщенной силы

$$-\frac{Qb}{a+b}, Q, -\frac{Qa}{a+b} \text{ при } Q=1$$

на обобщенном перемещении, вызванном этой единичной обобщенной силой, получаем, что

$$\delta(P_i) = -\frac{b}{a+b} y_i(x^*) + y_i(x^* + a) -$$

$$-\frac{a}{a+b} y_i(x^* + a + b) = -\frac{ab}{P_i(a+b)}.$$

Очевидно, что обобщенный коэффициент податливости оптимального шпренгеля

$$\gamma = -\delta(P_i) = \frac{ab}{P_i(a+b)}.$$

Перейдем к построению алгоритма для разыскания совокупности треугольных шпренгелей, оптимально повышающих устойчивость прямолинейного стержня, сжатого по концам силой  $P_{n+1}$ . Ограничимся случаями таких опорных закреплений, при которых  $n+1$ -я форма потери устойчивости стержня имеет точно  $n+2$  точки перегиба, то есть  $n+2$  точки с нулевыми изгибающими моментами. Можно показать, что этому условию удовлетворяют прямолинейные однопролетные стержни с независимыми упругими опираниями, коэффициент жесткости которых достаточно велик, или упругим защемлением на одном из концов стержня. В частности,  $n+1$ -я форма потери устойчивости шарнирно опертого по концам стержня имеет  $n$  точек перегиба в пролете и две на концах стержня.

*Алгоритм состоит в следующем:*

1. Определяем точки перегиба  $x_1, x_2, \dots, x_{n+2}$   $n+1$ -ой формы потери устойчивости стержня, то есть  $n+2$  точки крепления затяжек и стоек искомым треугольным шпренгелем. Эти точки лежат на одной прямой, так как  $(x_1, x_{n+2})$  — свободный интервал.

2. Усиливаем исходный стержень треугольным шпренгелем, присоединив затяжку к крайним точкам свободного интервала  $(x_1, x_{n+2})$ , а стойку — к одной из  $n$  внутренних точек  $x_2, x_3, \dots, x_{n+1}$ , например в точке  $x_k$  ( $x_2 \leq x_k \leq x_{n+1}$ ). Точка крепления стойки делит свободный интервал  $(x_1, x_{n+2})$  на два свободных интервала  $(x_1, x_k)$  и  $(x_k, x_{n+2})$  длиной  $a_1$  и  $b_1$ , соответственно. При этом суммарное число внутренних точек в этих интервалах уменьшается на единицу. Шпренгель,

являющийся источником сосредоточенных реактивных сил  $\frac{Q_1 b_1}{a_1 + b_1}$ ,  $-Q_1$ ,  $\frac{Q_1 a_1}{a_1 + b_1}$ , приложенных в точках  $x_1, x_k, x_{n+2}$ , наложен в

обобщенном узле  $n+1$ -ой формы потери устойчивости. Он оптимален, если его обобщенный коэффициент податливости

$$\gamma_{11} = -\delta_{11}(P_{n+1}) = \frac{a_1 b_1}{P_{n+1}(a_1 + b_1)}.$$

В этом случае критическая сила  $P_{n+1}$  двукратна и ей соответствуют две формы потери устойчивости, одна из которых  $Y_{n+1}(x)$ , а вторая—вновь образованная. В соответствии с теоремами 1 и 2 точки перегиба вновь образованной формы потери устойчивости, принадлежащие свободным интервалам  $(x_1, x_k)$  и  $(x_k, x_{n+2})$ , лежат в пределах этих интервалов на отрезках прямых.

3. Накладываем на усиленный стержень еще один шпренгель. Присоединяем его стойку к какой ни будь внутренней точке перегиба  $x_1, x_2, \dots, x_{k-1}, x_{k+1}, \dots, x_{n+1}$  одного из свободных интервалов  $(x_1, x_k)$ ,  $(x_k, x_{n+2})$ , а концы затяжки — к крайним точкам перегиба того из этих двух свободных интервалов, для которого выбранная точка крепления стойки является внутренней точкой перегиба. Очевидно, что шпренгель может быть присоединен к стержню только в свободном интервале, содержащем хоть одну внутреннюю точку перегиба. Стойка шпренгеля делит свободный интервал, ограниченный точками крепления затяжки, на два свободных интервала, длины которых обозначим через  $a_2$  и  $b_2$ . При этом общее число свободных и внутренних точек перегиба увеличивается и уменьшается на единицу, соответственно. Присоединенный шпренгель, являющийся источником трех сосредоточенных реактивных сил

$$\frac{Q_2 b_2}{a_2 + b_2}, -Q_2, \frac{Q_2 a_2}{a_2 + b_2},$$

приложенных в точках перегиба двух форм потери устойчивости, соответствующих критической силе  $P_{n+1}$ , наложен в обобщенных узлах этих двух форм. Следовательно, обобщенные реактивные силы  $\bar{Q}_1$  и  $\bar{Q}_2$ , порождаемые наложенным шпренгелем, ортогональны, и работа

обобщенной реактивной силы  $\bar{Q}_1$  на деформированном состоянии, вызванном обобщенной реактивной силой  $\bar{Q}_2$ , равна нулю. Шпренгели независимы,  $\gamma_{12} = \gamma_{21}$ , а

$$\gamma_{22} = -\delta(P_{n+1}) = \frac{a_2 b_2}{P_{n+1}(a_2 + b_2)}.$$

Критическая сила  $P_{n+1}$  трехкратная, ей соответствуют три формы потери устойчивости.

4. Накладываем аналогично тому, как это рекомендовано для первых двух, все последующие шпренгели, порождающие систему взаимно ортогональных обобщенных реактивных сил. Очевидно, что общее число шпренгелей определяется количеством внутренних точек перегиба, то есть равно  $n$ . Найденная опорная конструкция, состоящая из  $n$  треугольных шпренгелей, будет оптимальна, если обобщенные коэффициенты податливости этих шпренгелей

$$\gamma_{ii} = -\delta_{ii}(P_{n+1}) = \frac{a_i b_i}{P_{n+1}(a_i + b_i)}, \quad (i = 1, 2, \dots, n).$$

В заключение отметим, что в предлагаемом алгоритме точки крепления шпренгеля определяются неоднозначно, что позволяет определить не одну, а множество опорных конструкций, оптимально повышающих  $P_{n+1}$ -ю критическую силу. Вопрос о том, как из этого множества опорных конструкций, оптимально повышающих критическую силу  $P_{n+1}$ , выделить конструкцию с дополнительным критерием оптимальности, например, конструкцию с минимальным расхода материала, требует самостоятельного рассмотрения.

На рис.2 приведен пример опорной конструкции, оптимально

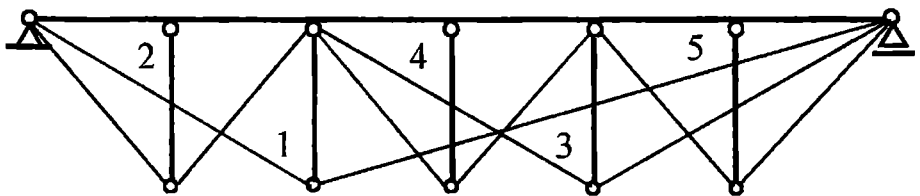


Рис.2

усиливающей прямолинейный призматический стержень, опертый по концам на неподатливые опоры, сжатый силами, приложенными к торцам. Оптимальная опорная конструкция, состоящая из пяти независимых треугольных шпренгелей, стойки которых обозначены цифрами 1,2,3,4,5, повышает критические силы так, что  $P_1^* = P_2^* = \dots = P_6^* = P_6$ . Обобщенные коэффициенты податливости этих шпренгелей

$$\gamma_{11} = \frac{l^3}{162\pi^2 EJ}, \quad \gamma_{22} = \frac{l^3}{432\pi^2 EJ}, \quad \gamma_{33} = \frac{l^3}{216\pi^2 EJ},$$

$$\gamma_{44} = \frac{l^3}{432\pi^2 EJ}, \quad \gamma_{55} = \frac{l^3}{432\pi^2 EJ}.$$

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Нудельман Я.Л., Ляхович Л.С., Гитерман Д.М. О наиболее податливых связях наибольшей жесткости. // Вопросы механики и прикладной математики. – Томск: Изд-во Томск. ун-та. – 1981. – № 3. – С. 113-125.
2. Гитерман Д.М. Оптимальное усиление сжатого стержня треугольным шпренгелем. // Судостроение и судоремонт. – Одесса: В/О Мортехинформреклама. – 1992. – С. 22-27.
3. Ржаницын А. Р. Устойчивость равновесия упругих систем. – М.: ГТТИ, 1955. – 476 с.

УДК 629.12.073.243

## ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ОБЩЕЙ ПРОЧНОСТИ СУДНА, СИДЯЩЕГО НА МЕЛИ

С.В. Стасюк, А.Е. Нильва

Расчет общей прочности судна связан с необходимостью построения эпюр перерезывающих сил и изгибающих моментов для последующей оценки по ним действующих напряжений в различных сечениях корпуса. Расчеты изгиба плавающего судна в вертикальной плоскости являются традиционными, подобные методики хорошо отработаны [1]. Отличительной особенностью ситуации, когда судно оказывается на мели, является наличие опорной реакции. Это обстоятельство не только учитывается при расчете вертикального изгиба, но и, что более важно, приводит к необходимости проверки общей прочности судна от изгиба в горизонтальной плоскости.

Для расчета общей прочности в горизонтальной плоскости может быть использована обычная методика, в которую должны быть внесены соответствующие дополнения.

Ситуация посадки судна на мель описывается следующими величинами:

- потерянное водоизмещение аварийного судна, равное разности водоизмещений судна до и после аварии,

$$\delta D = D - D_{AB}; \quad (1)$$

- опорная реакция грунта равна по величине потерянному водоизмещению

$$R = \delta D = D - D_{AB}; \quad (2)$$

- коэффициент трения корпуса о грунт  $\mu$ ;

- пятно контакта – площадка, которой аварийное судно опирается на грунт; параметры, описывающие пятно контакта, это -  $S_K$  – площадь;  $X_K$ ,  $Y_K$  – координаты центра тяжести этой площади.

Для определения внешних сил при продольном изгибе в вертикальной плоскости [1] существующие методики учитывают, как правило, только главную часть возмущающей нагрузки. В случае посадки судна на фильтрующий грунт (когда давление воды передается на корпус судна), к эпюре сил поддержания, построенной традиционным образом, необходимо добавить эпюру опорных реакций мели, - в данном случае вертикальных реактивных сил, закон изменения которых очевиден

$$f_3(x) = p \cdot b(x), \quad (3)$$

где  $p = R/SK$  – удельное давление на грунт,  $b(x)$  – ширина контакта в сечении с абсциссой  $x$ .

В случае посадки судна на нефилтрующий грунт исчезает, по сравнению с фильтрующим, часть эпюры сил поддержания, приходящаяся на пятно контакта. Уменьшение сил поддержания приводит к соответствующему увеличению опорной реакции грунта, так что суммарную эпюру сил поддержания и опорных сил можно считать неизменной. Следовательно, формально можно не учитывать тип грунта (фильтрующий, нефилтрующий).

При рассмотрении продольного изгиба судна в горизонтальной плоскости очевидно [2], что сколько-нибудь значительные поперечные перерезывающие силы и изгибающие моменты могут иметь место только тогда, когда аварийное судно находится на мели, т.е. когда судно можно рассматривать как закрепленную балку. В этом случае к корпусу судна приложены:

- волновая поперечная возмущающая нагрузка,  $F_2$  и  $M_2$  – ее главный вектор и главный момент;
- опорная касательная реакция мели,  $F_{оп}$  и  $M_{оп}$  – ее главный вектор и главный момент.

Опорная реакция мели обуславливается трением корпуса судна о грунт; может учитываться эффект защемления корпуса (например в скалах).

Аварийное судно в горизонтальной плоскости может совершать поступательное движение. В свою очередь этому движению соответствуют погонная опорная сила  $f_2(x)$ , и погонный опорный момент  $m_2(x)$ , интегральными характеристиками которых являются

опорная сила

$$F_{оп} = \int_{-L/2}^{L/2} f_2(x) dx ; \quad (4)$$

опорный момент

$$M_{оп} = \int_{-L/2}^{L/2} m_2(x) dx . \quad (5)$$

Весьма важно зафиксировать тот момент времени, когда прекращается перемещение судна на мели.

Условия отсутствия поступательного движения на мели легко получить из принципа возможных перемещений, согласно которому элементарная работа возмущающих сил  $A_B$  не должна превышать элементарную работу сил трения  $A_{тр}$

$$A_B \leq A_{TP}. \quad (6)$$

Выпишем условия равновесия судна в случае возможного поступательного перемещения. Полагая, что  $F_B = F_2$  – равнодействующая возмущающих сил от ветра и волнения, а  $F_{TP}$  – сила трения, получаем условие

$$F_B < F_{TP}. \quad (7)$$

Для определения возможного вращательного движения аварийного судна необходимо сравнить моменты действующих сил относительно центра вращения, который можно считать совпадающим с центром тяжести пятна контакта. Пусть:  $M_B = F_2 \cdot (x_B - x_K)$  – момент равнодействующей возмущающих сил;  $x_B = M_2/F_2$  – абсцисса точки приложения равнодействующей;  $M_{TP}$  – главный момент сил трения корпуса судна о грунт.

Отсутствие вращательного движения судна на мели имеет место, если

$$M_B \leq M_{TP}. \quad (8)$$

Пока соблюдаются оба условия отсутствия движения, главный вектор и главный момент опорных сил равны, соответственно, равнодействующей возмущающей силы и ее моменту

$$F_{OP} = F_B \leq F_{TP}, \quad (9)$$

$$M_{OP} = M_B \leq M_{TP}.$$

В случае невыполнения хотя бы одного из условий (9) аварийное судно начнет движение в горизонтальной плоскости, и до момента схода с мели корпус судна будет испытывать максимальную деформацию. В расчет прочности при этом следует включать возмущающие силы и опорные реакции из условия  $F_{OP} = F_B = F_{TP}$ , или  $M_{OP} = M_B = M_{TP}$ , в зависимости от вида движения. Избыток по величине возмущающих сил над силами трения расходуется на подвижку судна и в общем изгибе корпуса не участвует.

При совершении аварийным судном поступательного движения главный вектор опорных сил (рис. 1) выражается так:

$$F_{OP} = q_{II} \cdot S_K = q_{II} \int_S dS = q_{II} \int_{-L/2}^{L/2} \int_{u_n}^{u_b} dy dx = q_{II} \int_{-L/2}^{L/2} b(x) dx, \quad (10)$$



где  $q_{\Pi}$  – удельная касательная нагрузка.

Сравнивая (4) и (10), получим закон изменения погонных горизонтальных реактивных сил на мели в виде  $f_2(x) = q_{\Pi} \cdot b(x)$ , удельная нагрузка при этом  $q_{\Pi} = F_B/S_K$ .

В случае возможного вращательного движения судна главный момент опорных сил (рис. 1)

$$M_{\text{оп}} = q_{\text{вп}} \int_S r(x) dS = q_{\text{вп}} \int_{-L/2}^{L/2} dx \int_{\text{ун}}^{\text{ув}} r(x) dy = q_{\Pi} \int_{-L/2}^{L/2} b(x) dx, \quad (11)$$

где  $q_{\text{вп}}$  – удельная касательная нагрузка;

$r(x)$  – радиус-вектор точек в сечении  $x$ .

Сравнивая (5) и (11), получим закон изменения реактивных моментов мели

$$m_2(x) = q_{\text{вп}} \int_{\text{ун}}^{\text{ув}} r(x) dy = q_{\text{вп}} \int_{\text{ун}}^{\text{ув}} \sqrt{x^2 + y^2} dy. \quad (12)$$

Удельную нагрузку  $q_{\text{вп}}$  найдем из выражений (8)

$$M_{\text{оп}} = q_{\text{вп}} \int r(x) dS = M_B, \quad q_{\text{вп}} = M_B / \int r(x) dS. \quad (13)$$

Заметим, что

$$S_R = \int_S r(x) dS$$

– центральный полярный статический момент площади контакта.

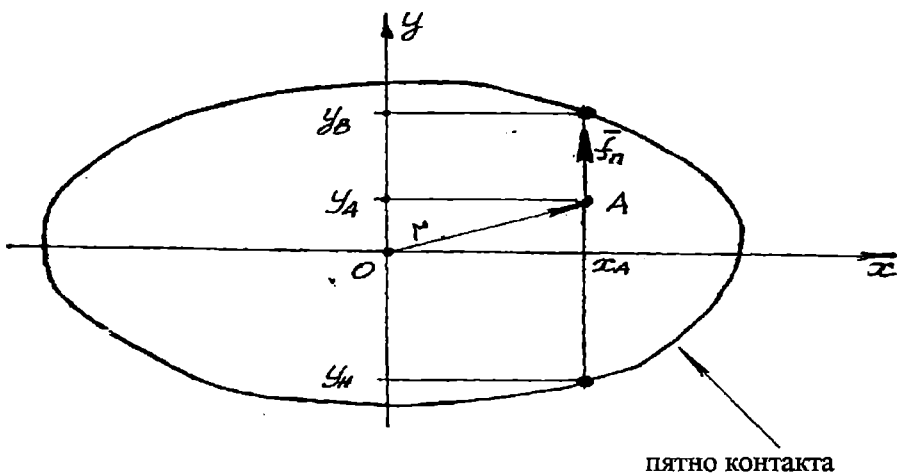
В случае подвижки аварийного судна в горизонтальной плоскости [3] для выполнения условий  $F_{\text{оп}} = F_B = F_{\text{тр}}$ , или  $M_{\text{оп}} = M_B = M_{\text{тр}}$  при построении эпюр распределенных опорных реакций в формуле  $f_2(x) = q_{\Pi} \cdot b(x)$  следует в качестве удельной касательной нагрузки брать величину удельной силы трения

$$q_{\text{тр}} = \frac{\mu \cdot R \cdot q}{Sk}, \quad (14)$$

тогда формулы (10) и (11) дадут величину главного вектора и главного момента сил трения, соответственно,

$$F_{TP} = q_{TP} \cdot S_K = q_{TP} \int_S dS, \quad (15)$$

$$M_{TP} = q_{TP} \int_S r(x) dS. \quad (16)$$



Условные обозначения:

o – центр тяжести пятна контакта;

r – радиус точки A с абсциссой x;

y<sub>в</sub>, y<sub>н</sub> – ординаты крайних точек пятна контакта с абсциссой x

Рис. 1. Определение опорной силы и момента

Используя выражения для характеристик сил трения, получим новый вид условий неподвижности аварийного судна

$$\begin{aligned} q_{п} &\leq q_{TP}, \\ q_{вр} &\leq q_{TP}. \end{aligned} \quad (17)$$

Найденные выше соотношения предназначены для подготовки информации, которая используется при проверке общей прочности судна, сидящего на мели. В процессе планирования операции снятия судна с мели производится подводный осмотр корпуса, устанавливается форма, размеры и другие характеристики пятна контакта судна с грунтом. В расчетах обычно применяются упрощенные формы пятна контакта в виде прямоугольника или эллипса. Если пятно контакта представляет собой прямоугольник со сторонами 2a и 2b, то центральный полярный

статический момент площади  $S_R$ , может быть рассчитан по приближенной формуле

$$S_R = Aa^3 + Bb^3. \quad (18)$$

Коэффициенты  $A$  и  $B$  приведены в табл. 1 в зависимости от величины отношения  $b/a$ .

*Таблица 1. Коэффициенты приближенной формулы для прямоугольника*

$b/a$	$A$	$B$
1	0,191298929	0,1912989291
2	0,492980953	0,0866857350
3	0,942106620	0,0565678612
4	1,548927921	0,0420967135
5	2,317294659	0,0335542409
6	3,249029585	0,0279058480
7	4,345132954	0,0238902624
8	5,606211190	0,0208874603
9	7,032659189	0,0185565522
10	8,624748268	0,0166944029

Если пятно контакта представляет собой эллипс с главными осями  $2a$  и  $2b$ , то площадь эллипса равна  $\pi ab$ , а центральный полярный статический момент площади  $S_R$  может быть вычислен по приближенной формуле

$$S_R = Aab^2, \quad (19)$$

причем коэффициенты  $A$  приведены в табл. 2 в зависимости от отношения  $a/b$ .

*Таблица 2. Коэффициенты приближенной формулы для эллипса*

$a/b$	$A$
1	2,094395
2	3,229483
3	4,454964
4	5,718949
5	7,003348
6	8,300027
7	9,604726
8	10,914992
9	12,229274
10	13,546581

Приведенные соотношения следует учесть при оценке прочности судна, сидящего на мели, под действием волновых нагрузок.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. *Короткин Я.И., Ростовцев Д.М., Сиверс Н.Л. Прочность корабля. - Л.: Судостроение, 1974. - 832 с.*
2. *Ипатовцев Ю.Н., Короткин Я.И. Строительная механика и прочность корабля. - Л.: Судостроение, 1991. - С. 206-211.*
3. *Верлань А.Ф., Сизиков В.С. Итоги науки и техники. - Киев: Наукова думка, 1978. - 291 с.*

УДК 534.11

ОБ ОДНОЙ КРАЕВОЙ ЗАДАЧЕ

И.Ф. Шумлянский

1. Рассмотрим краевую задачу

$$\tilde{C}_0 \vec{V}'(x) + (\tilde{D}_0 + \lambda \tilde{A}) \vec{V}(x) = 0, \quad x \in [0,1], \quad (1)$$

$$N_1 \vec{V}(0) = 0, \quad N_2 \vec{V}(1) = 0,$$

где матрицы

$$\tilde{A} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\gamma c_0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}, \quad \tilde{C}_0 = \begin{pmatrix} 2\gamma a_0 & \gamma c_0 & 0 & \gamma b_0^2 \\ \gamma c_0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{pmatrix}, \quad (2)$$

$$\tilde{D}_0 = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 \end{pmatrix}, \quad N_1 = N_2 = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}; \quad (3)$$

$\gamma, a_0, c_0, b_0$  - постоянные безразмерные параметры;

$x$  - безразмерная геометрическая координата;

$\lambda$  - собственное значение.

Ее решение состоит в отыскании собственных значений и соответствующих им собственных вектор-функций.

Решения задачи (1), представленной в векторно-матричной форме, требует эффективный метод приближенного исследования задачи о поперечных параметрических колебаниях балки с жестко закрепленными концами, несущей движущуюся массу, идея которого изложена в работе [1].

2. Решение краевой задачи (1) будем искать в форме

$$\vec{V}(x) = \vec{C}e^{kx}, \quad (4)$$

где

$k$  - постоянное число;

$\vec{C} = \text{colon}(C_1, C_2, C_3, C_4)$  - постоянный вектор.

Подставив  $\vec{V}(x)$  в уравнение задачи, после сокращения на  $e^{kx}$ , получим систему алгебраических уравнений относительно неизвестных  $C_1, C_2, C_3, C_4$ :

$$[k\vec{C}_0 + (\vec{D}_0 + \lambda\vec{A})]\vec{C} = 0. \quad (5)$$

Условием существования нетривиального решения системы (5) является

$$\det[k\vec{C}_0 + (\vec{D}_0 + \lambda\vec{A})] = 0. \quad (6)$$

Раскрывая здесь определитель, получим характеристическое уравнение 4-ой степени относительно  $k$  :

$$\gamma b_0^2 k^4 + \gamma c_0 k^2 + 2\gamma a_0 \lambda k + \lambda^2 = 0. \quad (7)$$

Представим

$$\lambda = -i\omega, \quad (8)$$

где  $i$  - мнимая единица;

величина  $\omega$  в механической трактовке представляет собой множество собственных безразмерных частот колебаний  $\omega_n, n = 1, 2, \dots$ .

Поэтому будем полагать и отыскивать подходящие значения  $\omega > 0$ . Характеристическое уравнение (7) с учетом (8) примет следующий вид:

$$k^4 + a_1 k^2 + ia_2 \omega k + a_3 \omega^2 = 0, \quad (9)$$

причем

$$a_1 = \frac{c_0}{b_0^2}, \quad a_2 = -\frac{2a_0}{b_0^2}, \quad a_3 = -\frac{1}{\gamma b_0^2}.$$

Оставляя сейчас в стороне вопрос о процессе отыскания корней характеристического уравнения  $\kappa_r(\lambda(\omega))$ ,  $r = 1, 2, 3, 4$ , предположим, что они найдены и различны. Тогда из уравнения (5), соответственно каждому корню  $\kappa_r(\lambda(\omega))$ , найдем с точностью до постоянного сомножителя вектор-решение

$$\vec{C}^{(r)} = \text{colon}(\lambda, \kappa_r(\lambda), \kappa_r^2(\lambda), \kappa_r^3(\lambda)), \quad r = 1, 2, 3, 4. \quad (10)$$

Запишем частные решения (4)

$$\vec{V}_r(x) = \vec{C}^{(r)} e^{\kappa_r(\lambda)x} \quad (r = 1, 2, 3, 4) \quad (11)$$

и составим из них общее решение

$$\vec{V}(x) = \sum_{r=1}^4 H^{(r)} \text{colon}(\lambda, \kappa_r(\lambda), \kappa_r^2(\lambda), \kappa_r^3(\lambda)) e^{\kappa_r(\lambda)x}, \quad (12)$$

где  $H^{(r)}$  - постоянные.

Для их определения подставим  $\vec{V}(x)$  в граничные условия краевой задачи (1) и, в силу специфики матриц  $N_1, N_2$ , получим систему четырех однородных уравнений относительно  $H^{(r)}$

$$\sum_{r=1}^4 H^{(r)} N_1 \vec{V}_r(0) = 0, \quad \sum_{r=1}^4 H^{(r)} N_2 \vec{V}_r(1) = 0. \quad (13)$$

Требование нетривиальности решения системы приводит к равенству нулю ее определителя (частотному уравнению)

$$\Delta(\lambda(\omega)) = \begin{vmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ \kappa_1 & \kappa_2 & \kappa_3 & \kappa_4 \\ e^{\kappa_1} & e^{\kappa_2} & e^{\kappa_3} & e^{\kappa_4} \\ \kappa_1 e^{\kappa_1} & \kappa_2 e^{\kappa_2} & \kappa_3 e^{\kappa_3} & \kappa_4 e^{\kappa_4} \end{vmatrix} = 0 \quad (14)$$

или после раскрытия определителя

$$\Delta(\lambda(\omega)) = (e^{\kappa_2 + \kappa_3} + e^{\kappa_1 + \kappa_4} - e^{\kappa_2 + \kappa_4} - e^{\kappa_1 + \kappa_3})(\kappa_1 \kappa_2 + \kappa_3 \kappa_4) + \\ + (e^{\kappa_3 + \kappa_4} + e^{\kappa_1 + \kappa_2} - e^{\kappa_1 + \kappa_4} - e^{\kappa_2 + \kappa_3})(\kappa_1 \kappa_3 + \kappa_2 \kappa_4) + \\ + (e^{\kappa_1 + \kappa_3} + e^{\kappa_2 + \kappa_4} - e^{\kappa_1 + \kappa_2} - e^{\kappa_3 + \kappa_4})(\kappa_1 \kappa_4 + \kappa_2 \kappa_3) = 0. \quad (15)$$

Напомним, что зависимость  $\Delta$  от  $\lambda(\omega)$  определяется зависимостью корней  $\kappa_r$  ( $\lambda(\omega)$ ), входящих в состав определителя. Те значения  $\lambda_n$  ( $n=1,2,\dots$ ) (или соответственные  $\omega_n$ ), при которых выполняется равенство (14) или (15), являются собственными числами (собственными частотами), а соответствующие им функции  $\vec{V}(x)$  (12) - собственными функциями краевой задачи (1).

Из изложенного вытекает следующий алгоритм вычисления собственных частот:

1. Задаются  $\omega_n, n=1,2,\dots$ .

2. Отыскиваются корни  $\kappa_r$  ( $\lambda(\omega_n)$ ),  $r=1,2,3,4$  характеристического уравнения (9).

3. Корни  $\kappa_r$  ( $\lambda(\omega_n)$ ),  $r=1,2,3,4$ , подвергаясь проверке, подставляются в частотное уравнение (15):

а) в случае удовлетворения уравнения (15) принимается  $\omega_n$ ;

б) в случае неудовлетворения уравнения (15) переходим к пункту 1 и т.д. При этом применяется методика «стрельбы».

4. Нахождение корней характеристического уравнения (9).

Уравнение вида (9) при частном соотношении между коэффициентами рассмотрено и исследовано с применением численно-графического метода в работе [2]. Здесь предлагается метод численного отыскания корней уравнения (9), удовлетворяющих частотному уравнению, при произвольных коэффициентах с подходящим значением  $\omega$ .

Для осуществления намеченного в разделе 2 алгоритма вычислений собственных частот  $\omega_n$  запишем формулы Феррари корней  $\kappa_r = u_r + iv_r$  уравнения четвертой степени (9)

$$\kappa_{1,2} = \frac{1}{2} \sqrt{2\alpha_0} \pm \sqrt{-\frac{a_1}{2} - \frac{\alpha_0}{2} + i \frac{|a_2|\omega}{2\sqrt{2\alpha_0}}}, \quad (16)$$

$$\kappa_{3,4} = \frac{-1}{2} \sqrt{2\alpha_0} \pm \sqrt{-\frac{a_1}{2} - \frac{\alpha_0}{2} - i \frac{|a_2|\omega}{2\sqrt{2\alpha_0}}},$$

где  $\alpha_0$  - какой-либо корень кубической резольвенты



$$\alpha^3 + a_1\alpha^2 + (-a_3\omega^2 + \frac{1}{4}a_1^2)\alpha + \frac{1}{8}a_2^2\omega^2 = 0 \quad (17)$$

с действительными коэффициентами. По этой причине из трех корней резольвенты хотя бы один действительный, но действительными могут быть и все три корня. Это позволяет в качестве  $\alpha_0$  выбрать наибольший из действительных корней, которые, как известно, лежат в интервале  $(-M, M)$ , где  $M = A + 1$ ,  $A$  — наибольшая из абсолютных величин коэффициентов резольвенты. Поскольку ищется подходящее значение  $\omega > 0$ , то, как видно из (17),  $\alpha_0 \neq 0$ . Поэтому  $\alpha_0 > 0$  либо  $\alpha_0 < 0$ .

Составим следующий алгоритм вычисления корней  $\kappa_r(\omega_n)$  и  $\omega_n$ .

Вычислим при задаваемом  $\omega$  наибольшее  $\alpha_0$ , используя границу  $M$ . В зависимости от знака  $\alpha_0$  будут иметь место разные случаи.

Случай  $\alpha_0 > 0$ .

Обозначим

$$X = -\frac{a_1 + \alpha_0}{2}, \quad Y = \frac{|a_2|\omega}{2\sqrt{2\alpha_0}}. \quad (18)$$

Вычисляем

$$X, Y, R_0 = \frac{1}{2}\sqrt{2\alpha_0}. \quad (19)$$

$$R_1 = \sqrt{\frac{\sqrt{X^2 + Y^2} + X}{2}}, \quad V = \sqrt{\frac{\sqrt{X^2 + Y^2} - X}{2}}. \quad (20)$$

Определитель  $\Delta(\lambda(\omega))$  (15) принимает следующий вид:

$$\Delta = 16R_1^2(R_0^2 + V^2)(e^{2R_1} + e^{-2R_1}) - 32(R_1^2 - R_0^2)V^2 \cos 2V - 16R_0^2(R_1^2 + V^2)(e^{2R_0} + e^{-2R_0}). \quad (21)$$

Изменяя  $\omega$ , находим такие их значения (частоты)  $\omega_n > 0$ , при которых  $\Delta = 0$ .

Записываем соответствующие  $\omega_n$  корни

$$K_{rn} = u_{rn} + iv_{rn} \quad (r = 1, 2, 3, 4; n = 1, 2, \dots) :$$

$$u_{1n} = R_{0n} + R_{1n}, \quad v_{1n} = V_n; \quad u_{2n} = R_{0n} - R_{1n}, \quad v_{2n} = -V_n; \quad (22)$$

$$u_{3n} = -R_{0n} + R_{1n}, \quad v_{3n} = -V_n; \quad u_{4n} = -R_{0n} - R_{1n}, \quad v_{4n} = V_n.$$

**Случай  $\alpha_0 < 0$ .**

Обозначим

$$K_0 = \frac{1}{2} \sqrt{2|\alpha_0|}; \quad L_1 = \frac{|\alpha_0|}{2} - \frac{a_1}{2} + \frac{|a_2|\omega}{2\sqrt{2|\alpha_0|}}, \quad (23)$$

$$L_2 = \frac{|\alpha_0|}{2} - \frac{|a_1|}{2} - \frac{|a_2|\omega}{2\sqrt{2|\alpha_0|}}.$$

Вычисляем

$$K_0, L_1, L_2, \quad K_1 = \sqrt{|L_1|}, \quad K_2 = \sqrt{|L_2|}. \quad (24)$$

1. Если  $L_1 < 0$ , то

$$\Delta = -2(K_1 + K_2)^2 [(K_1 - K_2)^2 - 4K_0^2] \cos(K_1 + K_2) - \\ - 2(K_1 - K_2)^2 [(4K_0^2 - (K_1 + K_2)^2)] \cos(K_1 - K_2) - 32 K_0^2 K_1 K_2 \cos 2K_0. \quad (25)$$

Как и выше находим  $\omega_n$  и записываем соответствующие  $\omega_n$  корни  $k_m = u_m + iv_m$ :

$$u_{1n} = 0, \quad v_{1n} = K_{0n} + K_{1n}; \quad u_{2n} = 0, \quad v_{2n} = K_{0n} - K_{1n}; \quad (26)$$

$$u_{3n} = 0, \quad v_{3n} = -K_{0n} + K_{2n}; \quad u_{4n} = 0, \quad v_{4n} = -K_{0n} - K_{2n}.$$

2. Если  $L_1 > 0, L_2 < 0$ , то

$$\Delta = - \\ - 2(e^{K_1} - e^{-K_1})[(K_1^2 + K_2^2)^2 + 4K_0^2(K_1^2 - K_2^2)] \sin K_2 + \\ + 16K_0^2 K_1 K_2 [2 \cos 2K_0 - \cos K_2 (e^{K_1} + e^{-K_1})]. \quad (27)$$

Находим  $\omega_n$  и соответствующие им корни  $\kappa_m = u_m + iv_m$ :

$$\begin{aligned} u_{1n} = K_{1n}, \quad v_{1n} = K_{0n}; \quad u_{2n} = -K_{1n}, \quad v_{2n} = K_{0n}; \\ u_{3n} = 0, \quad v_{3n} = K_{2n} - K_{0n}; \quad u_{4n} = 0, \quad v_{4n} = -(K_{0n} + K_{2n}). \end{aligned} \quad (28)$$

3. Если  $L_1 > 0, L_2 > 0$ , то

$$\begin{aligned} \Delta = -(e^{K_1+K_2} + e^{-K_1+K_2})[(K_1 - K_2)^2 + 4K_0^2](K_1 + K_2)^2 + \\ + (e^{K_1-K_2} + e^{-(K_1-K_2)})[(K_1 + K_2)^2 + 4K_0^2](K_1 - K_2)^2 + \\ + 32K_0^2 K_1 K_2 \cos 2K_0. \end{aligned} \quad (29)$$

Вычисляя  $\omega_n$ , находим соответствующие корни  $\kappa_m = u_m + iv_m$ :

$$\begin{aligned} u_{1n} = K_{1n}, \quad v_{1n} = K_{0n}; \quad u_{2n} = -K_{1n}, \quad v_{2n} = K_{0n}; \\ u_{3n} = K_{2n}, \quad v_{3n} = -K_{0n}; \quad u_{4n} = -K_{2n}, \quad v_{4n} = -K_{0n}. \end{aligned} \quad (30)$$

Для реализации изложенного алгоритма вычисления корней характеристического уравнения и собственных частот с помощью ЭВМ С.А. Стречкулом составлена программа.

Подставляя корни  $\kappa_m$  в (12), находим собственные вектор-функции  $\vec{V}_n(x)$ ,  $n = 1, 2, \dots$  краевой задачи (1).

## ЛИТЕРАТУРА

1. Шумлянский И.Ф. Метод изучения нестационарных колебаний балки с распределенной подвижной инерционной нагрузкой // Морские порты, инженерные сооружения и средства механизации. - М.: В/О "Мортехинформреклама", 1989. - С. 51-53.
2. Горошко О.А., Киба С.П. О собственных и сопровождающих колебаниях одномерной упругой конструкции с подвижной нагрузкой // Прикл. механика. - 1972. - 8, № 1. - С. 118 - 121.

УДК 519.6+531.8

## ПРЕДПРОЕКТНЫЙ АНАЛИЗ ДИНАМИКИ СИСТЕМЫ УПРАВЛЯЕМЫХ ОБЪЕКТОВ С УПРУГОЙ СВЯЗЬЮ

Ю.И. Бурименко, М.Я. Фомичев, Т.Л. Шапарец

В технике и технологии для образования систем динамических объектов широко используется механический вид связи, реализуемый с помощью упругих элементов типа стержень, трос, струна, пружина и т. п. Примерами таких систем могут служить системы объектов, образуемые при буксирно-кантовочных операциях, космические тросовые системы, робототехнические системы, технологические операции по строительству и перевалке объектов с помощью вертолетов, манипуляторов, кранов и т.д. [1; 2]. Упругий элемент является также основным в расчетных схемах сложных механических конструкций машин, приборов и аппаратуры.

Характерной особенностью функционирования динамических объектов, связанных упругим элементом, является то, что элемент под действием нестационарных нагрузок существенно отклоняется от начального положения, испытывая одновременно продольную (в направлении касательной к осевой линии), крутильную и изгибные деформации. Заметим, что уравнения движения таких элементов механической связи как трос, струна, нить, пружина с большим количеством витков и подобных являются частными случаями уравнений движения криволинейного упругого стержня [3-5].

**Постановка задачи.** Заданы дифференциальные уравнения, описывающие самостоятельное движение двух абсолютно твердых управляемых объектов. Система объектов образована путем их соединения криволинейным упругим стержнем, концы которого жестко или шарнирно закреплены на объектах. Пространственное перемещение образованной системы объектов осуществляется в инерциальной системе отсчета.

Требуется получить уравнения движения образованной системы объект – упругий стержень – объект, позволяющие рассчитывать продольную, изгибную деформации, кручение стержня, а также вектор сил и моментов, действующих на объекты. Эти параметры являются одними из основных исходных данных при проектировании соответствующих систем объектов и технологии их функционирования.

**Метод решения.** Данная задача в рассматриваемой постановке, насколько известно авторам, не отражена в публикациях. Для решения поставленной задачи можно воспользоваться различными методами. В частности, вторым методом Ляпунова, вариационными методами, кинестатическим методом. Однако для целей комплексного исследования динамики систем объектов с учетом возможного изменения

вида связи между объектами наиболее приемлемым является кинестатический метод. Этот метод использует принцип освобожденности, согласно которому действие связи полностью характеризуется реакциями связи. Преимущество этого метода при решении поставленной задачи заключается в том, что, во-первых, сохраняется преобладание уравнений движения системы по отношению к уравнениям самостоятельного движения объектов. Во-вторых, отпадает необходимость выбора новых обобщенных координат состояния системы при изменении вида связи. В-третьих, появляется возможность управлять системой с учетом возникающих в упругой связи реакций, судить о прочности, надежности и долговечности как самой связи, так и конструктивных элементов объектов.

В соответствии с используемым нами принципом освобожденности уравнение движения двух управляемых объектов, сочлененных криволинейным упругим стержнем, представимо в виде

$$\dot{x} = f(x, u, t) + F(x)R, \quad x(0) = x_0, \quad (1)$$

где  $x$  - фазовый вектор объектов;

$f(x, u, t)$  - вектор-функция, отвечающая самостоятельному движению объектов;

$F(x)$  - матрица-функция;

$R$  - вектор сил и моментов реакции связи.

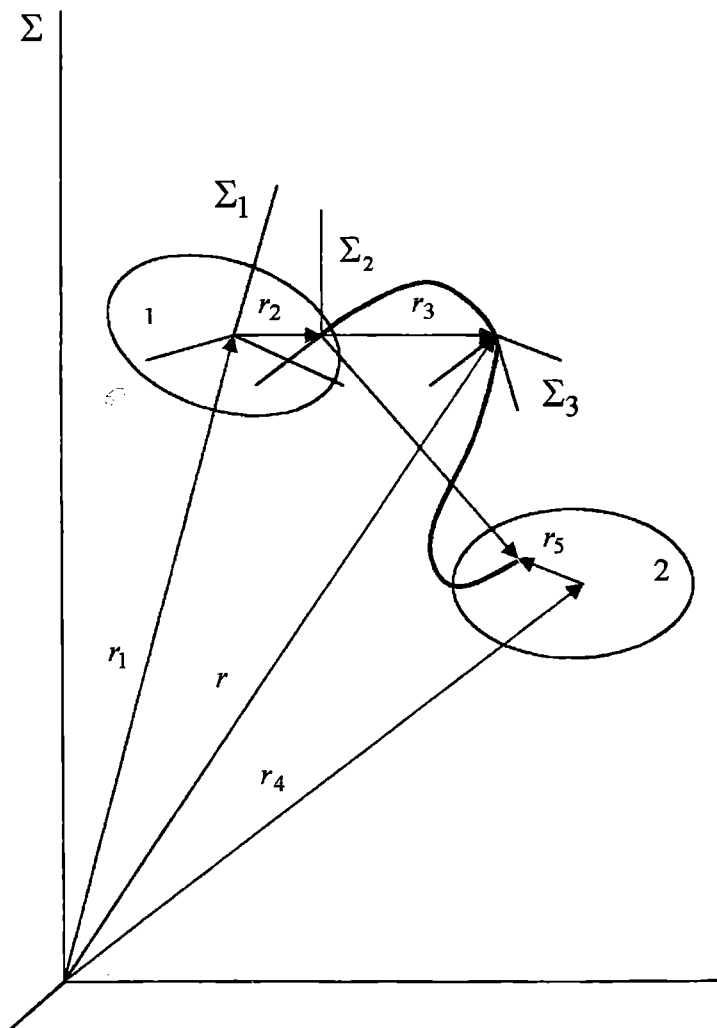
Для определения вектора  $R$  необходимо располагать уравнениями движения криволинейного упругого стержня, концы которого закреплены на объектах. Эти уравнения могут быть записаны в перемещениях, напряжениях или усилиях. При этом важно рационально выбрать системы отсчета, позволяющие относительно просто связывать кинетические параметры движения упругого стержня с параметрами деформации. С этой целью введем в рассмотрение ортонормированные неинерциальные системы отсчета  $\Sigma_1$  с началом в центре масс первого объекта,  $\Sigma_2$  с началом в точке крепления конца стержня на этом объекте и естественный трехгранник  $\Sigma_3$ , жестко связанный с сечением стержня.

Расстояние системы  $\Sigma_3$  от начала  $\Sigma_2$  будем измерять переменной

Лагранжа  $s$ . Одну из осей системы  $\Sigma_2$  направим по прямой, соединяющей концы упругого стержня (рис. 1). Обозначим через  $r_1(x)$ ,  $r_2(x)$ ,  $r_3(t, s)$  радиус-векторы начал систем отсчета, соответственно,  $\Sigma_1$  в  $\Sigma$ ,  $\Sigma_2$  в  $\Sigma_1$ ,  $\Sigma_3$  в  $\Sigma_2$ ; через  $w(t, s)$  обозначим величину упругой деформации стержня вдоль осевой линии в  $\Sigma_2$ , через  $\psi(t, s) = (\psi_1(t, s), \psi_2(t, s), \psi_3(t, s))$  - угловое смещение

$s$ -го сечения стержня относительно системы  $\Sigma_2$  при его кручении и изгибе. Компоненты вектор-функции  $\psi(t, s)$  представляют собой углы Кардана, определяющие вращательное перемещение системы отсчета  $\Sigma_3$  относительно  $\Sigma_2$ .

Пространственное перемещение динамических объектов, сочлененных стержнем, рассматривается в системе  $\Sigma$ . В связи с этим и уравнения движения упругого стержня целесообразно записать относительно системы  $\Sigma$ , что приведет к более простой форме записи реакции связи, действующей на объекты.



*Рис. 1. Схема пространственного перемещения системы двух управляемых объектов, соединенных криволинейным упругим стержнем*

**Вывод уравнений движения.** В силу малых поперечных размеров стержня по сравнению с его длиной будем учитывать только продольную деформацию стержня  $w(t, s)$ , кручение и изгиб относительно главных осей тензора деформации, которые, очевидно, совпадают с осями подвижной системы  $\Sigma_3$ .

Исходные уравнения могут быть получены на базе уравнений механики сплошных сред и законов динамики относительного движения. Основные уравнения механики сплошных сред – это уравнение неразрывности (для массовой плотности вещества  $\rho = \Delta m / \Delta v$ ), уравнения изменения импульса и момента, а также энергетические уравнения (внутренней энергии и энтропии), если учитываются тепловые процессы при деформациях. В данном случае тепловые процессы предполагаются стационарными, а массовая плотность неизменной. В рамках линейной теории упругости продольная и угловая деформация стержня независимы.

Рассмотрим уравнения динамического равновесия элементарной части стержня длины  $ds$ . Ее движение происходит под действием инерционных, упругих, эйлеровых (переносных и кориолисовых) и внешних сил и моментов от них. Согласно закону изменения импульса и кинетического момента эти уравнения имеют вид

$$\begin{aligned} \dot{P} &= \Delta F_u + F_v ds, \\ \dot{M} &= \Delta L_u + L_v ds, \end{aligned} \tag{2}$$

где  $P$  и  $M$  – импульс и кинетический момент элемента  $ds$  относительно  $\Sigma$ ;

$\Delta F_u$  и  $\Delta L_u$  – приращение упругой силы и момента, возникающих на концах элемента  $ds$ ;

$\Delta F_v$  и  $\Delta L_v$  – внешние силы и момент, рассчитанные на единицу длины стержня.

$\Delta F_v$  и  $\Delta L_v$  включают сосредоточенные силы и момент на концах стержня, возникающие в результате движения объектов.

Импульс и кинетический момент вычисляются по формулам

$$\begin{aligned} P &= \mu ds V, \quad M = r \times P + M_s, \quad M_s = I ds \frac{\partial \psi}{\partial t}, \\ V &= \frac{dr}{dt} = \frac{d}{dt}(r_1 + r_2 + r_3) = \dot{r}_1 + \omega_1 \times r_2 + \dot{r}_3 + \omega_2 \times r_3, \end{aligned}$$

где  $\mu$  - масса единицы длины стержня;

$V$  - скорость центра масс элемента  $ds$  относительно системы  $\Sigma$ ;

$M_s$  - кинетический момент вращения элемента  $ds$  относительно системы  $\Sigma_2$ ;

$\omega_1$  и  $\omega_2$  - угловые скорости системы  $\Sigma_1$  и  $\Sigma_2$  относительно  $\Sigma$ ;

$I$  - центральный тензор инерции на единицу длины (диагональная матрица).

Дифференцируя по времени импульс и кинетический момент, получим

$$\dot{P} = \mu ds (\ddot{r}_1 + \dot{\omega}_1 \times r_2 + \omega_1 \times (\omega_1 \times r_2) + \frac{\partial^2 r_3}{\partial t^2} + \dot{\omega}_2 \times r_3 + \omega_2 \times (\omega_2 \times r_3) + 2\omega_2 \times \dot{r}_3), \quad (3)$$

$$\dot{M} = \dot{r} \times P + r \times \dot{P} + \dot{M}_s = (r_1 + r_2 + r_3) \times \dot{P} + Ids \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} + \omega_2 \times Ids \frac{\partial \psi}{\partial t}.$$

Приращение упругой силы и момента, спроектированные в  $\Sigma$ , определяются по формулам [6]

$$\Delta F_u = B_2(x) \frac{\partial}{\partial s} \left( \frac{\partial T}{\partial s} \cos \varphi_2 \right) ds,$$

$$\Delta L_u = B_2(x) \frac{\partial}{\partial s} \left( \frac{\partial M_u}{\partial s} \right) ds, \quad (4)$$

$$T = A\sigma = EA\varepsilon = EA \frac{\partial w}{\partial s},$$

$$M_u = GI \frac{\partial \psi}{\partial s},$$

где  $B_2(x)$  - матрица преобразований системы  $\Sigma_2$  в  $\Sigma$ ;

$T$  и  $M_u$  - упругие продольная сила и момент;

$\sigma$  и  $\varepsilon$  - продольное напряжение и деформации;

$GI$  - диагональная матрица жесткости (крутильной и изгибной);

$\cos \varphi_2$  - направляющий косинус элемента  $ds$  в  $\Sigma_2$ . Выражение для  $\cos \varphi_2$  определяется второй строкой матрицы направляющих косинусов системы  $\Sigma_3$ , жестко связанной с  $ds$ , относительно  $\Sigma_2$ .



Эта матрица имеет вид [7]

$$B_{32}(\psi) = \begin{pmatrix} c_2 c_3 & c_1 s_3 + s_1 s_2 s_3 & s_1 s_3 - c_1 s_2 c_3 \\ -c_2 s_3 & c_1 c_3 - s_1 s_2 s_3 & s_1 c_3 + c_1 s_2 s_3 \\ s_2 & -s_1 c_2 & c_1 c_2 \end{pmatrix},$$

$$c_i = \cos \psi_i(t, s), \quad s_i = \sin \psi_i(t, s), \quad i = 1, 2, 3.$$

Подставляя в (2) выражения (3) и (4), после сокращения на  $ds$  и очевидных преобразований, получим следующие уравнения динамического равновесия криволинейного упругого стержня

$$\begin{aligned} \mu \frac{\partial^2 r_3}{\partial t^2} = & B_2(x) EA \frac{\partial}{\partial s} \left( \frac{\partial w}{\partial s} \cos \varphi_2 \right) - \mu (\ddot{r}_1 + \dot{\omega}_1 \times r_2 + \omega_1 \times (\omega_1 \times r_1) + \\ & + \dot{\omega}_2 \times r_3 + \omega_2 \times (\omega_2 \times r_3) + 2\omega_2 \times \dot{r}_3) + F_v, \end{aligned} \tag{5}$$

$$\begin{aligned} I \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2} = & B_2(x) GI \frac{\partial^2 \psi}{\partial s^2} - \omega_2 \times I \frac{\partial \psi}{\partial t} - (r_1 + r_2 + r_3) \times \\ & \times \left( B_2(x) EA \frac{\partial}{\partial s} \left( \frac{\partial w}{\partial s} \cos \varphi_2 \right) + F_v \right) + L_v. \end{aligned}$$

Система уравнений (5) не является замкнутой, т.к. число уравнений в ней меньше числа неизвестных. К ней следует добавить уравнение, связывающее вектор  $r_3$  и параметры деформации стержня  $w, \psi$ . Такое уравнение вытекает из геометрических соотношений.

Обозначим через  $\tilde{w}(t, s)$  переменную Эйлера упругого стержня. Очевидно

$$d\tilde{w} = ds + dw \quad \text{и} \quad \frac{\partial \tilde{w}}{\partial s} = 1 + \frac{\partial w}{\partial s}.$$

Кроме того  $dr_3 = d\tilde{w} \cos \varphi_2$ . Дифференцирование этого равенства по  $s$  дает с точностью до величин б. м. порядка

$$\frac{\partial r_3}{\partial s} = \left( \frac{\partial w}{\partial s} + 1 \right) \cos \varphi_2 .$$

После дифференцирования полученного соотношения по  $t$ , приходим к следующему уравнению геометрических связей:

$$\frac{\partial^2 r_3}{\partial s \partial t} = \frac{\partial^2 w}{\partial s \partial t} \cos \varphi_2 + \left( \frac{\partial w}{\partial s} + 1 \right) Z(\psi), \quad (6)$$

где  $Z(\psi) = \frac{\partial}{\partial t} \cos \varphi_2$ .

Явный вид вектор-функции  $Z(\psi)$  может быть получен путем дифференцирования по  $t$  элементов второй строки матрицы  $B_{32}(\psi)$ . По этим же элементам нетрудно проверить, что другое геометрическое соотношение  $\sum_{i=1}^3 \cos^2 \varphi_{2i} = 1$  выполняется.

К уравнениям (5) и (6) необходимо добавить начальные условия, т.е. задать положение и смещение сечений стержня и их скорости в начальный момент времени, а именно

$$r_3(0, s) = f_1(s), \quad w(0, s) = f_2(s), \quad \psi(0, s) = f_3(s),$$

$$\left. \frac{\partial r_3}{\partial t} \right|_{t=0} = F_1(s), \quad \left. \frac{\partial w}{\partial t} \right|_{t=0} = F_2(s), \quad \left. \frac{\partial \psi}{\partial t} \right|_{t=0} = F_3(s), \quad (7)$$

где  $f_i(s)$  и  $F_i(s)$  ( $i = \overline{1,3}$ ) - заданные функции на интервале  $[0, l]$ ;

$l$  - длина стержня в ненапряженном состоянии.

Кроме этих условий должны быть заданы граничные условия (на концах стержня). По пространственному перемещению они таковы

$$r_3(t, 0) = 0, \quad r_3(t, l) = r_4 + r_5 - r_1 - r_2. \quad (8)$$

Граничные условия по деформациям на концах стержня зависят от характера их закрепления на объектах.

Так, например, при жестком закреплении обоих концов

$$w(t,0) = 0, \quad w(t,l) = 0, \quad \psi(t,0) = g_1(x), \quad \psi(t,l) = g_2(x), \quad (9)$$

где  $g_1(x)$  и  $g_2(x)$  - функции, определяющие ориентацию в  $\Sigma_2$  площадок корпусов первого и второго объекта, на которых закреплены концы стержня.

При шарнирном закреплении концов

$$w(t,0) = 0, \quad w(t,l) = 0, \quad \left. \frac{\partial \psi}{\partial s} \right|_{s=0} = 0, \quad \left. \frac{\partial \psi}{\partial s} \right|_{s=l} = 0. \quad (10)$$

Последние два условия следуют из того, что упругие моменты  $M_u = GI \frac{\partial \psi}{\partial s}$  на концах стержня должны быть равны нулю.

Возможны комбинации способов закрепления концов стержня, т.е. условий (9), (10).

Действие упругого стержня на объекты определяется реакцией связи  $R$ , характеризующей упругие силы и моменты на концах стержня. Их значения выражаются через параметры деформации на концах

$$R = B_2(x) \left( \left[ EA \frac{\partial w}{\partial s} \cos \varphi_2, GI \frac{\partial \psi}{\partial s} \right]_{s=0}, \left[ EA \frac{\partial w}{\partial s} \cos \varphi_2, GI \frac{\partial \psi}{\partial s} \right]_{s=l} \right). \quad (11)$$

Таким образом, задача об управляемом движении системы объект – упругий стержень – объект сводится к совместному решению уравнений (1), (5), (6), удовлетворяющих начальным условиям (7) и граничным вида (8) - (9). Очевидно, что данная задача должна включать соответствующую целевую функцию. Однако этот вопрос здесь не рассматривается в связи с большим многообразием возможных целевых функций и дополнительных ограничений, формализация которых не сталкивается с какими-либо существенными затруднениями.

Из полученных уравнений движения (1), (5), (6), как частные случаи, вытекают уравнения движения нити, колебаний струны, продольных, поперечных и крутильных колебаний стержня, кинематические уравнения Эйлера твердого тела и другие. Этот факт, а также некоторые практически важные частные случаи движения рассмотренной системы предполагается рассмотреть в дальнейшем.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бурименко Ю.И., Желтиков В.П. Некоторые задачи управления динамическими системами // Третий Республиканский симпозиум по дифференциальным и интегральным уравнениям: Тез. докл. – Одесса, 1982. – С. 67-68.
2. Бурименко Ю.И., Попов Ю.Б. Портовая буксировка. Технология и безопасность. – М.: Транспорт, 1991. – 95 с.
3. Кошляков Н.С., Глинэр Э.Б., Смирнов М.М. Уравнения в частных производных математической функции. – М.: Высш. шк., 1970.- 712 с.
4. Светлицкий В.А. Механика гибких стержней и нитей. – М.: Машиностроение, 1978. – 222 с.
5. Сутыркин В.Г. Об уравнениях теории пружин // Докл. АН СССР, 1980. – Т.254. - № 4. – С. 60-64.
6. Савин Г.Н. Механика деформируемого тела. – К.: Наук. думка, 1979. – 466 с.
7. Лурье А.И. Аналитическая механика. – М.: Физматгиз, 1962. – 824 с.

УДК 62-752

## ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ МОДЕРНИЗАЦИИ ВИБРИРУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ

Э.П. Лукаш, М.И. Партолога

Рост относительного объема повреждений конструкций, работающих в условиях динамического нагружения, свидетельствует о необходимости совершенствования методов оценки прогнозирования и обеспечения их виброненадежности.

Главным условием надежной работы конструкции при действии динамических нагрузок является достаточный «запас» по частоте, обеспечивающий отсутствие резонансных явлений. Как правило, выход из резонансной зоны осуществляется путем модернизации конструкции в целом или отдельных ее фрагментов, заключающейся в перераспределении жесткостей (иногда масс или других параметров). При этом, выбор наиболее эффективного способа вывода конструкции из резонансной области представляет самостоятельную и довольно сложную задачу расчетного проектирования.

Рассмотрим пример оценки эффективности модернизации конструкции с целью снижения коэффициента динамичности (при гармоническом изменении нагрузки)

$$\alpha_0 = \text{abs} \left[ (1 - z^2)^{-1} \right], \quad (1)$$

где  $z^2 = \Omega / \Lambda$  - отношение частот,

$\Omega$  - квадрат частоты гармонической нагрузки,

$\Lambda$  - квадрат собственной частоты конструкции.

Поставленная задача может быть решена приближенно в рамках метода конечных элементов (МКЭ). Свободные колебания упругой конструкции описываются следующей системой

$$[M] \{\ddot{q}\} + [K] \{q\} = 0, \quad (2)$$

где  $[K]$ ,  $[M]$  - матрица жесткости и масс дискретной модели конструкции,

$\{q\}$  - вектор узловых перемещений.

Соответствующее уравнение форм колебаний принимает вид

$$([K] - \Lambda [M]) \{V\} = 0 \quad (3)$$

Решение однородной системы даст спектр собственных значений  $\Lambda_i$  соответствующих форм  $\{V\}$ . В нашем случае последние удобно нормировать по кинетической энергии, т.е.

$$\{V\}^T [M] \{V\} = 1. \quad (4)$$

Частота свободных колебаний в таком случае определится в соответствии с формулой Рэлея как

$$\Lambda = \{V\}^T [K] \{V\}. \quad (5)$$

Правая часть (5) представляет потенциальную энергию конструкции, накапливаемую при колебательном движении. Эта энергия может быть получена как сумма энергий всех конечных элементов дискретной модели

$$\Lambda = \sum \{V_i\}^T [K_i] \{V_i\} \quad i = 1, 2, 3, \dots, n. \quad (6)$$

Здесь  $n$  – количество конечных элементов дискретной МКЭ модели.

Последняя формула позволяет выполнить сравнительный анализ эффективности увеличения (или уменьшения) жесткости отдельных конечных элементов или района конструкции при отстройке от резонансной области частот, а также определить необходимую жесткость, обеспечивающую наперед заданное увеличение (уменьшение) собственной частоты конструкции в целом.

Описанный алгоритм реализован на кафедре «Сопротивление материалов и строительная механика» в виде программного модуля, работающего в системе ДИНАМИКА, реализующей динамический анализ упругих конструкций методом конечных элементов. При выполнении расчета требуемого объема модернизации конструкции предполагается, что в процессе модернизационных мероприятий формы свободных колебаний не изменяются. Как показали многочисленные расчеты, эта гипотеза вполне приемлема и практически не влияет на точность результатов. Ниже приведен иллюстративный пример расчета жесткости фрагмента конструкции для заданной отстройки по частоте.

*Иллюстративный пример реализации алгоритма расчетного проектирования конструкции с заданным спектром частот*

Требуется определить изменение жесткости первого пролета балки (см. расчетную схему на рис. 1), необходимое для отстройки от квадрата первой резонансной частоты на 30% вправо.

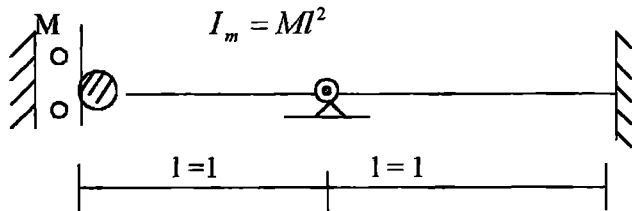


Рис. 1. Расчетная схема конструкции

Рассматриваемая система имеет 2 динамические степени свободы. Решение задачи о свободных колебаниях даст безразмерные частотные характеристики

$$\left(\alpha = \frac{MI^3 \Lambda}{EI}\right): \quad \alpha_1 = 3,7; \quad \alpha_2 = 16,3$$

и соответствующие нормированные формы

$$\{\tilde{V}_1\}^T = (0,6 : -0,83),$$

$$\{\tilde{V}_2\}^T = (0,81 : 0,58).$$

Определим вклад первого элемента (на первой форме) в общий баланс энергии системы

$$\alpha_{11} = \{V_1\}^T [K_1] \{V_1\} = 1,1.$$

По условию задачи в результате модернизации частотный параметр должен стать равный  $\underline{\alpha}_1 = 1,3\alpha_1 = 4,80$ , т.е. вклад модернизируемого элемента должен увеличиться в 2 раза.

$$\Delta\alpha_1 = 4,80 - 3,7 = 1,1.$$

Поскольку изгибная жесткость пропорциональна потенциальной энергии, для достижения требуемого эффекта следует увеличить жесткость первого пролета в 2 раза.

Контрольный расчет по МКЭ даст новые значения спектров частот свободных колебаний модернизированной конструкции

$$\underline{\alpha}_1 = 4,8 \quad \underline{\alpha}_2 = 31,4.$$

При этом формы свободных колебаний практически не изменились.

Данный пример носит чисто иллюстративный характер, в то время как алгоритм подтверждает его высокую эффективность и возможность практического применения в решении производственных задач.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Лукаш Э.П., Олейников В.Р. *Оптимизация вибрационной надежности корпусных конструкций // Тезис докладов на м/н конференции по СМК памяти проф. П.Ф.Попковича.- СПб., 2000.*
2. Лукаш Э.П. *Оптимизация параметров надежности корпусных конструкций // Тезис докладов на м/н конференции по СМК памяти проф. Ю.А. Шиманского. - СПб., 2003.*



УДК 532.583

## ОПТИМАЛЬНЕ УПРАВЛІННЯ ПАРАМЕТРАМИ СУДНОВИХ КОНСТРУКЦІЙ ІЗ ВИПАДКОВИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

Е.П. Лукаш, М.І. Партолога

Бажання судновласників забезпечити високий рівень надійності корпусних конструкцій і безпеку мореплавання при мінімальних витратах неминує призводити до складної техніко-економічної проблеми оптимізації елементів суднового корпусу, обумовлених рядом вимог перш за все нормативного характеру. При цьому, однією з основних вимог є забезпечення міцності конструкцій при дії розрахункового навантаження. Динамічне навантаження, можливість розвитку резонансних явищ або втрати стійкості визначають додаткові вимоги до жорсткості конструкції, що змінюється в процесі експлуатації і яка в загальному випадку має вірогідний характер.

Сучасні програмні комплекси (ANSYS, ПІСА, Каскад, Динаміка, Пластика, Ліра і т.п.), що реалізують метод кінцевих елементів (МКЕ) призначені для докладного аналізу складних структур, математична модель яких має досить високий порядок (десятки і сотні тисяч невідомих). Тому обробка цих громіздких моделей при багатократному аналізі в процесі пошуку оптимального рішення в нелінійному просторі керованих параметрів виливається в самостійну задачу. Урахування випадкового характеру керованих параметрів істотно ускладнює рішення проблеми.

Наближене рішення задачі, у принципі, можливе при використанні методів лінійного програмування. Проте, лінеаризація функції цілі і обмежень може різко змінити початкову модель і положення глобального екстремума [1].

Вказані обставини обумовлюють розвиток спрощених гіпотез, які відкривають можливість аналізу реальних суднових конструкцій в процесі їх оптимізації по частинам [2].

Одним з ефективних способів спрощення моделі є використання результатів заздалегідь виконаного динамічного розрахунку і зображення рішення у вигляді розкладання за знайденими формами вільних коливань

$$\{q\} = \sum a_i \{V_i\} , \quad (1)$$

де  $\{q\}$  – шуканий вектор невідомих узагальнених переміщень;  
 $\{V_i\}$  –  $i$ -та форма вільних коливань, визначена з рішення відповідної задачі і нормована по кінетичній енергії;

$a_i$  – підлягаючі визначенню вагові коефіцієнти  $i$ -ої форми вільних коливань.

Форми вільних коливань  $\{V_i\}$  визначаються з рішення однорідного рівняння

$$([K] - \lambda^2[M])\{V\} = 0, \quad (2)$$

де  $\lambda^2 = \Lambda$  - квадрат частоти вільних коливань;  
 $[K], [M]$  - матриця твердості і матриця мас, відповідно.

Розглянемо основні етапи побудови моделі, що оптимізується, на прикладі звичайної задачі статистичної міцності. Результуюче рівняння методу кінцевих елементів, яке визначає напружено-деформований стан конструкції при дії статистичного навантаження  $\{P\}$  має вигляд

$$[K]\{q\} = \{P\}. \quad (3)$$

Підстановка (1) в (3) і множення зліва на вектор  $\{V_j\}^T$  призведе до розділення початкової моделі на ряд скалярних рівнянь, що визначають вагові коефіцієнти  $a_i$ :

$$\Lambda_i a_i = Q_i. \quad (4)$$

Тут узагальнене навантаження  $Q_i$  визначиться черговою формулою

$$Q_i = \{V_i\}^T \{P\}. \quad (5)$$

Маючи в своєму розпорядженні розкладання (1) можна без особливих витрат машинного часу відстежувати вектор керованих параметрів  $\{\alpha\}$  в процесі пошуку оптимального рішення. Важливим є те, що визначення обмежень по напругах в конструкції не вимагає повторного розгляду системи в цілому і проводиться поелементно відповідно до формули

$$\{S_e\} = [S_e]\{q_e\} \quad (6)$$

Тут вектор напруг  $\{S_e\}$  визначається для кожного елемента ( $e$ ) як результат твору залежних від випадкових керованих параметрів і відкоректованих в процесі оптимізації матриці напруг  $[S_e]$  і вектора переміщень  $\{q_e\}$

Настройка вектора пам'яті, яка визначає якість випадкового кроку в просторі параметрів  $\alpha_i$ , здійснюється звичайним способом, прийнятому в методі випадкового пошуку [3] відповідно до лінійного закону зміни вірогідності.

В процесі навчання враховується характер керованого вектора вірогідності  $\{\alpha\}$ . Для цього заздалегідь обчислюються відповідні статистики (математичне очікування  $\underline{S}$  і відповідний стандарт  $(\sigma_s)$ ) параметрів напружено-деформованого стану (ПДВ) по відомих статистиках елементів керованого вектора  $(\underline{\alpha}, \sigma_\alpha)$ . Потім визначається область можливих значень ПДВ, (наприклад, використовуючи «правило трьох стандартів»), подальше зіставлення якої з областю допустимих (можна сказати, «нормативних») значень дозволяє виконати поточне коректування вектора пам'яті для обчислення координат наступного кроку в пошуку глобального екстремума в просторі керованих параметрів.

Розглянемо більш детально наблизений метод реалізації описаної процедури.

Скористаємося розкладанням (6) в ряд Тейлора в околиці крапки, визначуваної математичним очікуванням вектора  $\{\alpha\}$ , і, використовуючи метод апроксимації [4], побудуємо наступну залежність вектора напруг від керованих параметрів

$$\begin{aligned} \{S\} = \{S(\alpha)\} + \sum \partial / \partial \alpha_i \{S\} (\alpha_i - \underline{\alpha}_i) + \\ + 1/2 \sum \sum \partial^2 / \partial \alpha_i \partial \alpha_j \{S\} (\alpha_i - \underline{\alpha}_i) (\alpha_j - \underline{\alpha}_j) + \mathfrak{R}(\alpha_i - \underline{\alpha}_i)^3. \end{aligned} \quad (7)$$

Впливаючи на ліву і праву частини (7) операторами математичного очікування і дисперсії і нехтуючи внеском останнього доданку в загальний результат, отримаємо:

$$\{\underline{S}\} = \{S(\underline{\alpha})\} + 1/2 \sum \partial^2 / \partial \alpha_i^2 \{S\} * \sigma_\alpha^2. \quad (8)$$

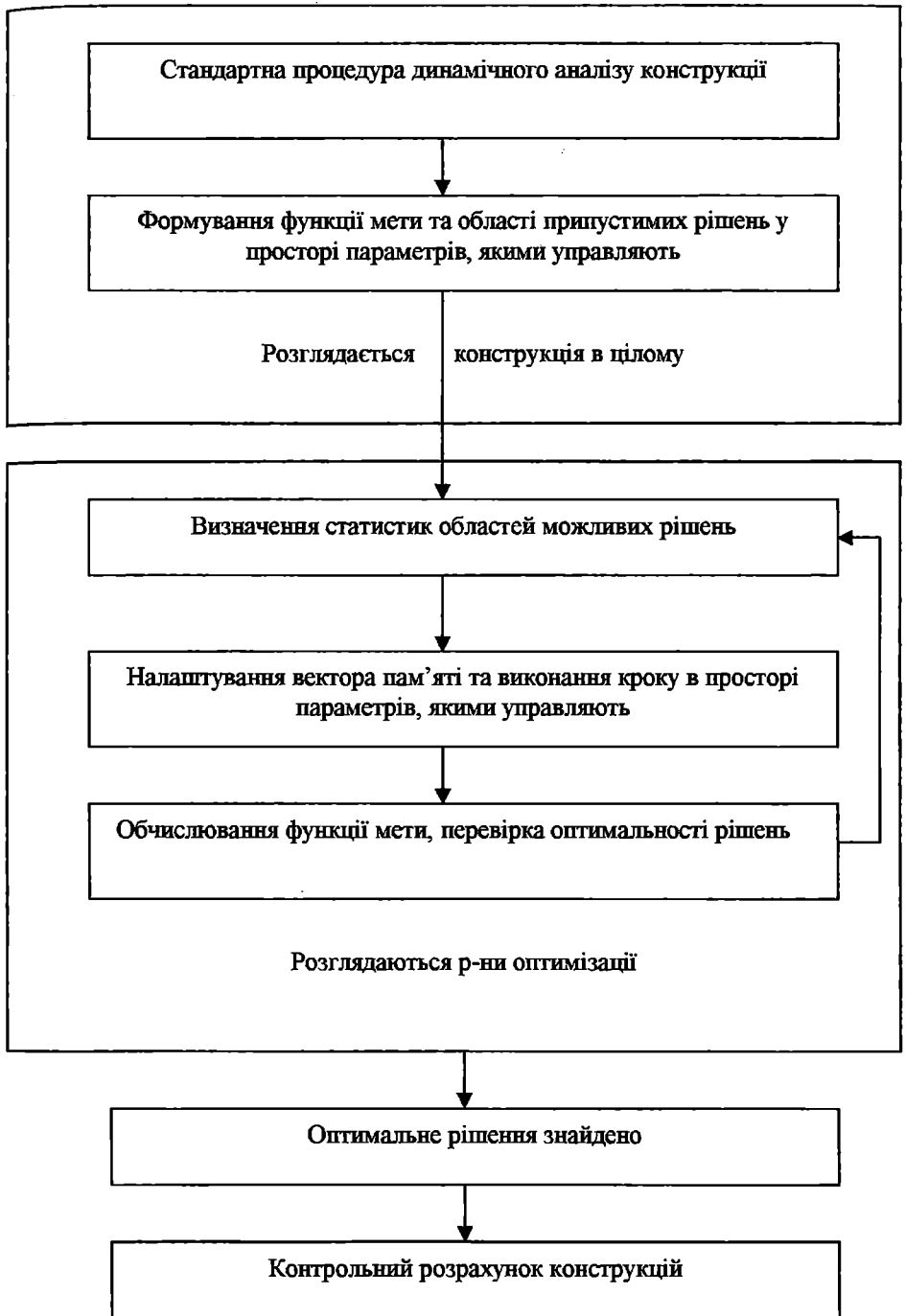
$$\{\sigma_s^2\} = \sum [\partial / \partial \alpha_i \{S\}]^2 \sigma_\alpha^2 \quad (9)$$

Тут похідна від вектора  $\{S\}$  обчислена при  $(\alpha_j = \underline{\alpha}_j)$ .

Результати апробації алгоритму дозволяють судити про можливість його використання при оптимізації складних багатопараметричних систем.

Два останніх вирази містять похідні  $\partial / \partial \alpha_i \{S\}$ , обчислення яких виконаємо, скориставшись зв'язком вектора напруг із вектором узагальнених переміщень (для цього елемента) у відповідності до (6)

$$\partial / \partial \alpha_i \{S_e\} = \partial / \partial \alpha_i [S_e] \{q_e\} + [S_e] \partial / \partial \alpha_i \{q_e\} \quad (10)$$



*Рис.1. Блок-схема алгоритму оптимізації складної конструкції за частинами*

Визначення похідної від матриці напруг не складає труднощів, оскільки  $a_i$  до неї належить у наявному вигляді. Похідну від вектора узагальнених переміщень оцінимо наближено, виходячи з розкладання (1), у якому вважаємо  $\{V_e\} = const$

$$\partial / \partial \alpha_i (q_e) = \sum \partial / \partial \alpha_i (a_j) \{V_j\}. \quad (11)$$

Тут індекс складання  $j=1,2,3,\dots,p$ ;

$p$  – число обчислюваних форм вільних коливань.

Для обчислення похідної від коефіцієнта розкладання  $a_j$  скористуємося формулою Релея, яка з урахуванням (4) і припущення про постійність кінетичної енергії елемента, який розглядають у процесі оптимізації, призведе до наступного виразу

$$\partial / \partial \alpha_i (a_j) = -Q \{V_j\}^T \sum \partial / \partial \alpha_i [Ke] \{V\} / \Lambda_j^2 \quad (12)$$

Зазначимо, що до формули (12) належить похідна, яка також береться від елементів матриці, яка містить параметр  $a_j$  в наявному вигляді.

Таким чином, обчислення похідних, які необхідні при оцінці статистик, які контролюються в обмеженнях величин, зводиться до простих операцій з матрицями кінцевого елемента, які можуть бути виконані раніше і внесені до відповідної програмної бібліотеки з подальшим використанням у якості готового програмного продукту. можливість виконання аналізу складної системи частинами із багаторазовими перевірками обмежень та обчисленні функції мети у процесі пошуку оптимального рішення суттєво розширює галузь практичного застосування схеми розрахункового обґрунтування технічних рішень (рисунки 1).

Результати апробації алгоритму дозволяють робити висновки щодо можливості його використання при оптимізації складних багатопрограмних систем, функціонування яких обмежується нелінійними залежностями.

Таким чином при використанні оптимізаційного розрахунку складних конструкцій за викладеною схемою (рисунки 1) розглядаються лише ті фрагменти конструкції, які містять елементи, що змінюються у процесі оптимізації.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лукаш Э.П. Оптимизация параметров надежности корпусных конструкций. Материалы конференции по строительной механике корабля памяти профессора П.Ф. Папковича. - СПб., 2002.
2. Лукаш Э.П., Олейников В.В. Оптимизация вибрационной надежности корпусных конструкций. Тезисы докладов на конференции по СМК памяти профессора П.Ф. Папковича. - СПб., 2000.
3. Расстригин Л.А. Статистические методы поиска. - М.: Наука, 1968.
4. Капур К., Ламберсон Л. Надежность и проектирование систем: Пер. с англ. - М.: Мир, 1980. - С. 605.

УДК 629.12.004-67

## ОЦЕНКА КОНСТРУКТИВНОГО И ТЕХНИЧЕСКОГО СОВЕРШЕНСТВА РЕМОНТОПРИГОДНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

А.В. Шахов

Для общей сравнительной оценки сложных технических систем в процессе их функционирования, в качестве главного показателя эксплуатационной оценки принят коэффициент эксплуатационной надежности, который определяется выражением:

$$K_H = \frac{T_P - t_n}{T_P},$$

где  $T_P$  – время эксплуатации системы (время наблюдения);

$t_n$  – время простоев системы на устранение ее неисправностей.

Полученные такими способами значения коэффициента эксплуатационной надежности системы не отражают, однако, ее действительного состояния. По приведенным показателям эксплуатационной надежности все системы, если они имеют равные простои из-за неисправностей, одинаковы. На самом деле они могут резко различаться по многим свойствам, и в первую очередь – по затратам, которые вынужден нести потребитель системы для получения требуемой величины  $K_H$ . Две системы нельзя считать одинаковыми при равном времени простоев, если в одном случае ее неисправность устраняют при помощи отвертки и гаечного ключа (путем регулировки), а в другом – при помощи разнообразного сложного оборудования, приборов и инструментов и при замене изношенных деталей новыми.

Предлагаемые в некоторых работах так называемые ремонтные характеристики механизмов в форме пожеланий по взаимозаменяемости деталей, приспособленности к ремонтным операциям и т.п. малоэффективны, так как они не содержат критериев сравнительной оценки систем по соответствующим параметрам.

Несколько десятилетий назад перспективными казались энергетические показатели работоспособности материала, разработанные Д.И.Береновым [1]. По Д.И.Беренову каждый материал можно характеризовать тем количеством энергии, которую может поглотить единица его объема до момента разрушения. При этом энергия, необходимая для разрушения малого, единичного объема данного материала есть величина постоянная, не зависящая от того, произошло

разрушение однократным либо многократным нагружением. Тем не менее теория Беренова не нашла практического применения.

Рассмотрение многочисленных работ, посвященных износу [2, 3, 4], показывает, что инженерных исследований износа систем в целом нет даже для тех случаев, когда износ отдельных элементов мог быть заранее изучен. Почти все исследователи износа занимаются только одной категорией элементов - деталями машин. Однако, данные по износу даже всех деталей не позволяют дать полноценную характеристику системы. Например, неудовлетворительное состояние смазки не выражает никакого износа отдельных элементов, но вызывает определенный износ механизма. У функционирующей системы изнашиваются не только все ее отдельно существующие детали, но и такие элементы, как окраска, регулировка и пр.

На сегодня разработано и рекомендуется несколько методов определения износа ремонтпригодных технических систем:

- метод оценки износа по техническому состоянию системы в целом;
- метод оценки износа по техническому состоянию отдельных элементов;
- метод оценки износа по сроку службы (или объему выполненной работы).

Метод оценки износа машины по техническому состоянию объекта в целом принципиально можно признать правильным, так как опытные эксперты по результатам обследования механизма, используя знания закономерностей изменения состояния системы и ее отдельных элементов, в состоянии дать правильную оценку ее износа. Однако с учетом увеличения сложности современных технических систем и субъективного подхода экспертов, вероятность правильности такой оценки будет недостаточной.

Метод определения износа сложных технических систем по сроку их службы (или по объему выполненной работы) также может найти лишь ограниченное применение ввиду большой неточности в определении этих сроков. Кроме того, такой метод может быть применим лишь для систем, имеющих равномерную нагрузку по времени и стабильные условия работы.

Метод определения износа механизмов по техническому состоянию их конструктивных элементов считается основным и наиболее точным и обычно рекомендуется для оценки износа сложных систем, имеющих значительный срок эксплуатации.

Если принять в качестве удельного веса элемента как отношение его стоимости к стоимости системы, то рассматриваемый метод расчета износа сложной системы может быть выражен простой математической зависимостью:



$$I_c = \gamma_1 I_1 + \gamma_2 I_2 + \dots + \gamma_n I_n = \sum_{j=1}^n \gamma_j I_j, \quad (1)$$

где  $i$  – порядковый номер элемента;  
 $n$  – количество элементов в системе;  
 $\gamma_i$  – удельный вес  $i$ -го элемента;  
 $I_i$  – износ  $i$ -го элемента.

Предложенный метод, несмотря на свои очевидные достоинства, также вызывает искажения действительной картины износа при использовании его в многоэлементных системах. Приведем в качестве примера расчет по этому методу износа узла шатунно-поршневой группы двигателя внутреннего сгорания при различном техническом состоянии составляющих элементов.

Удельный вес каждого элемента и показатели, определяющие техническое состояние, приведены в табл. 1.

*Таблица 1. Исходные данные для расчета износа шатунно-поршневой группы ДВС*

Элементы	Удельный вес детали	Износ конструктивного элемента, обнаруженный при контроле деталей, %		
		Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
Шатун с крышкой	0,5175	10	30	60
Болты шатуна с гайками	0,1156	25	60	20
Вкладыши (комплект)	0,1202	100	60	30
Поршень	0,1030	100	60	10
Втулка верхней головки	0,0319	100	50	10
Палец	0,0689	100	100	10
Кольцо (комплект)	0,0429	100	30	100
Всего:	1,0000	-	-	-

Вычисленный по формуле (1) показатель износа системы будет равен:

- для варианта 1 –  $I = 44,75\%$ ;
- для варианта 2 –  $I = 45,63\%$ ;
- для варианта 3 –  $I = 43,30\%$ .

Таким образом, рассчитанный по этому методу показатель износа шатунно-поршневых групп всех трех вариантов одного и того же двигателя в совершенно разные сроки их службы почти одинаков. Однако рыночная цена каждого из вариантов будет различной. Дороже других оценивался бы комплект с техническим состоянием по варианту 1, затем – по варианту 2 и дешевле других стоила бы цилиндро-поршневая группа ДВС, имеющая техническое состояние по варианту 3. Это происходит

потому, что различаются перспективы затрат на дальнейший период функционирования системы. И если в первом варианте длительный срок нормальной работы может быть поддержан путем замены относительно недорогих элементов, в третьем – через короткий промежуток времени потребуются замена шатунов с крышками, то есть наиболее дорогостоящих элементов.

Недостатки метода определения показателей износа сложных систем по формуле (1) могут быть в отдельных случаях использованы для искусственного снижения показателей их износа. Стоит только заменить в системе, предназначенной для продажи, несколько наиболее быстро изнашиваемых деталей на новые, как показатель износа всей системы резко понизится.

В работах по экономике [5, 6] нет надлежащего рассмотрения ни вопросов износа, ни вопросов воспроизводства современных технических систем, в которых за срок их службы изнашиваются не только исходные образцы, но и целый комплекс повторно вводимых в те же системы сменяемых деталей и других недолговечных элементов.

В технической литературе можно встретить использование термина “годность” для оценки технического состояния систем, их агрегатов и узлов. В работе [7] вводится обобщенная характеристика годности, которая учитывает:

- первоначальный параметр работоспособности и стойкости конкретного элемента, позволяющий обеспечить работу системы с некоторой производительностью;
- показатель прямого или косвенного влияния этого элемента на качественные показатели работы системы в пределах отклонений, допускаемых техническими условиями;
- показатель ремонтпригодности элемента;
- показатель прямого или косвенного влияния рассматриваемого элемента на экономическую эффективность работы всей системы.

Годность системы или отдельных ее элементов А.И.Селивановым выражается через ее или их стоимость соответственно. Автор отмечает, что наиболее близко к понятию “годность” подходит понятие “здоровье”, но оно не может быть применено к техническим системам.

Соглашаясь с автором работы [7] о необходимости введения обобщенной характеристики служебных свойств технической системы и ее элементов и использования стоимости как количественного показателя этой характеристики, нельзя не отметить неточности и упрощения, принимаемые автором в расчетах годности, что делает неэффективным использование методики таких расчетов в управлении функционированием системы.

Во-первых, в работе принято, что каждый новый элемент и система в целом в начале срока службы имеют максимальную годность, тем

самым не учитывается возможность ошибок на стадиях проектирования и производства.

Во-вторых, считается, что в процессе ремонта невозможно достичь годность, большую, нежели годность новой системы. Однако это не соответствует практике, поскольку известно много случаев, когда после ремонта состояние системы или отдельного ее элемента улучшается и может стать лучше, чем у новой системы (элемента). Наиболее простым примером такого ремонта можно считать изготовление какой-либо быстроизнашивающейся детали из другого, более прочного материала.

В-третьих, приняв, что изменение годности любого элемента и системы в целом в пределах срока их службы протекает по линейному закону, невозможно учесть тот факт, что по мере старения системы затраты на ее техническое обслуживание и ремонт увеличиваются.

Для комплексной оценки состояния технической системы с точки зрения ее потребительских свойств нами предлагается использовать понятие «функциональное состояние системы» (FS), которое характеризуется специальным параметром:

Под функциональным состоянием (обобщенной характеристикой служебных свойств) системы понимается ее способность и потенциальные возможности выполнять свои функции в пределах допустимых отклонений по качеству и экономичности в течение срока ее службы при условии соблюдения оптимальной ремонтной стратегии [8].

Параметр функционального состояния системы, находящейся в сфере потребления, определяется временем ее использования  $FS = f(t)$  и зависит от состояния отдельных элементов системы.

Момент ввода в эксплуатацию любой технической системы ( $t = 0$ ), сопровождающийся ликвидацией ее защитных и консервирующих элементов, это начало разрушительного воздействия окружающих условий на ее функциональное состояние. Значение параметра функционального состояния в период эксплуатации системы зависит от воздействия двух сложных факторов, действующих в противоположных направлениях.

Один из факторов – это выполнение системой заданного рабочего процесса с одновременным восприятием нагрузок при неизбежном пребывании ее во вспомогательных процессах транспортировки, хранения и т.п. Весь этот комплекс сложных воздействий непрерывно снижает уровень функционального состояния системы. Чем больше нагружена система работой, чем больше времени она находится в неблагоприятных условиях эксплуатации, тем интенсивнее снижается ее годность.

Другой фактор, также действующий на параметр функционального состояния системы в течение всего периода ее использования, это своевременная замена изношенных недолговечных элементов и постоянное обеспечение нормальных условий хранения, технического обслуживания и ремонта системы. Этот фактор воздействует на параметр

функционального состояния системы в противоположном направлении, то есть позволяет поддерживать его на необходимом уровне возможно более длительный срок.

Если пользователь организует правильное хранение механизмов, строгое соблюдение правил их эксплуатации, своевременное и качественное проведение работ по техническому обслуживанию и ремонту, то значение параметра функционального состояния в процессе эксплуатации снижается медленнее. Тем не менее, через определенные промежутки времени  $t_1, t_2, t_3, \dots, t_i, \dots, T$ , значение параметра функционального состояния системы снижается до такого уровня, что дальнейшая ее эксплуатация становится технически или экономически нецелесообразной и должна быть прервана.

В момент времени  $t_1$  система останавливается, то есть ее снимают с эксплуатации. Далее у неработающей системы производят замену соответствующих изношенных элементов, после чего значение параметра функционального состояния повышается до такой величины, что система оказывается в состоянии работать снова, обеспечивая необходимую производительность работы, качество и экономичность. После наступления срока  $t_2$ , когда происходит новое снижение значения параметра  $FS$  ниже допустимого предела, эксплуатацию системы вновь прекращают и возобновляют ее техническое состояние путем замены или восстановления отдельных элементов. Такой процесс за период функционирования системы многократно повторяется до тех пор, пока не будет признано целесообразным утилизировать систему.

Процессы вывода системы из эксплуатации в процессе функционирования могут иметь различные продолжительности и содержать разные операции, но в целом они организованы в единую систему технического обслуживания и ремонта (ТОР). Для каждого типа машины такая система ТОР имеет свою периодичность и свое содержание ремонтных работ.

Следовательно, в период функционирования сложной технической системы происходят периодическое изменение значения ее параметра функционального состояния ввиду непрерывного воздействия на нее нагрузок и восстановительных работ ТОР.

Параметр функционального состояния системы может расчленяться на части, каждая из которых выражает обобщенную характеристику служебных свойств какого-либо элемента системы.

В каждой системе следует выделить две группы элементов:

- конструктивные – все отдельно изготавливаемые детали, входящие в состав системы, независимо от материала изготовления, размеров и формы;

- неконструктивные – неотделяемые элементы, обеспечивающие активную связь или нормальное функционирование всех элементов при эксплуатации системы.

Неконструктивные элементы системы представлены в готовом ее образце не в виде отдельных деталей, а в виде распространенного по всей системе представительства их материальной сущности (окраска, смазка) или зафиксированного труда в форме распространенной по всей системе активной связи конструктивных элементов (сборка, регулировка), наличие которых делает систему годной к выполнению ее служебных функций.

Таким образом, одна составляющая параметра функционального состояния системы выражает сумму функциональных параметров состояния ее конструктивных, а другая – ее неконструктивных элементов

$$FS = \sum_1^n \mu_k FS_{K_i} + \sum_1^m \mu_n FS_{H_j},$$

где  $FS_{K_i}$  - значение параметра состояния конструктивного элемента;

$n$  – количество конструктивных элементов;

$\mu_k$  – коэффициенты влияния параметра функционального состояния данного конструктивного элемента на состояние системы;

$FS_{H_j}$  - значение параметра состояния неконструктивного элемента;

$m$  – количество неконструктивных элементов;

$\mu_n$  – коэффициенты влияния параметра функционального состояния данного неконструктивного элемента на состояние системы.

Если оставить без внимания неконструктивные элементы системы, то будет нарушено положение о сохранении материи и закон сохранения энергии: полное количество материи и энергии, затраченные на создание системы, всегда больше количеств материи и энергии, затраченных на все ее конструктивные элементы (детали). Разница между значениями двух указанных величин любой системы соответствует значению суммарного параметра функционального состояния ее неконструктивных элементов.

Использование параметра функционального состояния как критерия для анализа изменения технического состояния системы в процессе функционирования потребует введения ряда дополнительных коэффициентов, интегрально описывающих такие показатели системы, как надежность, долговечность, ремонтпригодность и пр. К таким технико-экономическим эксплуатационным показателям можно отнести:

- коэффициент равнопрочности;
- коэффициент стабильности регулировок;
- коэффициент долговечности;
- коэффициент ремонтпригодности;
- коэффициент удельного функционального состояния системы.

Одной из важных для потребителей оценок конструктивного и технологического совершенства технической системы, вытекающей из анализа структуры параметра  $FS$  за срок службы, является оценка равноизносостойкости или равнопрочности ее элементов. Эту оценку

количественно можно выразить коэффициентом равнопрочности  $K_c$  элементов системы.

Коэффициент равнопрочности определяется отношением суммарного значения параметров FS исходных конструктивных элементов системы к суммарному значению параметра FS всех конструктивных элементов, изнашиваемых при функционировании системы за полный срок ее службы

$$K_c = \frac{\sum FS_{K_i}}{\sum n_i FS_{K_i}} = \frac{\sum Q_i}{\sum n_i Q_i},$$

где  $n_i$  – полное количество соответствующих конструктивных элементов, изнашивающихся в машине за срок ее службы;

$Q_i$  – стоимость соответствующего элемента системы.

Для каждого элемента в отдельности можно определить частные коэффициенты равнопрочности, находя их из выражения

$$K_{ci} = \frac{FS_i}{n_i FS_i} = \frac{Q_i}{n_i Q_i} = \frac{1}{n_i}.$$

Если какой-либо элемент системы не выдерживает полного срока ее службы, то он имеет частные коэффициенты равнопрочности, различные по своему значению для исходного и для отремонтированного образца. Таким образом, частный коэффициент равнопрочности элемента характеризует долю параметра FS элемента определенного назначения, введенную в систему для обеспечения ее работоспособности.

*Коэффициент стабильности регулировок системы.*

Коэффициент стабильности регулировок системы  $K_{top}$  характеризует потребные объемы работ при техническом обслуживании и ремонте с учетом их повторяемости за весь период жизненного цикла. Коэффициент  $K_{top}$  определяется отношением исходного значения параметра функционального состояния неконструктивных элементов к суммарному значению функционального состояния всех неконструктивных элементов, необходимых для нормальной эксплуатации системы за полный срок ее службы:

$$K_{top} = \frac{\sum FS_{H_j}}{\sum m_j FS_{H_j}} = \frac{\sum Q_j}{\sum m_j Q_j}.$$

В случае неравенства значений исходного и возобновляемого функциональных состояний неконструктивных элементов коэффициент  $K_{top}$  следует определять из выражения

$$K_{TOP} = \frac{\sum FS_{Hj}}{\sum FS_{Hj} + \sum (m_j - 1) fs_{Hj}} = \frac{\sum Q_j}{\sum Q_j + \sum (m_j - 1) q_j},$$

где  $FS_{Hj}$  и  $Q_j$  – значение параметра функционального состояния и стоимости исходных и возобновляемых при соответствующем техническом обслуживании и ремонте неконструктивных элементов системы;

$m_j - 1$  – количество технических обслуживаний и ремонтов за весь срок функционирования;

$fs_{Hj}$  и  $q_j$  – соответственно значения функционального состояния и стоимости, вводимые в систему при возобновлении соответствующего неконструктивного элемента.

Для отдельного неконструктивного элемента системы также возможно определять частный коэффициент стабильности по отношению к соответствующим функциональным состояниям или затратам с учетом повторности возобновления годности этого неконструктивного элемента

$$K_{TOPj} = \frac{FS_{Hj}}{FS_{Hj} + (m_j - 1) fs_{Hj}} = \frac{Q_j}{Q_j + (m_j - 1) q_j}.$$

Малое значение коэффициента стабильности регулировок свидетельствует о недостаточном конструктивном и технологическом совершенстве системы.

**Коэффициент долговечности.** До настоящего времени нет четкого разграничения понятий долговечность системы и срок ее службы. По мнению многих авторов эти понятия тождественны. С нашей точки зрения, понятие срок службы или технический ресурс – достаточно четкое, ясное и полноценное понятие, которое не требует дополнительных определений. В то же время, понятие долговечности применительно к современным сложным системам более богато содержанием и может дать другую качественно новую оценку системы. С помощью понятия долговечности можно количественно выразить в едином показателе то, что характеризует разные сроки службы отдельных конструктивных элементов и разные сроки возобновления отдельных неконструктивных элементов одной и той же системы с учетом значимости каждого из этих элементов в обеспечении нормальной работы системы в течение полного срока ее службы, то есть учесть структурную неоднородность системы по срокам службы ее элементов.

Зная коэффициент равнопрочности, учитывающий сроки службы и долю значимости в обеспечении нормального функционирования системы всех конструктивных элементов, и коэффициент стабильности регулировок, учитывающий сроки службы и долю значимости в обеспечении нормальной работы той же системы всех неконструктивных элементов, можно определить общий коэффициент неоднородности

составных частей системы по срокам их службы, которым является коэффициент долговечности  $K_D$ . Это будет обобщающая оценка конструктивного и технологического совершенства машины по срокам службы ее элементов. В этом показателе отражены в соответствующей доле объем и повторность смены конструктивных и возобновления неконструктивных элементов системы.

Применяя стоимостные соотношения, коэффициент долговечности можно определить по формуле

$$K_D = \frac{K_C K_{TOP} Q_C}{K_{TOP} \sum Q_j + K_C \sum Q_i},$$

где  $Q_C$  – стоимость системы.

Для сравнения систем одинакового назначения, имеющих разные сроки службы, интересна дополнительная характеристика их долговечности, полученная путем деления коэффициента  $K_D$  на срок службы  $T$ , которую можно назвать удельным коэффициентом долговечности

$$\gamma_D = K_D / T.$$

Однако выразительность этого показателя для систем различного предназначения ниже выразительности коэффициента  $K_D$ , который четко характеризует однородность структурных составляющих системы по долговечности ее элементов.

Так же, как и для целых систем, можно найти частные показатели долговечности отдельных конструктивных и неконструктивных элементов, которые определяют долю функционального состояния (стоимости) исходного образца данного элемента определенного назначения в общей сумме значений функциональных состояний (стоимостей) элемента того же назначения, потребных для обеспечения работоспособности системы за весь срок ее службы.

**Коэффициент ремонтпригодности.** В отличие от смены конструктивных элементов возобновление в системе неконструктивных элементов сопровождается осложняющими обстоятельствами, вызывающими необходимость использования увеличенных затрат труда, энергии и материалов по сравнению затратами, необходимыми для возобновления состояния системы. Другими словами, выполнение работ по техническому обслуживанию и ремонту отдельных элементов системы сопровождается балластными работами (разборка, мойка, дефектация и пр.) Потребности ремонтпригодной системы в балластных работах не учитываются в оценке параметров конструкции системы, однако для потребителя крайне важно, чтобы количество таких работ было как можно меньшим. Показателем подготовленности системы к ремонтным



работам является ремонтпригодность – свойство изделия, заключающееся в его приспособленности к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей путем проведения технического обслуживания и ремонтов [8]. Мы предлагаем количественную оценку данного показателя определять именно через объемы балластных работ, вынужденно выполняемых при техническом обслуживании и ремонте системы. Коэффициент ремонтпригодности системы  $K_p$  определяется как отношение затрат, требующихся для введения в систему сменяемых и возобновляемых элементов, к сумме затрат на разборку, мойку, дефектацию вместе со сборкой, регулировкой и возобновлением других неконструктивных элементов, то есть

$$K_p = \frac{\sum Q_j}{\sum Q_j + \sum Q_j^6},$$

где  $Q_j^6$  – затраты на проведение балластных работ.

Самой совершенной по конструктивной отработке следует считать систему, у которой наиболее высокий коэффициент ремонтпригодности (приближающийся к единице).

При конкретных расчетах коэффициентов ремонтпригодности должен учитываться уровень механизации разборки, мойки, использования средств безразборной диагностики ремонтными предприятиями и т.д. Чтобы определить ремонтпригодность вновь проектируемой технической системы или ее агрегатов и узлов, то на первом этапе следует экспертным методом пронормировать затраты на выполнение балластных работ. Кроме этого, коэффициент ремонтпригодности может и должен использоваться для совершенствования технологии ремонта систем, поскольку одной из основных целей такого совершенствования также является сокращение объемов балластных работ.

***Коэффициент удельного функционального состояния системы.***

Из анализа структуры изменения функционального состояния системы за срок ее службы вытекает возможность внесения существенных корректировок в действующие оценочные характеристики ремонтпригодных технических систем. Методический подход к введению этой корректировки следующий. Если разделить функциональное состояние системы на полный срок ее службы, то получим оценку способности системы удовлетворять своему производственному назначению в течение оптимального срока службы. Эту величину назовем удельным функциональным состоянием системы. Однако для ремонтпригодных технических систем возможно таким путем получить два показателя: один при делении на срок службы исходного функционального состояния системы, другой – при делении на

срок службы исходного функционального состояния системы вместе с суммой функциональных состояний дополнительно вводимых за срок ее эксплуатации конструктивных и неконструктивных элементов. Следовательно, следует различать две разновидности удельных показателей функционального состояния:

а) фиктивное удельное функциональное состояние системы

$$\gamma_{ф.уд} = FS/T = Q/T,$$

где FS и Q – исходные функциональное состояние и стоимость системы, соответственно;

б) действительное удельное функциональное состояние системы

$$\begin{aligned} \gamma_{д.уд} &= \frac{FS + \sum (n_i - 1)FS_i + \sum (m_j - 1)FS_j}{T} = \\ &= \frac{Q + \sum (n_i - 1)Q_i + \sum (m_j - 1)Q_j}{T}. \end{aligned}$$

При расчете действительного удельного функционального состояния системы следует в стоимость технического обслуживания и ремонта включать оплату балластных работ. Именно этот показатель может служить обобщающим комплексным показателем эффективности системы.

### Выводы

1. Используемые в настоящее время количественные показатели эксплуатационной оценки сложных технических систем не дают возможности потребителям в полной степени оценить конструктивное и технологическое совершенство установки. Недостаточность имеющейся теоретической базы для надлежащего определения износа и эксплуатационной оценки современных систем вызвала необходимость введения новых понятий и определений.

2. Для общей оценки состояния системы в процессе потребления вводится безразмерный параметр функционального состояния как обобщенная характеристика ее служебных свойств. Величина FS является сложной функцией влияния работоспособности всех элементов на качество и экономичность работы системы.

3. В каждой ремонтпригодной технической системе можно выделить две группы элементов: конструктивные (все отдельно изготавливаемые детали, входящие в состав установки) и неконструктивные (неотделяемые элементы, обеспечивающие необходимую активную связь или нормальное функционирование системы).

4. Значение параметра функционального состояния системы складывается из суммы параметров функциональных состояний ее конструктивных и неконструктивных элементов. Анализ изменения FS за срок службы системы позволяет количественно оценить ее конструктивное и технологическое совершенство. Предложен метод количественной оценки таких качественных характеристик систем как равнопрочность конструктивных элементов  $K_C$ , стабильность регулировок и других неконструктивных элементов  $K_{TOP}$ , долговечность  $K_D$ , ремонтпригодность  $K_P$ , удельное функциональное состояние  $\gamma_{д.уд}$ .

### ЛИТЕРАТУРА

1. Беренов Д.И. Расчет деталей на прочность. - М.: Машигиз, 1959.
2. Дьячков А.К. Трение, износ и смазка машин. - М.: Машиностроение, 1987.
3. Hanft F. Dr-Ing. Untersuchung über die Abnutzung an Kraftfahrzeugteilen. "Automobiltechnische Zeitschrift", 1976.-N 1. - P. 63-71.
4. Krohn Charles A. Reliability Analysis Techniques. Proceedings of JRE. New York, USA, 1990, February.
5. Бунич П.Г. Амортизация основных фондов в промышленности. М.: Госфиниздат, 1982.
6. Консон А.С. Экономика ремонта машин. - М.: Машиностроение, 1994.
7. Селиванов А.И. Теоретические основы ремонта машин.-М.: МИИСП, 1988. - 218 с.
8. Шахов А.В. Моделирование процесса «старения» ремонтпригодных технических систем // Вісник ОНМУ: Зб.наук. праць. - Одеса: ОНМУ, 2002. - № 9. - С.81-90.

УДК 504.75

## КОНЦЕПТУАЛЬНЫЕ ПРИНЦИПЫ УПРАВЛЕНИЯ ПРОЕКТАМИ С УЧЕТОМ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ОГРАНИЧЕНИЙ

С. В. Руденко, А. Ю. Егоров, В. Д. Гогунский

В результате исследования безопасности окружающей среды и опасности техногенных систем накоплен обширный материал по влиянию на здоровье населения отдельных факторов [1–5]. При этом, как правило, оценка последствий негативного влияния факторов среды обитания выполняется путем статистической обработки результатов наблюдений, что только фиксирует сложившуюся экологическую обстановку на некоторой территории, но не позволяет прогнозировать экологический риск при появлении или ликвидации источников техногенных выбросов. А это является определяющим условием принятия решений для крупномасштабных проектов, таких, например, как реконструкция транспортных развязок Одесского порта для создания условий контейнерных перевозок или ликвидация прудов с нефтеотходами промывочно-пропарочной станции Одесса – Сортировочная.

Назрела необходимость создания системы управления риском для учета экологических ограничений при реализации проектов развития техногенной сферы. Под «управлением риском» в проектах понимается процесс оптимального распределения затрат на снижение различных видов риска в условиях ограниченности материальных ресурсов общества. При этом для населения и окружающей среды обеспечивается достижение такого уровня безопасности, какой только достижим в данном обществе в существующих экономических и социальных условиях [6].

Обеспечение безопасности человека, общества и природной среды представляет собой сложную социально-экономическую проблему. Для ее решения необходимо не только идентифицировать и определить количественные характеристики возможных видов опасности, но и учесть всю совокупность социально – экономических законов общественного развития, а также законов, управляющих обществом в условиях различных видов опасности, формирования на их основе целей и соответствующих им критериев безопасности [7]. В рамках такого подхода необходимо выработать концептуальные принципы управления проектами, которые позволили бы разработать реалистическую и доступную для практической реализации политику соблюдения экологических ограничений на основе управления риском для жизни и здоровья населения, а также риском для окружающей среды,

обусловленных хозяйственной деятельностью общества.

Экологический риск является величиной, характеризующей ответную реакцию населения на состояние (качество) окружающей среды [7]. Вычисление величины существующего реального экологического риска  $R$  для некоторой территории выполняется по формуле

$$R = \frac{n}{N},$$

где  $n$  – количество человек, которые получили повреждение здоровья;  
 $N$  – общее число людей, проживающих на данной территории.  
Величина  $n$  определяется как сумма двух составляющих

$$n = n_0 + n_C,$$

где  $n_0$  – количество человек, которые имели бы повреждение здоровья при соблюдении нормативов качества окружающей среды;

$n_C$  – количество человек, которые получили повреждение здоровья в результате взаимодействия с загрязненной окружающей средой.

Учитывая составляющие  $n$  можно записать выражение для определения экологического риска в такой форме

$$R = \frac{n_0 + n_C}{n} = R_0 + R_C,$$

где  $R_0$  – риск, не зависящий от загрязнения окружающей среды;

$R_C$  – экологический риск, создаваемый в результате техногенного или естественного загрязнения окружающей средой.

При анализе риска используется также величина относительного риска [5], которая определяется по формуле

$$r_{\text{отн}} = \frac{R}{R_0} = 1 + \frac{R_C}{R_0}.$$

Относительный риск позволяет выполнить сравнение уровня экологического риска для разных регионов и территорий.

Приведенные выше формулы для расчета вероятности неблагоприятного исхода от влияния вредных факторов окружающей

среды на население используют реальные данные статистики заболеваний населения. Так, в работе [5] приведены данные о заболеваемости жителей микрорайона Лузановский в г.Одессе по сравнению с другими районами города. Величина  $R_0$  принята по данным медицинской отчетности для

Приморского района, в котором отсутствуют факторы риска. Относительный экологический риск для жителей Лузановского микрорайона составляет величину равную 2,6–3,2. Проведенные авторами работы [5] исследования и полученные результаты выявляют наличие комплексного воздействия различных физических и химических факторов окружающей среды разнонаправленного действия.

Практика реализации проектов экологической направленности предполагает учет, как минимум, двух типов риска: реального и потенциального. Реальный риск – это количественное выражение ущерба общественному здоровью, связанного с загрязнением окружающей среды, в величинах дополнительных случаев заболеваний, смерти и др. Реальный риск обычно определяется эпидемиологическими методами при оценке существующих ситуаций или при ретроспективных исследованиях. Потенциальный риск – риск возникновения неблагоприятного для человека эффекта, определяемый как вероятность возникновения этого эффекта при заданных условиях. Может выражаться в процентах, долях единицы или в случаях на 1000, 10000 и пр.

Управление природоохранными проектами должно осуществляться на основе достоверных показателей, объективно характеризующих качество окружающей среды. Нормативный подход, состоящий в установлении предельно допустимых концентраций, не предоставляет таких критериев. Единственный вывод, который следует из сопоставления фактического состояния окружающей среды с нормативными данными, состоит в следующем: если есть превышение параметров среды над нормативами, то это опасно. Для численной оценки этой опасности необходимо обращаться к статистике данных о состоянии здоровья населения. В то же время статистические данные только фиксируют уже свершившийся факт, когда последствия уже нельзя изменить, а тем более нельзя предотвратить.

Создаваемый на некоторой территории экологический риск может быть уменьшен при выполнении природоохранных мероприятий. Кривая 1 (рис.1) отражает характерную зависимость уменьшения риска при проведении природоохранных мероприятий. Чем больше затраты, тем меньше величина создаваемого риска. Линия 2 выражает зависимость общественно-необходимых затрат на ликвидацию последствий от величины риска.

Для этой составляющей характерна прямо пропорциональная зависимость: чем больше риск, тем больше затраты. Суммарная кривая 3 получается путем сложения издержек 1 и 2 при разном риске.

Положение кривой 1 определяется только техническими характеристиками техногенной системы и отражает существующую функциональную связь: машина (выбросы) — окружающая среда (уровень загрязнения) — человек (доза). Последствия или риск от вредного воздействия вредных факторов зависят от дозы воздействия. В противовес этому положение линии 2 зависит от социально-экономических условий и ограничений, в которых функционирует данный техногенный объект. Увеличивая финансовую и материальную ответственность производителя за загрязнение природной среды, общество тем самым будет увеличивать угол наклона линии 2. При этом оптимум суммарной кривой 3 будет смещаться в сторону меньших значений экологического риска.

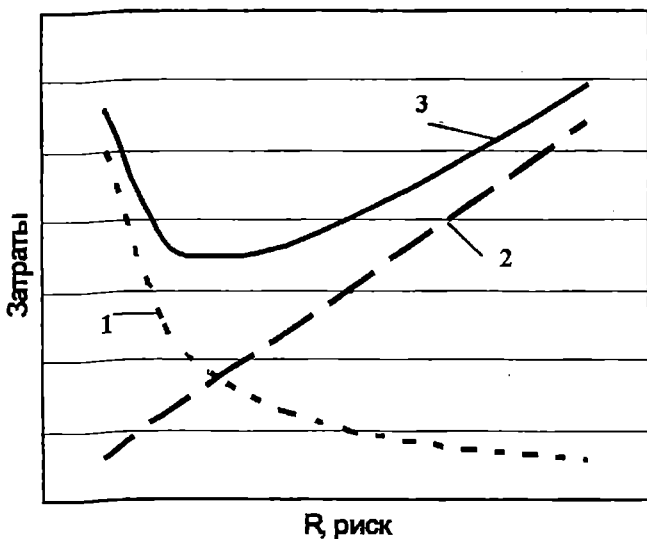


Рис. 1. Зависимость «риск – затраты»

Уровень любого риска (социально-экономического, техногенного, экологического, военного) определяется теми экономическими затратами, которые направлены в соответствующие системы безопасности. Соответственно, уровень безопасности определяется уровнем развития экономики (ВВП и доходом на душу населения), и распределением материальных ресурсов, имеющих в распоряжении человека, между социально-экономическими и техническими системами безопасности. Эта концептуальная модель позволяет однозначно определить процесс, который должен быть реализован для решения проблемы обеспечения безопасности каждого человека, населения в целом и природной среды. Для обеспечения приемлемого уровня безопасности необходимо правильно перераспределить ограниченные материальные ресурсы на

снижение тех или иных видов опасности, воздействию которых может быть подвержен человек и окружающая его среда.

Это и есть корректная постановка задачи управления проектами с учетом экологических ограничений, когда управляющими параметрами являются величины затрат (точнее их доли от полных материальных ресурсов) на снижение различных видов риска. Решением этой задачи является ответ на вопрос о том, какой риск от рассматриваемой технологии или техногенного объекта является приемлемым в существующих экономических условиях. Такая постановка позволяет на научной основе реализовать на практике те требования, которые заложены в известном принципе ALARA: уровень риска должен быть настолько низким, насколько это возможно по экономическим и социальным условиям.

Стратегическая цель управления проектами – стремление к достижению максимально возможного уровня благосостояния общества в целом. В настоящее время этот принцип наиболее полно и последовательно использует и отстаивает Международная Комиссия по Радиационной защите (МКРЗ) в своей деятельности по созданию основ управления радиационным риском. В своих рекомендациях МКРЗ формулирует этот принцип следующим образом: «Большинство видов человеческой деятельности основано на молчаливом признании того факта, что только учет всех «плюсов и минусов» этой деятельности может дать ответ на вопрос о ее целесообразности». При этом МКРЗ, учитывая то обстоятельство, что выгода и ущерб от конкретной деятельности могут «достаться» разным членам общества, тем не менее, считает необходимым исходить из принципа общего блага для общества от этой деятельности: «никакая деятельность не должна проводиться, если она не приносит прибыли» для коллектива. Кроме того, МКРЗ подчеркивает, что «тот или иной вид практической деятельности должен быть организован таким образом, чтобы общество и личность получало при этом максимально возможную прибыль».

Предельно допустимый уровень (ПДУ) риска для индивидуума не должен превышать, даже при возможных экономических и социальных преимуществах того или иного вида хозяйственной деятельности для общества в целом. Любой уровень индивидуального риска, превышающий ПДУ, должен рассматриваться как чрезмерный, т.е. недопустимый. Например, в Голландии [4] законодательно для индивидуального ПДУ риска, обусловленного хозяйственной деятельностью, принято значение риска смерти, равное  $10^{-6}$  в год. В ряде других стран, использующих такой подход в законодательной деятельности, для индивидуального ПДУ риска установлена большие значения. Однако уровень риск смерти выше  $10^{-4}$  в год в качестве значения для ПДУ однозначно признан неприемлемым (чрезмерным).

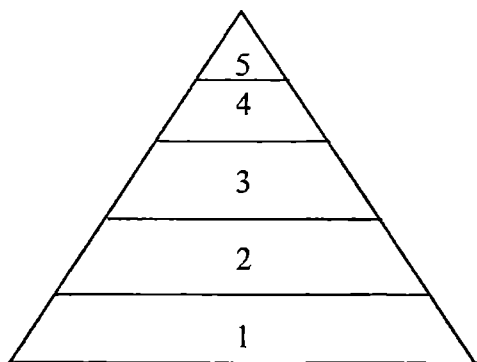
Тактическая цель управления проектами с учетом экологических



ограничений – стремление к увеличению среднестатистической ожидаемой продолжительности предстоящей жизни (СОПДЖ) в обществе.

В соответствии с этим принципом предлагается «измерять» безопасность в единицах СОПДЖ. Поскольку СОПДЖ является количественным показателем (количество лет жизни), то это позволяет поставить процесс управления риском в проектах на научную основу. В рамках такого подхода требуется выразить риск для населения от различных технологий или видов деятельности в виде величины сокращения СОПДЖ, а выгоду от них в виде продления СОПДЖ. Сопоставление этих показателей и позволяет количественно оценить величину и характер изменения уровня безопасности от внедрения предлагаемых технологий или видов деятельности.

Как известно, при действиях любого вредного фактора можно различать разные биологические ответы организма: смерть, болезнь, физиологические признаки болезни, функциональные сдвиги неясной биологической значимости, накопление загрязнителей или продуктов их метаболизма в органах и тканях [4]. Даже при одинаковой концентрации вредных веществ в воздухе у разных групп населения наблюдается разная реакция: от отравления у наиболее чувствительных лиц до отсутствия реакции на воздействие (рис. 2).



Часть населения с признаками воздействия

Рис. 2. Биологическая реакция населения на воздействие вредных факторов среды: 1 - накопление химических веществ в органах и тканях; 2 - физиологические и другие сдвиги неизвестного значения; 3 - физиологические признаки болезни; 4 - заболеваемость; 5 - смертность

Ущерб от антропогенного воздействия на экосистему наступает при возникновении цепочки событий: на выбросы предприятия, как при нормальной работе, так и при аварии следует реакция экосистемы. В общем случае и выбросы, и уровень реакции являются случайными

событиями, следующими одно за другим. Произведение вероятностей этих последовательных событий составляет оценку экологического риска

$$R = U \cdot Q,$$

где  $Q$  – вероятность экологического отказа [событие/год];

$U$  – уровень вероятной реакции [последствие/событие].

В свою очередь вероятность возникновения аварийного происшествия  $Q$  будет определяться для объекта в целом произведением вероятности технических отказов  $P_i$   $\{i = 1, \dots, n\}$  на условные вероятности перехода опасных ситуаций в критические  $P_k$  и критических в происшествия  $P_a$ :

$$q_i = P_i \cdot P_{k_i} \cdot P_{a_i},$$

$$Q = \prod_{i=1}^n q_i,$$

где каждый из  $i$  сомножителей является функцией от вероятностей безотказного функционирования оборудования и средств защиты, безошибочного и своевременного правильного принятия решений при оперативном управлении потенциально опасными объектами.

Оценка вероятности реакции  $U$  окружающей среды на воздействие базируется на прошлом опыте либо на данных эксперимента. Так, для многих веществ экспериментально определена и принята на уровне законодательства средне смертельная концентрация  $LK_{50}$  — концентрация вещества, вызывающая при вдыхании гибель 50 % живых организмов. При этом следует отметить возможность учета различного уровня реакции – последствия (рис. 2): от появления аллергических реакций до интоксикации организма с потерей трудоспособности вплоть до летального исхода.

Вероятность проявления поражений с более высоким уровнем тяжести последствий, как это схематично показано на рис. 2, имеет ниспадающую тенденцию:

$$u_5 > u_4 > u_3 > u_2 > u_1$$

Вероятность возникновения поражений каждой последующей степени тяжести  $u_{i+1}$  может определяться произведением вероятности получения поражений более легкой степени  $u_i$  на условные вероятности  $P_{ij}$  перехода опасных состояний легкого поражения в более тяжелое:

$$u_4 = P_{5,4} \cdot u_5,$$

$$u_3 = P_{4,3} \cdot u_4,$$

$$u_2 = P_{3,2} \cdot u_3,$$

$$u_1 = P_{2,1} \cdot u_2,$$

где  $0 < P_{ij} < 1$ .

Приведенные зависимости отражают весьма важное свойство риска, состоящее в том, что достаточно определить риск какого-то одного уровня, например, гибель/чел.год. Значения величины риска для всех остальных уровней можно затем найти из простых соотношений, показанных выше.

Пусть величина потенциального экологического риска, определенная статистическими методами либо на основе теоретических представлений, составляет некоторую величину  $R_\phi$  (гибель/чел.г.).

Индивидуальный риск должен учитывать время пребывания каждого индивидуума на территории с данным уровнем риска

$$R_I = R_\phi \cdot Q.$$

Величина, обратная  $R_I$ , имеет смысл группы выборки – числа дней, из которых один теряется, сокращая среднюю продолжительность жизни. Например, если  $R_I = 0,02$  группа выборки будет равна  $1/R_I = 50$  дням, а сокращение средней ожидаемой предстоящей продолжительности жизни (СОПЖ) за один год в условиях принятой загазованности в данной зоне составит

$$СОПЖ_I = 365 \cdot 0,02 = 7,3 \text{ дней/г.}$$

Согласно Гофману [8], нормирование риска, следует осуществлять по отношению к средней продолжительности жизни, которая принята равной 25000 дням.

Предлагаемая концепция управления проектами с учетом экологических ограничений основывается на применении количественных показателей для принятия решений. Достоинством этого подхода является возможность широкого применения методов математического моделирования.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Маршалл В. Основные опасности химических производств / Пер. с англ. - М.: Мир, 1989. - 672 с.
2. Шафран Л.М., Мураховская Л.И. Состояние здоровья жителей микрорайона "Лузановский" и неотложные меры по его сохранению и улучшению // Чрезвычайные ситуации и гражданская защита. — 1999.— № 1(5). - С.10-12.
3. Губский Ю.И., Долго-Сабуров В.Б., Храпак В.А. Химические катастрофы и экология. - К.: Здоров'я, 1993.- 224 с.
4. Голландия: управление риском в масштабах страны // Наука и жизнь, 1991. - N 12. - С.62 - 65.
5. Измеров Н.Ф., Саноцкий И.В., Сидоров К.К. Параметры токсикометрии промышленных ядов при однократном воздействии. - М.: Медицина, 1977.- 232 с.
6. Круглякова Л.Л., Степанов В.Н., Гозунский В.Д. Риск и экологическая безопасность в береговой зоне моря (Концептуальные основы).- Одесса: Ин-т рынка и экономико-экологич. исследований АН Украины, 1993. - 52 с.
7. Басиль Е. Е., Гозунский В.Д., Руденко С.В. Концепция управления техногенным риском // Тр. Одес. политехн. ун-та.— 2003. — Вып. 1(19). — С.218 – 221.
8. Гофман Д. Чернобыльская авария: радиационные последствия для настоящих и будущих поколений. - М.: Высш.шк., 1994. - 574 с.

УДК 656.61.07:519.673

## ФОРМАЛИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА СОГЛАСОВАНИЯ РЕШЕНИЙ В СИСТЕМЕ УПРАВЛЕНИЯ МОРСКОЙ СУДОХОДНОЙ КОМПАНИЕЙ

А.Г. Шибает

В настоящее время решение проблемы адекватного отображения в системе управления реальных производственных процессов ведется в направлении создания диалоговых систем принятия решений, снабженных пакетом (библиотекой) вновь разработанных либо известных оптимизационных методов, подобранных, прежде всего, по принципу близости к тем предметным задачам, для решения которых предназначена система [1, 2].

Реализация функции планирования в системе управления предполагает на основе информации различного уровня достоверности о грузопотоках, состоянии флота, решение задач и отдельных вопросов, связанных с проектированием работы судов в предстоящем временном периоде. При этом планирование работы флота судовой компании осуществляется непрерывно и базируется на информации, имеющей значительную неоднородность. В связи с этим возникает задача согласования решений, принятых при различных временных горизонтах и уровне достоверности исходной информации. Имеющиеся в этой области решения в основном сводятся к созданию информационных моделей и систем. Они позволяют учитывать только время выполнения предыдущих и последующих операций, а также структуру этих показателей [3, 4].

Целью данной статьи является повышение эффективности результатов производственной деятельности судовой компании на основе моделей и методов оптимального согласования решений в системе управления.

В связи с этим согласование решений при оперативном и текущем управлении работой флота предлагается выполнять на основе комплекса моделей, которые имеют следующий вид.

Экономико-математическая модель задачи расстановки флота

$$\sum_{y=1}^Y \sum_{i=1}^{I_y} \sum_{m=1}^{M_i} \sum_{j=1}^J F_{ijm}^y X_{ijm}^y \rightarrow \max; \quad (1)$$

$$\sum_{m=1}^{M_i} \sum_{j=1}^J t_{ijm} X_{ijm}^y \leq T^y, \quad (2)$$

( $y=1,2,\dots,Y; i=1,2,\dots,I_y$ );

$$\sum_{i=1}^{I_y} \sum_{m=1}^{M_i} q_{ij} X_{imj}^y H_{mj} \leq Q_j^y, \quad (3)$$

$$(y=1,2,\dots,Y; j=1,2,\dots,J_m);$$

$$\sum_{i=1}^{I_y} \sum_{m=1}^{M_i} \sum_{j=1}^{J_m} t_{imj} X_{imj}^y = Z^y, \quad (4)$$

$$(y=1,2,\dots,Y);$$

$$X_{imj}^y \geq 0; Z^y \geq 0, \quad (5)$$

$$(y=1,2,\dots,Y; i=1,2,\dots,I_y; m=1,2,\dots,M_i; j=1,2,\dots,J_m),$$

где  $F_{imj}^y$  - доходы от работы судна типа  $i$  на направлении  $j$  маршрута  $m$  в подпериоде  $t_y$ ;

$Q_j^y$  - масса грузов на направлении  $j$  в подпериоде  $t_y$ ;

$T_i^y$  - бюджет времени работы судна типа  $i$  в подпериоде  $t_y$ ;

$q_{ij}$  - загрузка судна типа  $i$  на направлении  $j$ ;

$t_{imj}$  - время работы судна типа  $i$  на направлении  $j$  маршрута  $m$ ;

$H_{mj}$  - переменные коэффициенты, принимающие значения 0 или 1.

Они устанавливаются на этапе подготовки исходных данных и в расчете имеют конкретное значение:

$$H_{mj} = \begin{cases} 1 - \text{если маршрут } m \text{ содержит направление } j; \\ 0 - \text{в противном случае.} \end{cases}$$

$Z^y$  - параметр связи между моделями;

$X_{imj}^y$  - количество судов типа  $i$ , которые должны работать на направлении  $j$  маршрута  $m$  в подпериоде  $t_y$ .

Экономическое содержание структурных элементов математической модели состоит в следующем:

Функционал (1) характеризует целевую функцию, которая обеспечивает получение максимального дохода от работы флота.

Неравенства (2) определяют ограничение не превышения бюджета времени тоннажа (производственные ресурсы), имеющегося в наличии у судоходной компании.

Ограничения (3) отражают предельные объемы транспортной работы флота, исходя из размеров грузопотоков.

Уравнения (4) формируют взаимосвязь решений между временными горизонтами.

Особенность задачи формирования графика работы флота (оперативное управление) состоит в том, что грузопотоки характеризуются конкретными портами отправления и назначения (пара портов  $j$ ), а так же родом груза  $r$ . При этом множество вариантов работы каждого судна описывается деревом допустимых маршрутов  $K_c(A,L)$ , в процессе формирования которого установлена загрузка и расходы от работы [5].

Экономико-математическая модель задачи формирования графика работы флота имеет следующий вид:

$$\sum_{c=1}^{C_y} \sum_{m=1}^{M_c} R^y_{cm} X^y_{cm} \rightarrow \min; \quad (6)$$

$$\sum_{c=1}^{C_y} \sum_{m=1}^{M_c} q_{cmjr} X^y_{cm} H_{mjr} \leq Q^y_{jr}, \quad (7)$$

$$(j=1,2,\dots,J_m; r=1,2,\dots,R_j);$$

$$\sum_{c=1}^{C_y} \sum_{m=1}^{M_c} t^y_{cm} X^y_{cm} = Z^y; \quad (8)$$

$$\sum_{m=1}^{M_c} X^y_{cm} = I^y, \quad (9)$$

$$(c=1,2,\dots,C);$$

$$X^y_{cm} \in \{0,1\}; Z^y \geq 0, \quad (10)$$

$$(c=1,2,\dots,C; m=1,2,\dots,M_c),$$

где  $R^y_{cm}$  - эксплуатационные расходы судна  $c$  при работе по маршруту  $m$ ;

$q_{cmjr}$  - масса груза  $r$  пары портов  $j$  маршрута  $m$  на судне  $c$ ;

$Q^y_{jr}$  - масса груза  $r$  пары портов  $j$ ;

$t^y_{cm}$  - время рейса судна  $c$  при работе по маршруту  $m$ ;

$H_{mjr}$  - переменные коэффициенты, принимающие значения 0 или 1.

Они, так же как и в предыдущем случае, устанавливаются на этапе подготовки исходных данных и в расчете имеют конкретное значение

$$H_{mjr} = \begin{cases} 1 & \text{если маршрут } m \text{ содержит пару портов } j \text{ с грузом} \\ & \text{наименования } r; \\ 0 & \text{в противном случае.} \end{cases}$$

$X_{cm}^y$  - управляющие переменные модели;

$$X_{cm}^y = \begin{cases} 1 - \text{если судно } c \text{ закреплено за маршрутом } m; \\ 0 - \text{в противном случае.} \end{cases}$$

Все остальные обозначения те же, что и принятые выше.

В приведенной математической модели целевая функция (6) определяет такое закрепление судов за маршрутами, которое обеспечивает минимальные суммарные расходы по флоту в целом.

Неравенства (7) регламентируют объем транспортной работы судов по отдельным видам грузов.

Уравнение (8) характеризует взаимосвязь между моделями (1)-(5) и (6)-(10).

Равенства (9) определяют недопустимость одновременного использования конкретного судна на нескольких маршрутах.

Таким образом, должно быть сформировано  $Y$  моделей (6)-(10) для каждого подпериода  $t_y$  и модель (1)-(5). Согласование результатов осуществляется методом итеративного агрегирования [6], который основан на многократном решении агрегированной задачи расстановки флота (6)-(10) и детализированной – задачи формирования графика работы судов. Наряду с этим применение в моделях критериев оптимальности, имеющих противоположную смысловую нагрузку, позволяет получить максимальные доходы при минимальных расходах по флоту в целом.

Согласование маркетинговых и производственных планов в свою очередь предполагает определение:

- локальных рынков, на которых целесообразно использовать суда компании;
- оптимальную расстановку флота компании на локальном рынке.

Для решения первой задачи предлагается следующая модель маркетингового планирования:

$$\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m \Phi_{ij} X_{ij} \rightarrow \max; \quad (11)$$

$$\sum_{i=1}^n \mu_{ij} X_{ij} \leq Q_j, \quad (12)$$

$(j=1, 2, \dots, m);$



$$\sum_{j=1}^m X_{ij} = T_i, \quad (13)$$

$$(i=1,2,3,\dots,n^1);$$

$$\sum_{j=1}^m X_{ij} \leq T_i, \quad (14)$$

$$(i=n^1+1, n^1+2, \dots, n);$$

$$\sum_{i=1}^n X_{ij} = Z_j, \quad (15)$$

$$(j=1,2,\dots,m);$$

$$X_{ij} \geq 0; Z_j \geq 0, \quad (16)$$

$$(i=1,2,3,\dots,n; j=1,2,\dots,m),$$

где  $X_{ij}$  – время работы судов типа  $i$ , которые следует использовать на локальном рынке  $j$ ;

$\Phi_{ij}$  – финансовый результат работы судов типа  $i$  на локальном рынке  $j$ ;

$\mu_{ij}$  – производительность судов типа  $i$  на локальном рынке  $j$ ;

$Q_j$  – величина спроса на транспортные услуги (объем транспортной работы) на локальном рынке  $j$ ;

$T_i$  – бюджет времени работы судов типа  $i$ ;

$n^1$  – количество судов типа  $i$ , принадлежащих компании;

$n-n^1$  – количество судов типа  $i$ , которые могут быть зафрахтованы компанией в случае необходимости.

В приведенной математической модели целевая функция (11) представляет собой финансовый результат от работы всех судов компании за рассматриваемый период, максимизация которого является критерием оптимальности работы компании.

Неравенства (12) характеризуют ограничения по прогнозируемому объему спроса на услуги, связанные с доставкой грузов морем на локальных рынках.

Уравнения (13) и (14) отражают производственные возможности компании по оказанию услуг, исходя из бюджета времени собственных судов и зафрахтованного тоннажа.

Соотношения (15) введены для формирования взаимосвязи между маркетинговым и производственным планированием.

Для каждого локального рынка  $j$  ( $j=1,2,\dots,m$ ) модель производственного планирования будет выглядеть следующим образом:

$$\sum_{i=1}^n \sum_{l=1}^{L_j} \Phi_{il} Y_{il} \rightarrow \max; \quad (17)$$

$$\sum_{i=1}^n P_{il} Y_{il} \leq Q_l, \quad (18)$$

$(l=1,2,\dots,L_j);$

$$\sum_{i=1}^n \sum_{l=1}^{L_j} t_{il} Y_{il} = Z_j; \quad (19)$$

$$Y_{il} \geq 0; Z_j \geq 0; \quad (20)$$

$(i=1,2,3,\dots,n; l=1,2,\dots,L_j),$

где  $Y_{il}$  – количество рейсов судов типа  $i$  по схеме движения  $l$ ;

$\Phi_{il}$  – финансовый результат работы судов типа  $i$  за рейс по схеме движения  $l$ ;

$P_{il}$  – провозная способность судов типа  $i$  за рейс по схеме движения  $l$ ;

$t_{il}$  – время рейса судов типа  $i$  по схеме движения  $l$ ;

$Q_l$  – объем транспортной работы по схеме движения  $l$ ;

$L_j$  – количество схем движения, по которым может быть организована работа судов.

Целевая функция модели (17) характеризует общий финансовый результат от работы всех судов компании по всем схемам движения.

Неравенства (18) определяют предельный объем транспортной работы по каждой схеме движения.

Уравнение (19) определяет взаимосвязь между производственным и маркетинговым планированием.

В результате должно быть получено  $m$  моделей (17)-(20) для каждого рынка и модель (11)-(16) взаимосвязи работы судов на всех локальных рынках. Задача решается с использованием специального алгоритма [7].

Таким образом, разработанные математические модели позволяют согласовывать производственные и маркетинговые планы, а также решения по управлению процессами перевозок и работы флота при различных временных горизонтах.

В свою очередь теоретические положения могут служить методологической базой для разработки:

- отдельных систем (подсистем) управления предприятий и компаний, связанных с организацией перевозок и эксплуатацией флота;
- прикладных математических моделей и систем принятия решений для конкретных условий производственной деятельности отдельных судоходных компаний.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Шибает А.Г. Система поддержки решений по управлению перевозками и работой флота // *Вісник ОДМУ: Зб наук. праць*. - Одеса: ОДМУ, 2000. - № 5. - С. 192-198.
2. Геронимус Б.Л., Житков В.А., Розе В.А. Математические методы в принятии решений на транспорте: эволюция методологии // *Экономика и математические методы*, 1984. - Т.20. - Вып. 2. - С. 223-231.
3. Левый В.Д. Оперативное управление работой флота. - М.: Транспорт, 1981. - 157 с.
4. Воевудский Е.Н. Управление на морском транспорте. - М.: Транспорт, 1992. - 375 с.
5. Воевудский Е.Н., Шибает А.Г. Особенности построения вариантов работы морских грузовых судов // *Вісник ОНМУ: Зб. наук. праць*. - Одеса: Астропринт, 1999. - № 3. - С. 246-254.
6. Итеративные методы в теории игр и программировании / Под общ. ред. В.Э. Беленького, В.А. Волконского. - М.: Наука, 1974. - 230 с.
7. Экономико-математические методы и модели в управлении морским транспортом / Под ред. Е.Н. Воевудского. - М.: Транспорт, 1988. - 384 с.

УДК 656.615:658.003

## МОДЕЛЬ ЗАГРУЗКИ ПОРТА

А.А. Малаксиано

Ежегодно в работе порта возникает необходимость распределения общего объема работ между отдельными его подразделениями – так называемая задача загрузки порта.

В многочисленных работах (см., например, [1]), посвященных решению этой задачи, порт рассматривается как совокупность причалов, работающих независимо друг от друга, на каждом из которых обрабатывается по одному судну, а производственная мощность отдельного причала определяется только пропускной способностью оборудования его морского грузового фронта. В предлагаемых моделях не учтены важнейшие особенности порта как объекта исследования.

Во-первых, при решении этой задачи порт следует рассматривать как большую, сложную систему, состоящую из взаимодействующих друг с другом подсистем, каждую из которых в свою очередь можно разбить на совокупность взаимодействующих элементов. Основным подразделением порта, выполняющим его главную функцию – перевалку и накопление груза, является производственный перегрузочный комплекс (ППК) или грузовой район. Он состоит из нескольких причалов со складами, парка подъемно-транспортного оборудования, контингента рабочих, а так же системы управления ими. Важнейшими подсистемами, влияющими на его производственную мощность и определяющими возможность его загрузки, являются подразделения, обеспечивающие проводку транспортных средств к грузовым фронтам. Для отечественных портов такой подсистемой, прежде всего, является припортовая железнодорожная станция. Проводка судов к причалу и проезд автотранспорта по порту, как правило, не являются лимитирующими операциями и их можно исключить из рассмотрения при решении задачи о загрузке порта. Важнейшей особенностью рассматриваемой системы является ее неаддитивность [2].

Во-вторых, для получения модели, адекватной реальному объекту, следует учитывать наличие взаимопомощи в системе. Все причалы и склады одного ППК имеют одинаковую специализацию и располагаются вблизи друг от друга, на них перерабатываются грузы одного направления. Поэтому все причалы одного ППК взаимозаменяемы, и прибывающее судно может обрабатываться на любом свободном причале, а перегрузочные и людские ресурсы свободно перемещаются между объектами грузовых работ, что значительно повышает их занятость и эффективность работы, устраняет необходимость в дорогостоящих перешвартовках судов. Поэтому в качестве базового элемента при

решении задачи о загрузке порта следует рассматривать не один причал, а систему причалов, образующих ППК, с развитой внутренней взаимопомощью ресурсов [3].

В-третьих, при решении рассматриваемой задачи следует учитывать, что изменение уровня загрузки отдельных ППК приводит к изменению показателей обслуживания транспортных средств не только непосредственно на этих ППК, но и на тех комплексах порта, загрузка которых не изменялась.

И, наконец, в-четвертых, следует учитывать требование целостности грузопотоков. Дробление грузопотока по нескольким перегрузочным комплексам, как известно, может вызвать дополнительные расходы на перешвартовку судов или перевозку грузов с одного комплекса на другой, а также снижение валовой интенсивности обработки флота, дополнительные расходы на сепарацию груза и др. Негативные последствия дробления можно значительно уменьшить, если при планировании загрузки портов и их ППК по возможности консолидировать отдельные грузопотоки в одном порту и на одном комплексе, а величину загрузки принимать кратной размерам одной судовой отправки.

Цель данной работы состоит в разработке математической модели задачи загрузки порта с учетом отмеченных выше четырех ее важнейших особенностей. Пусть имеется  $b$  грузопотоков, которые необходимо распределить между  $a$  ППК. Груз прибывает в порт на  $r$  смежных видах транспорта и отправляется морем. Количество груза  $\beta$ -го грузопотока, транспортируемого на  $\gamma$ -ом виде транспорта равно  $Q_{\beta\gamma}$ , а загрузка единицы подвижного состава составляет  $q_{\beta\gamma}$ ,  $\beta = \overline{1, b}$ ,  $\gamma = \overline{1, r}$ . Размер одной судовой отправки  $\beta$ -го грузопотока составляет  $q_{\beta}$ , а общее число отправок по порту в целом -  $N_{\beta}$ .

Пропускная способность грузовых фронтов (перегрузочного оборудования)  $e$ -го ППК при данной его загрузке равняется  $\Pi_e(Q_{\beta\gamma})$ ,  $e = \overline{1, a}$ ,  $\beta = \overline{1, b}$ ,  $\gamma = \overline{1, r}$ . Известно также, что подача подвижного состава  $\gamma$ -го вида транспорта на отдельные ППК и совокупности из  $(\zeta_1, \zeta_2, \dots, \zeta_n)$  взаимосвязанных ППК не должна превышать величину  $\pi_{\gamma(\zeta_1, \zeta_2, \dots, \zeta_n)}$ ,  $\gamma = \overline{1, r}$ ,  $n = \overline{1, a}$ ,  $1 \leq \zeta_1 < \zeta_2 < \dots < \zeta_n \leq a$ .

Введем булеву переменную  $d_{\beta\gamma e}$ , которая определяет возможность переработки  $\beta$ -го грузопотока, следующего на  $\gamma$ -ом виде транспорта на  $e$ -ом ППК - матрицу технологических связей:

$$d_{\beta\gamma e} = \begin{cases} 1, & \text{если } \beta\text{-ый грузопоток, следующий на } \gamma\text{-ом виде транспорта, можно} \\ & \text{перезгрузить на } e\text{-ом ППК, } \beta = \overline{1, b}, \gamma = \overline{1, r}, e = \overline{1, a} \\ 0 & \text{в противном случае} \end{cases}$$

В качестве искомого параметра управления принимаем  $\chi_{\beta\gamma e}$  - количество груза,  $\beta$ -го грузопотока, следующего на  $\gamma$ -ом виде транспорта и перерабатываемого на  $e$ -ом ППК.

Обозначим через  $R_P(\chi_{\beta\gamma e})$ ,  $R_C(\chi_{\beta\gamma e})$ ,  $R_G(\chi_{\beta\gamma e})$  соответственно расходы порта (ППК), перевозчиков и грузовладельцев при данной ( $\chi_{\beta\gamma e}$ ) загрузке, а  $R^*(\chi_{\beta\gamma e})$  - дополнительные расходы участников транспортного процесса в связи с дроблением грузопотоков по нескольким ППК. Зависимости  $R_P(\chi_{\beta\gamma e})$ ,  $R_C(\chi_{\beta\gamma e})$ ,  $R_G(\chi_{\beta\gamma e})$  достаточно подробно исследованы в [4]. Они являются неубывающими функциями своих аргументов и, если первая имеет линейный вид, то две последние - нелинейный [3].

Суммарные расходы участников транспортного процесса при данной загрузке ППК порта составляют

$$\sum_{\beta=1}^b \sum_{\gamma=1}^r \sum_{e=1}^a (R_P(\chi_{\beta\gamma e}) + R_C(\chi_{\beta\gamma e}) + R_G(\chi_{\beta\gamma e}) + R^*(\chi_{\beta\gamma e})). \quad (1)$$

Ограничения задачи имеют вид:

$$\sum_{e=1}^a \chi_{\beta\gamma e} = \sum_{e=1}^a d_{\beta\gamma e} \chi_{\beta\gamma e} = Q_{\beta\gamma}, \quad \beta = \overline{1, b}, \gamma = \overline{1, r} \quad (2)$$

$$\sum_{\gamma=1}^r \sum_{e=1}^a \frac{\chi_{\beta\gamma e}}{q_{\beta}} = N_{\beta}, \quad \beta = \overline{1, b} \quad (3)$$

$$\sum_{\gamma=1}^r \frac{\chi_{\beta\gamma e}}{q_{\beta}} \in Z, \quad \beta = \overline{1, b}, e = \overline{1, a} \quad (4)$$

$$\sum_{\beta=1}^b \sum_{\gamma=1}^r \chi_{\beta\gamma e} \leq \Pi_e(\chi_{\beta\gamma e}), \quad e = \overline{1, a} \quad (5)$$

$$\sum_{\beta=1}^b \frac{1}{q_{\beta\gamma}} (\chi_{\beta\gamma\zeta_1} + \chi_{\beta\gamma\zeta_2} + \dots + \chi_{\beta\gamma\zeta_n}) \leq \pi_{\gamma} (\chi_{\beta\gamma\zeta_1}, \chi_{\beta\gamma\zeta_2}, \dots, \chi_{\beta\gamma\zeta_n}), \gamma = \overline{1, r}, n = \overline{1, a}$$

$$1 \leq \zeta_1 < \zeta_2 < \dots < \zeta_n \leq a \quad (6)$$

$$\chi_{\beta\gamma e} \geq 0, \beta = \overline{1, b}, \gamma = \overline{1, r}, e = \overline{1, a} \quad (7)$$

Таким образом, задача загрузки порта сводится к следующей задаче оптимизации распределительного типа с нелинейной целевой функцией: найти план работ  $(\chi_{\beta\gamma e})$ , который минимизирует функцию (1) при условиях (2)-(7).

Отдельные условия модели (1)-(7) интерпретируются следующим образом.

*Условие 1* – целевая функция. В качестве критерия принимается минимум суммарных расходов, а не максимум прибыли участков транспортного процесса как это принято в общем случае [4], так как в данной задаче общая загрузка порта не зависит от распределения грузопотоков по ППК и предполагается, что аккордная ставка для данного грузопотока одинакова на всех ППК. В зависимости от конкретных условий задачи могут быть использованы и другие критерии, отражающие полезность решений по загрузке порта для участников транспортного процесса [4].

*Условие 2* – требование обязательного распределения по ППК всех грузопотоков, прибывающих в порт смежными видами транспорта.

*Условие 3* – требование обязательного вывоза морем всех судовых отправок.

*Условие 4* – требование кратности объема грузопотока, перерабатываемого на данном ППК, размеру судовой отправки.

*Условие 5* – Загрузка ППК не должна превышать пропускную способность его грузовых фронтов (перегрузочного оборудования).

*Условие 6* – загрузка отдельных ППК и их совокупностей не должна превышать ограничений на подачу подвижного состава различных видов транспорта.

*Условие 7* – требование неотрицательности параметров управления.

Условия 5 и 6 совместно свидетельствуют о том, что мощность ППК при данной структуре грузопотоков может быть некоторой константой только тогда, когда она определяется пропускной способностью его грузовых фронтов, что бывает крайне редко. На практике, как правило, отдельные ППК образуют группы взаимосвязанных комплексов, мощность которых определяется пропускной способностью лимитирующего элемента, обуславливающего проводку к ним подвижного состава. Таким элементом может быть,

например, парк приема – отправления вагонов или их сортировочный парк, подходной канал или соединительный железнодорожный путь, парк буксиров или маневровых локомотивов и т.д. В этом случае мощность отдельных ППК является переменной величиной, которая зависит от распределения пропускной способности лимитирующего элемента (как правило, мощности припортовой железнодорожной станции) между отдельными комплексами, входящими в данную группу, и может изменяться от нуля до пропускной способности лимитирующего элемента.

Таким образом, рассматриваемая задача должна решаться для порта в целом, так как взаимосвязанные комплексы объединяются припортовой станцией в единую систему, даже если они имеют совершенно разную специализацию. Поэтому изменение загрузки одного комплекса может повлечь за собой изменение показателей обслуживания транспортных средств на остальных, даже если при этом их первоначальная загрузка в абсолютном выражении не изменилась, так как за счет перераспределения мощности припортовой станции изменится степень их загрузки, измеряемая коэффициентом занятости. Например, увеличение загрузки нефтерайона Одесского порта свыше определенной величины начинает сказываться на показателях работы комплексов, работающих с металлами, зерном и другими сухогрузами, хотя они имеют совершенно иную организацию и технологию грузовых работ и расположены на больших расстояниях друг от друга.

Необходимость рассмотрения загрузки всей системы сильно усложняет данную задачу, но, к сожалению, это единственный путь к ее правильному решению. Аналогичная картина наблюдается при загрузке и других транспортных систем. Нельзя, например, разрабатывать логистическую систему доставки отдельного груза в отрыве от общей загрузки всей транспортной системы.

Очевидно, что модель (1)-(7) может быть использована для оптимизации загрузки порта при любой ориентации проходящих через него грузопотоков: как для отправляемых, так и для прибывающих морем, а так же при любом их сочетании.

Предложенный в данной статье подход к решению задачи о загрузке порта носит универсальный характер, его можно использовать для решения и более общих задач, например, задачи о загрузке совокупности портов или задачи о загрузке логистической системы доставки грузов в целом. Исследование вида зависимости  $R^*(\chi_{\text{флота}})$  и алгоритма решения задачи является предметом дальнейшего самостоятельного изучения.



**ЛИТЕРАТУРА**

1. Ананьина В.З., Столяров Г.П. *Вопросы совершенствования организации и управления работой портов: Тексты лекций.* – М.: В/О «Мортехинформреклама», 1984. – С. 7–14.
2. Малаксиано А.А. *Базовые принципы разработки паспорта производственной мощности порта // Судходство.* – 2004. – № 6. – С. 18–21.
3. Малаксиано А.А., Малаксиано Н.А. *О соотношении загрузки и пропускной способности морского грузового фронта совокупности взаимозаменяемых причалов // Вісник ОНМУ: Зб. наук. праць.* – Одеса: ОНМУ, 2004. – Вип. 13. – С. 144–156.
4. Малаксиано А.А. *Критерий выбора оптимальной структуры парка перегрузочного оборудования порта // Вісник ОНМУ: Зб. наук. праць.* – Одеса: ОНМУ, 2003. – Вип. 11. – С. 153–165.

УДК 656.61.07:519.673

**ОРГАНИЗАЦИЯ ВЗАИМОСВЯЗЕЙ  
«ГРУЗОВЛАДЕЛЕЦ – ПОСРЕДНИК – ПЕРЕВОЗЧИК»**

**В.Ю. Смрковская**

Методология логистики акцентирует внимание на взаимосвязях, присущих той или иной логистической системе (сети, цепочке). Несмотря на то, что в последнее время появляются публикации, посвященные различным аспектам функционирования и развития логистических систем, отсутствует четко структурированная система знаний по многим вопросам. Так, особый интерес как для теории, так и для практики представляют вопросы организации взаимосвязей между участниками транспортного процесса.

Целью данной статьи является идентификация и анализ основных видов организационного, юридического и финансового характера в разрезе «Грузовладелец - Посредник - Перевозчик» на рынке морских транспортных услуг; а также разработка методики выбора поставщика транспортных (посреднических) услуг с точки зрения их потребителя.

Для того чтобы состоялся процесс транспортировки, необходимо наличие следующих действующих лиц: Грузовладельца, Перевозчика и Посредника между ними. Сферой взаимодействия этих участников является рынок транспортных услуг (РТУ), где на уровне компаний можно выделить следующие основные типы взаимоотношения:

1) конкуренция или кооперация в секторах «Транспорт», «Посредник» – внутрисекторные взаимодействия;

2) взаимосвязи, являющиеся следствием предпочтений на РТУ – межсекторные взаимосвязи («Грузовладелец – Транспорт», «Грузовладелец – Посредник», «Транспорт – Посредник»).

В центре рассмотрения данной статьи – второе направление из выделенных выше.

Принципиальные виды организационных взаимосвязей между Грузовладельцем, Перевозчиком и Посредником, представлены на рис. 1. В схемах б), г), е) в отдельную категорию выделено Транспортное предприятие как владелец транспортных средств, арендуемых Перевозчиком. В схемах а), в), д) Перевозчик является владельцем транспортных средств. В пяти из шести выделенных взаимосвязей присутствует Посредник.

Владелец товара может нанять посредника для того, чтобы продать товар, а может, предвосхищая последующую транспортировку товара, нанять экспедитора, агента или логиста, который бы после продажи организовал транспортировку товара. Тогда, прежде чем заключить договор на экспедиторское, агентское или логистические обслуживание,

# Совершенствование работы флота и портов

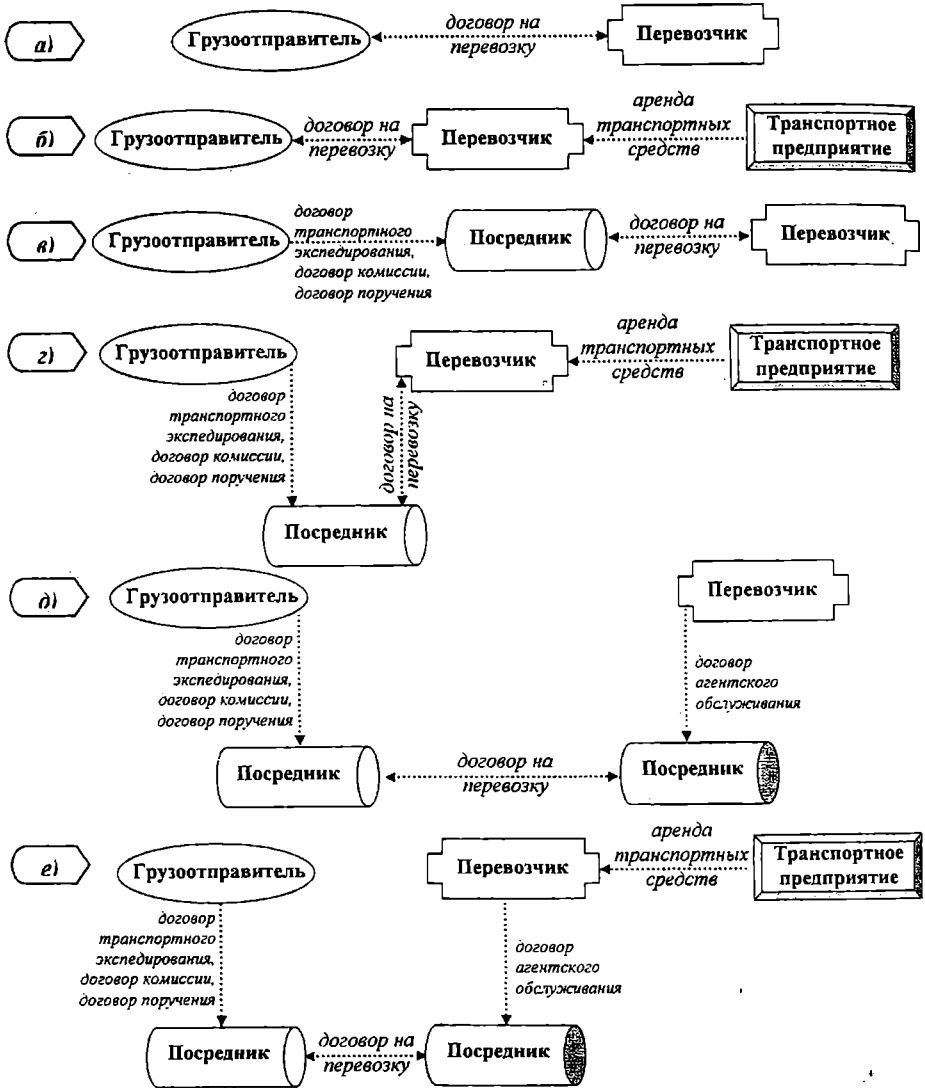


Рис. 1. Основные взаимосвязи между участниками процесса транспортных услуг

владелец товара на основании договора комиссии, поручения или консигнации доверяет продать свой товар.

В общем случае может возникнуть следующая последовательность действий Посредника. Посредник выходит на рынок с предложением о продаже товара и находит покупателя. Покупатель, обговорив условия поставки (а, соответственно, и цену товара), рассчитывается с посредником за товар (по договору комиссии, консигнации), или сразу переводит деньги на счет владельца товара (по договору поручения). На этом договор комиссии, консигнации, поручения прекращает свое действие, и посредник получает свое вознаграждение. Далее, посредник, уже выступая, как экспедитор, агент или логист, организует перевозку товара в зависимости от базиса поставки. Причем, продав товар покупателю, этот же посредник может заключить с ним договор на экспедиторское (агентское) логистическое обслуживание при доставке того же товара с момента, когда грузоотправитель снимает с себя всю ответственность и риски.

На следующем этапе посредник должен разработать оптимальный маршрут доставки товара. При этом посредник находит на рынке транспортных услуг предложение наиболее выгодное для его ситуации и заключает договор перевозки. Согласно ст. 909 Гражданского кодекса Украины по договору перевозки одна сторона (перевозчик) обязуется доставить доверенный ей другой стороной (отправителем) груз в пункт назначения и вручить его уполномоченной особе, а отправитель обязуется уплатить за перевозку установленную плату.

Посредник может заключить договор перевозки не напрямую с транспортной компанией, а с агентом, который работает от имени и за счет Поставщика транспортных услуг. Как видно из вышесказанного, Посредники являются друг для друга Потребителем и Поставщиком транспортных услуг, хотя не обладают ни грузом, ни транспортными средствами (рис. 1, д)).

Поставщик транспортных услуг, в свою очередь, может не обладать своими транспортными средствами, так, например, для морской перевозки, а фрахтовать их у судоходной компании. То есть, в судоходном бизнесе существует различие между понятиями «Судовладелец» и «Собственник судна» [5].

Если рассматривать процесс перевозки как процесс предоставления услуги, то, естественно, участников этого процесса следует рассматривать как поставщика услуги и потребителя услуги. В качестве потребителей транспортных услуг выступают:

- √ частное лицо (грузоотправитель/грузополучатель);
- √ юридическое лицо (грузоотправитель/грузополучатель);
- √ посредник (лицо, уполномоченное нанять транспортное средство от имени грузовладельца и, на это время, становящееся владельцем груза, т. е. отправителем - экспедитор, агент и т.п.);

В качестве поставщиков транспортных услуг выступают

√ транспортная компания:

- предприятие, обладающее своим парком транспортных средств;
- предприятие, арендующее или фрахтующее транспортные средства.

√ транспортно-логистический центр (логистические посредники).

Поставщиков и Потребителей транспортных услуг связывает целая сеть сложных финансовых взаимоотношений. При участии Посредников эти взаимоотношения осложняются. Проведенный нами анализ финансовых взаиморасчетов дал в качестве результата 6 схем (по каждому варианту организационных взаимосвязей на рис. 1), одна из которых, на наш взгляд, самая интересная представлена на рис. 2 (соответствует схеме е) на рис. 1).

Дадим ее краткое описание. Предприятие, у которого нет собственных транспортных средств, заключает с предприятием-собственником судна договор о взятии этого судна в аренду за плату, оговоренную в договоре и выходит на рынок транспортных услуг как Перевозчик, где нанимает Посредника для того, чтобы он нашел ему груз для перевозки. Владелец груза, которому необходимо продать товар, обращается к Посреднику, для того чтобы он нашел Покупателя и организовал последующую перевозку товара. Посредник, на основании договора комиссии или поручения, выступает на рынке как продавец, находит подходящего Покупателя и за совершенную сделку купли-продажи получает свое вознаграждение. Далее, Посредник выходит на рынок транспортных услуг уже как Грузоотправитель (на основании договора транспортной экспедиции с владельцем груза) в поисках подходящего Перевозчика. Если сделка совершается на базисных условиях групп Е или F, то Покупатель может нанять того же Посредника для завершения процесса доставки груза. В итоге, на рынок выходят два Посредника, один из которых является Потребителем транспортных услуг, а другой – Поставщиком. За организацию перевозки оба посредника получают свой процент от суммы сделки в качестве вознаграждения.

Итак, как уже было сказано, на рынке транспортных услуг взаимодействуют три основных действующих лица: Грузовладелец, Перевозчик и Посредник. В качестве основного Потребителя услуг на рынке выступает Грузовладелец. Именно он осуществляет выбор предприятий, предоставляющих нужные ему услуги.

Суть моделирования данной ситуации заключается в следующем: Потребитель выбирает Поставщика на внутреннем или внешнем рынке, руководствуясь рядом требований к нему. Каждый Поставщик выдвигает предложение, в которое включена одна или несколько услуг вместе, а также возможность осуществления за отдельную плату сопутствующих

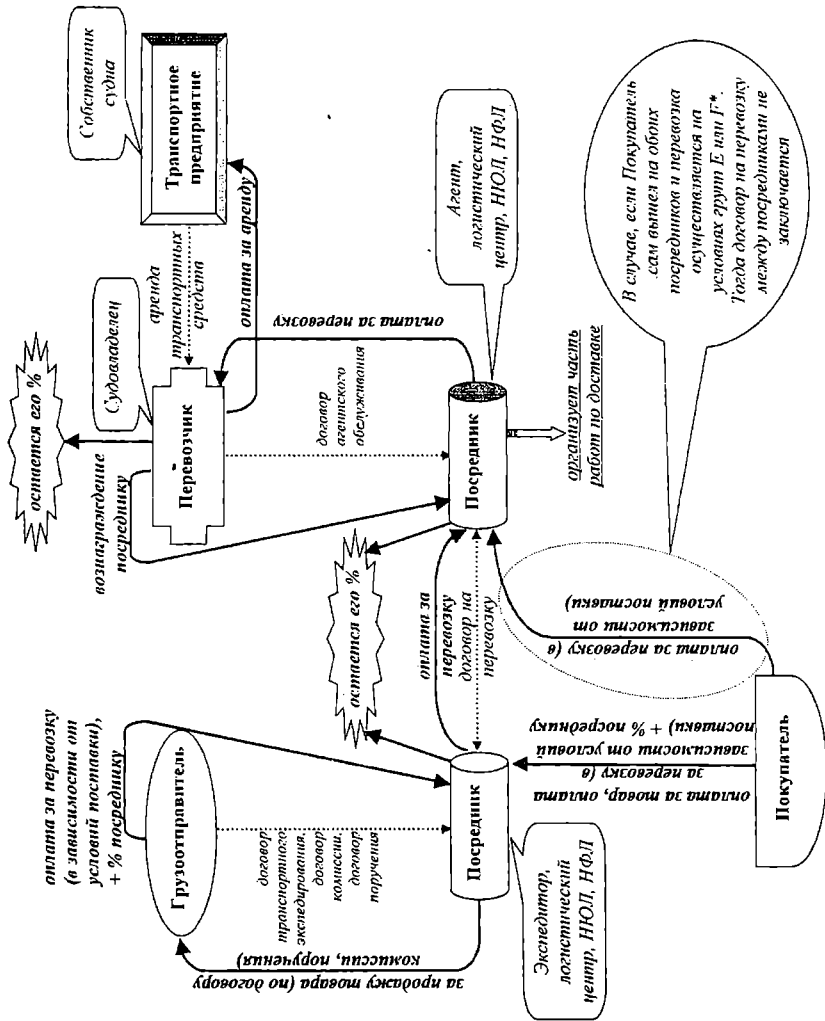


Рис. 2. Принципиальная схема финансовых взаимоотношений в цепочке «Грузоотправитель – Посредник – Перевозчик»

услуг. Потребитель стремится извлечь максимальную пользу от стоимости услуги.

В зарубежной практике выбора перевозчиков часто используют специально разработанные системы показателей. Так, в [10] В.И. Сергеев приводит схему выбора перевозчика с помощью расчета рейтингов с учетом веса каждого фактора, оказывающего влияние на процесс выбора. Подобный подход предлагался в [2,11,14], где для расчета весовых коэффициентов использовался метод парных сравнений. Все предлагаемые подходы к решению задачи выбора перевозчика основаны на вычислении суммарной оценки Поставщика услуги.

Предлагаемый в данной статье метод выбора Поставщика базируется на максиминном подходе теории принятия решений в условиях неопределенности, при этом в качестве элементов, на базе которых осуществляется выбор, выступают не оценки критериев, а их относительная разница с лучшими значениями по рынку. Подобная идея была высказана в [15].

Критерии выбора Поставщика услуг (транспортного предприятия, Посредника) можно условно разбить на две категории – критерии, характеризующие компанию и критерии, характеризующие услуги, предоставляемые компанией.

Так, для компании–перевозчика или компании–посредника могут быть использованы следующие критерии:

- время работы на рынке;
- доля рынка компании;
- информационное сопровождение услуги;
- дополнительный сервис;
- географическая распространенность компании;

Основными критериями, характеризующими услугу Перевозчика, являются:

- надежность (то есть сохранная и своевременная доставка груза);
- скорость доставки груза;
- цена услуги;
- качество услуг (то есть оперативность, слаженность действий, отсутствие простоев в работе, недопущение задержек в оформлении документов и т.п.).

Итак, как было сказано выше, задача выбора поставщика транспортных (перевозчика) или посреднических услуг является многокритериальной. Множество критериев  $K_i$  по каждому виду услуги

$i$ -го ( $i = \overline{1, I}$ ) типа можно разбить на два подмножества

$$K_i = K_i^{\max} \cup K_i^{\min},$$

где  $K_i^{\max}$  - критерии, направленные на максимизацию;

$K_i^{\min}$  - критерии, направленные на минимизацию.

Так, например, для задачи выбора перевозчика

$$K_i^{\max} = \{Q_i, D_i\},$$

где  $Q_i$  - качество услуги;

$D_i$  - показатель своевременной доставки грузов;

$$K_i^{\min} = \{C_i, T_i\},$$

где  $C_i$  - стоимость услуги;

$T_i$  - время доставки грузов.

В качестве потенциальных партнеров по оказанию услуги  $i$ -го типа рассматривается  $J$  поставщиков. По каждому поставщику  $j(j=1, \overline{J})$  собирается информация и формируются множества

$$Q_i = \{Q_{ij}\}, D_i = \{D_{ij}\}, C_i = \{C_{ij}\}, T_i = \{T_{ij}\},$$

где  $Q_{ij}$ ,  $D_{ij}$ ,  $C_{ij}$ ,  $T_{ij}$  - качество, доля своевременной доставки, стоимость и время доставки (выполнения услуги)  $i$ -го типа поставщиком  $j$ , соответственно.

Таким образом, в общем случае, по каждому поставщику  $j$  предоставления услуги  $i$  можно сформировать множество значений критериев

$$K_{ij}^k = \{K_{ij}^k\} \quad k = \overline{1, K},$$

где  $K$  - количество рассматриваемых критериев.

По каждому множеству значений  $\{K_{ij}^k\}$  при фиксированном  $k$  можно найти оптимальное значение путем моделирования или экспертным методом. Можно в качестве оптимальных значений принимать лучшие среди рассмотренных, например  $Q_i^{\max} = \max_j \{Q_{ij}\}$ ,

$$D_i^{\max} = \max_j \{D_{ij}\} \text{ и т.п.}$$

Полученные оптимальные значения критериев являются «идеальными» значениями для данного множества поставщиков. Следующим шагом решения задачи выбора поставщика является



## Совершенствование работы флота и портов

нахождение весов критериев  $\omega_{ki}$ , где  $k = \overline{1, K}$  - количество критериев (в рассматриваемом примере  $K=4$ ),  $i$  - фиксированный тип услуги. Величины  $\omega_{ki}$  отражают важность  $k$ -го критерия при выборе  $i$ -ой услуги. Как правило, на  $\omega_{ki}$  накладывается условие

$$\sum_{k=1}^K \omega_{ki} = 1, \quad i = \overline{1, I}, \quad \omega_{ki} \text{ определяют экспертным путем.}$$

В качестве информационной матрицы, служащей основой для принятия решения рассматривается следующая:

$$\begin{matrix}
 & & 1 & 2 & & & K \\
 1 & \left( \begin{array}{cccccc}
 A_{11}^i & A_{12}^i & \cdot & \cdot & & A_{1K}^i \\
 A_{21}^i & A_{22}^i & \cdot & & & A_{2K}^i \\
 \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\
 \cdot & \cdot & \cdot & A_{jk}^i & \cdot & \cdot \\
 \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\
 A_{j1}^i & A_{j2}^i & \cdot & \cdot & \cdot & A_{jK}^i
 \end{array} \right), & (1)
 \end{matrix}$$

где для  $k = \overline{1, K}, j = \overline{1, J}$

$$A_{jk}^i = \omega_{ki} \left[ \frac{K_{ij}^k - K_i^{k \min}}{K_i^{\min}} \right] \cdot 100, \quad K_{ij}^k \in K_i^{\min} \quad (2)$$

$$A_{jk}^i = \omega_{ki} \left[ \frac{K_i^{k \max} - K_{ij}^k}{K_i^{\max}} \right] \cdot 100, \quad K_{ij}^k \in K_i^{\max}, \quad (3)$$

где  $K_i^{k \max (\min)}$  - оптимальное значение  $k$ -го критерия для  $i$ -ой услуги.

Таким образом, данная матрица составлена из величин, показывающих в процентах относительную разницу между идеальным значением критерия и его значением для  $j$ -го поставщика с учетом важности критерия.

Согласно минимаксному подходу для каждого поставщика  $j$  находится  $\max_k \{A_{jk}^i\}$  (max по строкам), а затем из всего множества максимальных отклонений определяется

$$\min_j \max_k \{A_{jk}^i\} \text{ для } \forall i = 1, J \quad (4)$$

Заметим, что с позиции комплексности обслуживания при выборе поставщика услуг в транспортной сфере, имеет значение величина

$$B_j = \sum_{i=1}^I b_i^j, \quad j = \overline{1, J}, \quad (5)$$

где  $b_i^j = 1$ , если  $j$ -ый поставщик оказывает  $i$ -ую услугу,

$b_i^j = 0$  – в противном случае.

Таким образом, величина  $\sum_{i=1}^I b_i^j$  – количество услуг, оказываемых компанией (например, экспедирование, услуги таможенного брокера и т.п.), и есть оценка комплексности обслуживания, которая может использоваться как один из критериев первичного отбора (или, наоборот, окончательного выбора, при прочих равных условиях) поставщика.

Достоинством предложенного метода выбора поставщика является то, что он позволяет осуществить выбор в условиях неопределенности. Из множества существующих подходов принятия решений в условиях неопределенности был выбран минимаксный подход как наиболее «осторожный» по сравнению с другими.

Таким образом, в данной статье рассмотрены вопросы организации взаимосвязей «Грузовладелец – Посредник – Перевозчик», их юридический, финансовый аспект, а также метод осуществления выбора партнера в рассматриваемой системе. Представленные результаты могут использоваться в практической деятельности предприятий транспортной сферы как методическая основа принятия решений.

ЛИТЕРАТУРА

1. Прокофьева Т.А., Лопаткин О.М. Логистика транспортно-распределительных систем: Региональный аспект. – М.: РосКонсульт, 2003. – 400 с.
2. Транспортная логистика / Под общей ред. Л.Б. Миротина. – М.: Экзамен, 2003. – 512 с.
3. Логистика: управление в грузовых транспортно-логистических системах / Под ред. Л.Б. Миротина. – М.: Юристъ, 2002. – 414 с.
4. Семенченко Ж. Договор комиссии: налогообложение и бухгалтерский учет. – Харьков: Фактор, 2000.- 64 с.
5. Кодекс торговельного мореплавства України: Текст відповідає офіц. – К.: Школа, 2003. – 112 с.
6. Родников А.Н. Логистика: Терминологический словарь. – М.: Наука, 1995. – 252 с.
7. Предприятия и предпринимательская деятельность. Таможенный кодекс Украины. Бюллетень «Право и Практика». – Киев: Юридическая компания Бест и Ко, 2004. - №1. - 188 с.
8. Саати Т., Кернс К. Аналитическое планирование: Организация систем. – М.: Радио и связь, 1991. – 223 с.
9. Неруш Ю.М. Снабжение и транспорт: эффективное взаимодействие. – М.: Экономика, 1990. – 75 с.
10. Сергеев В.И. Логистика в бизнесе: Учебник. – М.: ИНФРА-М, 2001. – 608 с.
11. Рубальский Г.Б. Управление запасами при случайном спросе. – М.: Советское радио, 1977. – 160 с.
12. Таха Х. Введение в исследование операций: В 2-х книгах. Кн. 2. / Пер. с англ. – М.: Мир, 1985. – 496 с.
13. Гаджинский А.М. Логистика: Учебник для высших и средних специальных учебных заведений. – 2-е изд. – М.: Информационно-внедренческий центр «Маркетинг», 1999. – 228 с.
14. Морозова И.В. Логистика: Метод. указания к выполнению курсовой работы. – Одесса: ОНМУ, 2002. – 24 с.
15. R. Narasimhan, S.Mahapatra. Decision models in global supply chain management // Industrial marketing management.- 2004.- №33.- P.21-27.

УДК 621.438:621.43.018

## СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК

**А. А. Вассерман, М. А. Шутенко**

Газотурбинные установки (ГТУ) – весьма перспективный тип теплового двигателя. Они сочетают достоинства турбомашин (непрерывность рабочего процесса и высокую частоту вращения) и двигателей внутреннего сгорания (сжигание топлива непосредственно в потоке рабочего тела). Однако в связи с высокой теплонапряженностью газовых турбин максимальная и средняя температура подвода теплоты к рабочему телу в них ниже, чем в двигателях внутреннего сгорания (ДВС). Поэтому термический и эффективный КПД цикла ГТУ ниже, чем цикла ДВС.

Для повышения экономичности ГТУ чаще всего используют промежуточное охлаждение воздуха при многоступенчатом сжатии в компрессорах и регенеративный подогрев его перед камерой сгорания. Эти мероприятия позволяют повысить эффективный КПД судовых ГТУ до 40 % [1]. В стационарной энергетике и на судах применяют также комбинированные энергетические установки, состоящие из ГТУ и утилизационной паровой турбины. Эффективный КПД таких установок достигает 42 % в судовых и 50-55 % в стационарных вариантах [1-3]. Заметим, что во втором случае температура газа перед турбиной превышает 1400 °С, и к тому же осуществляется глубокая многоступенчатая утилизация теплоты отработавших газов ГТУ, и их температура за утилизационным котлом близка к 100 °С.

Применение утилизационной паровой турбины существенно усложняет конструкцию комбинированной энергетической установки и лишает ГТУ одного из главных преимуществ. В то же время эффективный КПД современных малооборотных ДВС достигает 53 % [4]. Отмеченные обстоятельства препятствуют широкому распространению ГТУ в качестве главных двигателей судов торгового флота. Поэтому проблема повышения экономичности ГТУ для увеличения их конкурентоспособности по-прежнему является актуальной.

Целью настоящей работы является теоретическое обоснование предложенного нами [5] способа повышения термического КПД регенеративного цикла ГТУ без усложнения конструкции установки. Сущность способа иллюстрирует рис. 1, на котором представлены обычный регенеративный и модифицированный циклы в координатах  $T, s$ . В модифицированный цикл введены процессы 8-9 и 2-7 «высокотемпературного» регенеративного теплообмена между газами, отработавшими в турбине высокого давления (ТВД), и воздухом, сжатым

в компрессорах. Эти процессы протекают перед поступлением газов на дальнейшее расширение в турбину низкого давления (ТНД). Весьма существенно то, что они заменяют обычный регенеративный теплообмен между газами, обработанными в ТНД, и сжатым воздухом перед выбросом газов в атмосферу (которому соответствуют процессы 4-6 и 2-5).

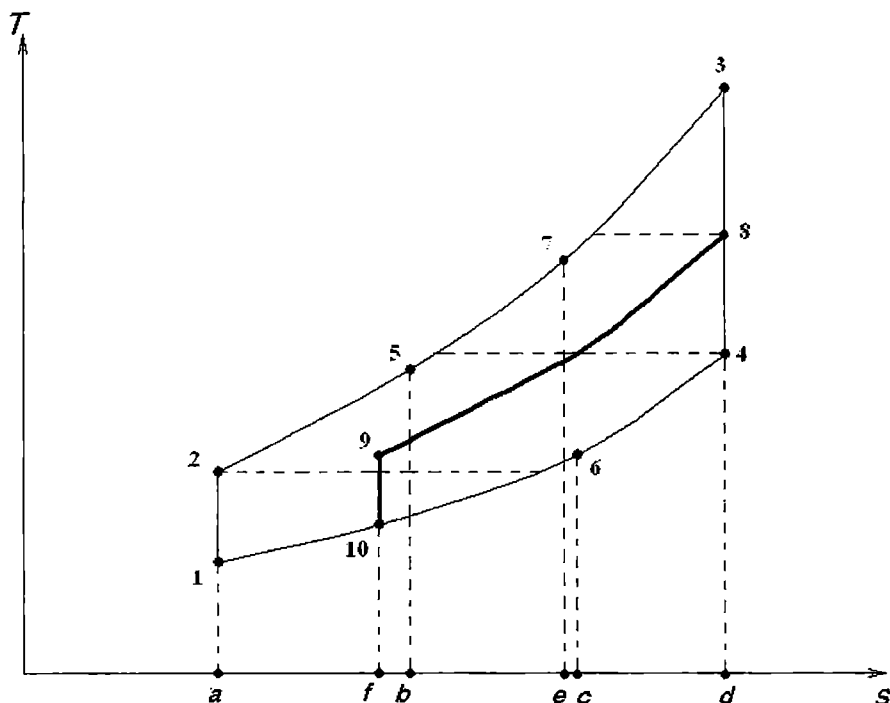


Рис. 1. Обычный регенеративный 1-2-5-3-4-6-1 и модифицированный 1-2-7-3-8-9-10-1 циклы в координатах  $T, s$

Высокотемпературная регенерация позволяет нагреть воздух в регенеративном теплообменнике (РТО) до температуры  $T_7$ , превышающей температуру газов  $T_4$  на выходе из ТНД (и, как следствие, превышающей температуру воздуха  $T_5$  на выходе из РТО в обычном регенеративном цикле). Кроме того, температура газов после ТНД в цикле с высокотемпературной регенерацией  $T_{10}$  оказывается меньше температуры газов на выходе из регенератора  $T_6$  в обычном цикле. В результате возрастает средняя температура подвода теплоты и снижается средняя температура отвода теплоты, что по теореме Карно ведет к росту термического КПД. При этом уменьшаются количество подведенной теплоты  $Q_1$ , количество отведенной теплоты  $Q_2$  и, к сожалению, работа цикла  $L$ .

При сравнении обоих циклов на диаграмме  $T,s$  (см. рис. 1) наглядно видно увеличение средней температуры подвода и уменьшение средней температуры отвода теплоты в модифицированном цикле. Работа этого цикла уменьшается на величину, изображаемую площадью фигуры 8-4-10-9, а отведенная теплота – на величину, соответствующую площади фигуры  $f$ -10-6-с. Уменьшение количества подведенной теплоты, изображаемое площадью  $b$ -5-7-е, эквивалентно увеличению количества теплоты, переданной в РТО, то есть площади фигуры  $f$ -9-8-4-6-с. Иными словами,  $\Delta Q_1 = \Delta L + \Delta Q_2$ , где знаком  $\Delta$  обозначено уменьшение соответствующей величины.

Рост термического КПД цикла при введении высокотемпературной регенерации будет наблюдаться при следующем условии:

$$\frac{L - \Delta L}{Q_1 - \Delta Q_1} - \frac{L}{Q_1} > 0, \quad (1)$$

После несложных преобразований получим

$$\frac{\Delta Q_1 \cdot L - \Delta L \cdot Q_1}{Q_1^2 - \Delta Q_1 \cdot Q_1} > 0. \quad (2)$$

Знаменатель дроби всегда положителен, так как  $Q_1 > \Delta Q_1$ , поэтому  $\Delta \eta_t > 0$  при условии

$$\Delta Q_1 \cdot L - \Delta L \cdot Q_1 > 0. \quad (3)$$

Разделив обе части последнего неравенства на  $Q_1 \cdot L$ , получим окончательное условие роста термического КПД

$$\frac{\Delta Q_1}{Q_1} > \frac{\Delta L}{L}. \quad (4)$$

Таким образом, высокотемпературная регенерация повышает термический КПД, если относительное уменьшение количества подведенной теплоты больше относительного уменьшения работы цикла. Расчеты показывают, что при высокотемпературной регенерации данное условие выполняется при всех комбинациях основных параметров цикла (степени повышения давления в компрессоре и максимальной температуры), характерных для современных ГТУ. Благодаря этому термический КПД модифицированного цикла выше, чем КПД обычного регенеративного цикла.

Ситуация с ростом эффективного КПД не столь однозначна, как с ростом термического КПД. Теоретическая работа цикла ГТУ определяется как разность значений работы, совершенной газом при расширении в турбинах и затраченной на сжатие воздуха в компрессорах  $L_{\tau} = L_{T\tau} - L_{K\tau}$ , где  $L_{K\tau} \approx 0,5L_{T\tau}$ . Если пренебречь гидравлическими потерями, то для определения эффективной работы необходимо учесть КПД турбин и компрессоров:  $L_3 = L_{T3} - L_{K3} = L_{T\tau} \cdot \eta_T - L_{K\tau} / \eta_K$ . Поскольку  $L_{T\tau}$  и  $L_{K\tau}$  являются величинами одного порядка, эффективная работа цикла ГТУ существенно меньше теоретической. Гидравлические потери приводят к дальнейшему уменьшению эффективной работы цикла. Как следствие, введение высокотемпературной регенерации, уменьшающей работу турбин при неизменной работе компрессоров, не всегда приводит к росту эффективного КПД. Во многих случаях оказывается, что  $\Delta L_{\tau} / L_{\tau} < \Delta Q_1 / Q_1$ , а  $\Delta L_3 / L_3 > \Delta Q_1 / Q_1$ , то есть рост термического КПД сопровождается падением эффективного КПД.

Тем не менее, расчеты показывают, что для наиболее совершенных ГТУ, имеющих высокую температуру газов на входе в ТВД и высокие значения КПД турбин и компрессоров, введение высокотемпературной регенерации должно вести к росту не только термического, но и эффективного КПД. Влияние КПД турбин и компрессоров было показано выше, влияние температуры газов на входе в ТВД состоит в следующем. Теоретическая работа турбины прямо пропорциональна абсолютной температуре газов перед турбиной (при неизменных значениях давления перед и после турбины). Увеличение работы турбин при неизменной работе компрессоров ведет к росту отношения  $L_3 / L_{\tau}$ , то есть снижает влияние основного фактора, препятствующего росту эффективного КПД при введении высокотемпературной регенерации.

Выполненные нами по методике [1] расчеты показали, что применение высокотемпературной регенерации на одной из лучших современных ГТУ фирмы Роллс-Ройс марки WR-21 ведет к росту термического КПД на 20,9 % (от 55,1 до 66,6 %) и эффективного КПД установки на 4,3 % (от 42,1 до 43,9 %). ГТУ WR-21 работает по циклу с промежуточным охлаждением воздуха и регенерацией теплоты и имеет следующие основные параметры: мощность 25,2 МВт, эффективный КПД 42,1 %, температура газов перед ТВД 1405 К, степень повышения давления в компрессоре 16,2. При расчетах обычного и модифицированного циклов приняты одинаковые значения перепада температур в РГО.

При расчетах обоих циклов были приняты следующие значения параметров, характеризующих механическую часть ГТУ: внутренний относительный КПД турбин 0,93, компрессоров 0,90; КПД камеры сгорания 0,96; механические КПД компрессоров и турбин 0,995, редуктора 0,96, валопровода 0,98; коэффициент затрат энергии на навешенные механизмы 0,02. Значения коэффициента восстановления

полного давления были приняты равными: на входе в компрессор 0,995, в промежуточном воздухоохладителе 0,97, в камере сгорания 0,97, на воздушной и газовой стороне регенератора 0,95, на выходе 0,97; коэффициент отбора воздуха на охлаждение принят равным 0,985. Температура окружающей среды была стандартной (288 К).

В обычном цикле расчетная температура воздуха за компрессором низкого давления (КНД) равна 422 К, за КВД – 549 К, на выходе из регенератора – 724 К; температура газов перед ТВД равна 1405 К, за ТВД – 1124 К, за ТНД – 789 К, на выходе из регенератора – 628 К. В этом цикле эффективная работа компрессоров равна 352 кДж/кг, эффективная работа цикла – 368 кДж/кг, количество подведенной теплоты – 872 кДж/кг. В модифицированном цикле значения температуры воздуха за КНД и за КВД, газов перед ТВД и за ТВД остаются неизменными, расчетная температура воздуха на выходе из регенератора равна 1058 К, газов перед ТНД – 647 К, а за ТНД – 439 К; эффективная работа компрессоров остается неизменной, эффективная работа цикла равна 205 кДж/кг, количество подведенной теплоты – 467 кДж/кг.

Благодаря повышению давления газов при высокотемпературной регенерации может быть интенсифицирован процесс теплообмена, что в некоторой мере компенсирует возможное увеличение поверхности РТО при передаче большего количества теплоты. Для уменьшения этой поверхности можно также повысить перепад температур в РТО, что однако ведет к уменьшению роста термического и эффективного КПД (например, он составит 18,2 и 1,6 % соответственно при перепаде температур в РТО 65 К в цикле-прототипе и 90 К в модифицированном цикле).

Уменьшение работы цикла приблизительно на 44 % может привести к определенному росту габаритов и массы ТВД (для сохранения мощности установки). Однако уменьшение этих показателей для ТНД вследствие уменьшения абсолютной температуры и удельного объема газов на входе в ТНД на 42 % более важно для всей установки, так как габариты и масса ТНД больше, чем ТВД. Поэтому реализация высокотемпературной регенерации на новых ГТУ не будет связана с существенными капитальными затратами. Срок окупаемости нововведения будет меньше одного года за счет значительной экономии топлива при эксплуатации (2000 тонн топлива в год при мощности 25 МВт, то есть около 300 тысяч долларов США, что по ориентировочным оценкам составляет примерно 10 % стоимости ГТУ).

Уменьшение работы цикла при введении высокотемпературной регенерации можно в принципе использовать для предотвращения падения КПД ГТУ на режимах частичной нагрузки (для тех ГТУ, которые значительную часть времени работают на таких режимах). При частичной нагрузке ГТУ может работать по циклу с высокотемпературной регенерацией, а при полной – по обычному регенеративному циклу либо



без регенерации. Тогда для случая работы с полной нагрузкой возрастут значения температуры и удельного объема газа перед ТНД, однако благодаря росту перепада энтальпии соответственно возрастёт скорость газа, что обеспечит повышенный объёмный расход газа через ТНД.

Следует отметить, что идея введения промежуточного регенеративного теплообмена между газами перед расширением в ТНД и воздухом перед поступлением в камеру сгорания рассматривалась в работах [6, 7]. В [6] отмечено, что термический КПД такого цикла может быть существенно выше, чем исходного цикла без регенерации, однако сравнение с обычным регенеративным циклом и анализ влияния уменьшения работы цикла при высокотемпературной регенерации на значение эффективного КПД не проводились. В работе [7] описана схема экспериментальной ГТУ, в которой помимо промежуточного регенеративного теплообменника сохранен также конечный регенератор, расположенный после ТНД. В высокотемпературной части этой ГТУ (турбине, камере сгорания и теплообменнике) применены керамические конструкционные материалы, обеспечивающие возможность работы установки с начальной температурой газа 1623 К при малом расходе охлаждающего воздуха. В установке, цикл которой представлен на рис. 2,

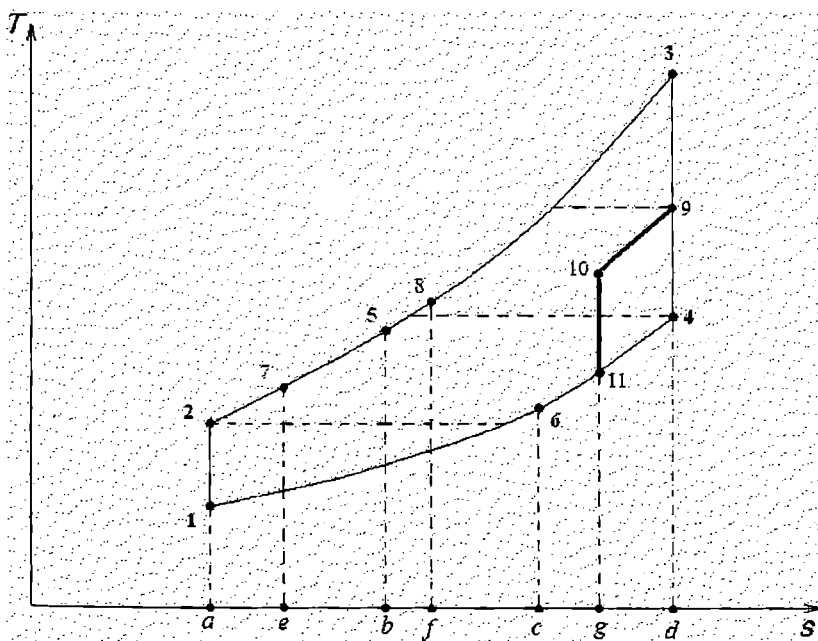


Рис. 2. Цикл с двухступенчатой регенерацией 1-2-7-8-3-9-10-11-6-1 и обычный регенеративный цикл 1-2-5-3-4-6-1 в координатах  $T, s$

воздух сжимается в компрессорах низкого и высокого давления, нагревается в первом РТО (процесс 2-7), затем во втором (высокотемпературном) РТО (процесс 7-8) и после этого поступает в камеру сгорания. Продукты сгорания расширяются в ТВД и ТСД, обеспечивающих работу компрессоров, охлаждаются во втором РТО (процесс 9-10), расширяются в ТНД – силовой турбине, охлаждаются в первом РТО (процесс 11-6), а затем выбрасываются в атмосферу.

Как видно из рис. 2, в рассматриваемом цикле с двухступенчатой регенерацией (после ТСД и после ТНД) по сравнению с обычным регенеративным циклом количество подведенной теплоты и работа уменьшаются на одну и ту же величину (площадь  $b-5-8-f$  равна площади  $9-4-11-10$ ), а количество отведенной теплоты, изображенное площадью  $a-1-6-c$ , остается неизменным. Из условия роста термического КПД  $\Delta Q_1/Q_1 > \Delta L/L$  следует, что термический КПД цикла с двухступенчатой регенерацией ниже термического КПД обычного регенеративного цикла, поскольку в данном случае  $\Delta Q_1 = \Delta L$  и, таким образом,  $\Delta Q_1/Q_1 < \Delta L/L$ . Тот же вывод следует из формулы

$$\eta_t = 1 - Q_2/Q_1,$$

так как при постоянном  $Q_2$  уменьшение  $Q_1$  ведет к уменьшению КПД. Падение эффективного КПД будет еще большим, чем термического, по тем же причинам, по которым в цикле с высокотемпературной регенерацией существенный рост термического КПД сопровождается меньшим ростом либо падением эффективного КПД. Действительно, указанное в [7] значение эффективного КПД 42% является сравнительно невысоким для начальной температуры газа 1623 К (в ГТУ марки WR-21 такое же значение КПД достигнуто при температуре газа перед ТВД 1405 К).

В работе [7] не разъясняется, с какой целью в экспериментальной ГТУ применена двухступенчатая регенерация, менее эффективная по сравнению с обычной, как показано выше. Вероятно, она была введена для снижения температуры газов, поступающих в ТНД, которая изготовлена из обычных конструкционных материалов. Об этом косвенно свидетельствует невысокое значение степени регенерации для высокотемпературного РТО (0,41), в то время как для первого РТО оно равно 0,86. Заметим, что основанием для выбора сравнительно низкого значения степени регенерации 0,41 могла являться необходимость обеспечения достаточной мощности силовой турбины, установленной после высокотемпературного РТО, а также стремление сохранить низкотемпературный РТО.

На основании проведенного анализа можно заключить, что предложенная нами [5] замена обычного РТО, расположенного после ТНД, теплообменником, расположенным после ТВД и работающим при более высокой начальной температуре газа, будет всегда способствовать

повышению термического КПД цикла. В современных ГТУ с высокой начальной температурой газа и высокими значениями КПД турбины и компрессора эта замена обеспечит также повышение эффективного КПД установки.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Слободянюк Л.И. Проектирование судовых газотурбинных двигателей: Учебное пособие. – Киев: ІЗМН, 1996. – 168 с.
2. Артемов Г.А., Горбов В.М., Романовский Г.Ф. Судовые установки с газотурбинными двигателями: Учебное пособие – Николаев: УГМТУ, 1997. – 233 с.
3. Chase D.L. Combined-Cycle Development Evolution and Future. <http://www.gerpower.com>
4. Судовые двигатели внутреннего сгорания / Фомин Ю.Я., Горбань А.И., Добровольский В.В. и др. – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.
5. Спосіб підвищення термічного коефіцієнта корисної дії циклу газотурбінної установки. Заявка ОНМУ № 20031117 на видачу патента на изобретение / О.А. Вассерман, М.А. Шутенко.
6. Манушин Э.А., Михальцев В.Е., Чернобровкин А.П. Теория и проектирование газотурбинных и комбинированных установок: Учебное пособие / Под ред. В.В. Уварова. – М.: Машиностроение, 1977. – 326 с.
7. Сударев А.В., Тихоплав В.Ю. О создании корабельных керамических ГТУ // Судостроение, 2003. – №3. – С. 28–31.

УДК 629.12-8:629.12.037

## **ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ОПТИМИЗАЦИОННЫХ РАСЧЕТОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ГЭУ ЭЛЕКТРОХОДОВ**

**В.А. Яровенко**

Оптимальное проектирование судовых энергетических установок (СЭУ) предполагает решение как минимум двух важнейших задач – параметрическую оптимизацию и оптимизацию управления энергетической установкой. Эти задачи могут решаться как в отдельности, так и совместно.

Оптимизационные задачи сложны и трудоемки, и не всегда получаемые результаты приводят к существенным улучшениям показателей качества, выбранных в качестве критериев оптимальности. Более того, чаще всего наряду с улучшением одних показателей, имеет место ухудшение других. И вполне резонно возникает вопрос о целесообразности внесения тех, или иных конструктивных изменений в судовую энергетическую установку или изменений в алгоритм функционирования ее системы управления. Целью настоящей работы как раз и является оценка эффективности оптимизационных расчетов при проектировании судовых энергетических установок.

Объектом исследования являются гребные энергетические установки (ГЭУ) судов с электродвижением. В качестве гребных электродвигателей (ГЭД) рассматривается один из наиболее перспективных – частотно-управляемый ГЭД. К основным эксплуатационным режимам работы электроходов в первую очередь относятся маневренные режимы. Поэтому оптимизация (как параметрическая, так и управления) ГЭУ с точки зрения улучшения маневренных свойств электроходов является приоритетной задачей. Из самой ее постановки следует, что в основу решения должен быть положен системный подход, а именно – оптимизация должна проводиться в первую очередь (или с наибольшими весовыми вкладами при многокритериальной оптимизации) по показателям судна, как старшей системы, для обеспечения работы которого ГЭУ предназначены.

Решение задач параметрической оптимизации и оптимального управления гребными энергетическими установками предлагается осуществлять с помощью приведенной в работе [3] математической модели переходных режимов работы ГЭУ в составе пропульсивного комплекса электрохода. Модель позволяет осуществлять количественную оценку основных показателей качества выполнения маневров судном и его энергетической установкой.

Метод поиска оптимальных решений предложен в работе [4]. Решаемые задачи, по своей постановке, относятся к области нелинейного программирования и заключаются в отыскании экстремумов целевой функции  $f(x)$  при заданных ограничениях  $g_j(x)$  в виде неравенств. Иными словами, необходимо минимизировать некоторую целевую функцию

$$f(x), \quad x \in E^n$$

при  $p$  линейных ограничениях в виде неравенств

$$g_j(x) \geq 0, \quad j = 1, \dots, p,$$

где  $E^n$  – допустимая область  $n$ -мерного пространства.

Оптимальным решением будет являться пара  $x_*$  и  $f(x_*)$ , состоящая из оптимальной точки  $x_* = [x_{1*}, x_{2*}, \dots, x_{n*}]$  и соответствующего ей значения целевой функции  $f(x_*)$

$$\left. \begin{aligned} x_* &= [x_{1*}, x_{2*}, \dots, x_{n*}] \\ f_* &= f(x_*) \end{aligned} \right\}$$

Под  $f(x_*)$  в данном случае следует понимать неявновыраженные зависимости рассматриваемых показателей качества от оптимизируемых коэффициентов  $x_1 \dots x_n$ . Ограничения  $g_j(x)$  обеспечивают допустимые диапазоны изменения режимных показателей всех составных элементов энергетической установки электрохода.

Комплексная оценка качества проектирования судовых энергетических установок предполагает проведение многокритериальной оптимизации. При этом в целевые функции оптимизационных процессов

$J = \sum_j m_j J_j$  должны входить основные показатели качества

выполнения маневров  $J_j$  со своими весовыми вкладами  $m_j$ . Численные значения этих показателей определяются в результате расчета текущих значений режимных показателей комплекса с помощью приведенной в работе [3] обобщенной математической модели переходных режимов.

Показателями качества выполнения маневров выбраны

- продолжительность маневра –  $T$ ;
- пройденный судном путь (выбег или выдвиг) –  $X$ ;
- относительные затраты топлива на выполнение маневра

$$G = \int_0^{T_M} g_e^0 P_D^0 dT,$$

где  $g_e^0 = \frac{g_e}{g_{e0}}$  – относительный текущий удельный расход топлива;

$P_D^0 = P_D / P_{D0}$  – относительная мощность первичных двигателей;

$T = v_0 t / L$  – "безразмерное" время;

$v_0$  и  $L$  – скорость движения судна и его длина;

$t$  – текущее время (индекс "0" относится к значению соответствующей физической величины, принятому за базовое; в качестве базового принят режим работы, соответствующий прямолинейному движению судна по спокойной глубокой воде с номинальной скоростью  $v_0$ );

– продолжительность переходных процессов в СЭУ –  $T_{СЭУ}$ ;

– максимальная мощность первичных двигателей в переходных режимах –  $P_D$ ;

– отклонение скорости вращения первичных двигателей от установившегося режима –  $\Delta\omega_D$ ;

– электромагнитные потери в гребных электродвигателях

$$A_{эм} = \int_0^{T^*} \left\{ \left[ r_2' + r_1 (1 + \tau_2)^2 + (x_2')^2 \frac{K_{ст.α}}{m_1 C_1^2 f_{1н}} α \right] \frac{β}{r_2} + \left[ \left( \frac{\tau_1}{x_1} \right)^2 r_1 + \frac{K_{ст.α}}{m_1 C_1^2 f_{1н}} α \right] \right\} dT,$$

где  $r_1$  и  $r_2$  – активные сопротивления статора и ротора (приведенное);

$\tau_2$  – коэффициент рассеяния ротора;

$x_1$  и  $x_2$  – реактивные сопротивления статора и ротора (приведенное);

$β$  – абсолютное скольжение ротора;

$K_{ст.α}$  – коэффициент потерь в стали, зависящий от частоты;

$m_1, C_1$  – конструктивные постоянные;

$α$  – относительная частота;

$f_{1н}$  – номинальная частота;

– продолжительность реверса гребных электродвигателей –  $T_{ГЭД}$ .

Целевые функции оптимизационных расчетов при многокритериальной параметрической оптимизации имеют вид

$$J = \sum_j m_j J_j = m_T T + m_X X + m_G G + m_{T1} T_{СЭУ} + m_P P_D + m_\omega \Delta\omega_D + m_A A_{эм} + m_{T2} T_{ГЭД}.$$

Исследования, выполненные в работах [5, 6], позволили выявить параметры, значимо влияющие на перечисленные выше показатели качества. Ими оказались обобщенные безразмерные параметры пропульсивного комплекса электрохода

$$N_X = \frac{L P_{e0}}{(m + \lambda_{11}) v_0^2}, \quad N_D = \frac{M_{D0} L}{J_D \omega_{D0} v_0};$$

$$C_{M18} = \frac{c_M^2}{r_{2M}'^2} \alpha_0^2;$$

$$C_{M20} = \frac{\omega_{M0}}{\omega_{1MH}}; \quad C_{M21} = d_M^2; \quad C_{M23} = 2 \frac{r_{1M}}{r_{2M}'} \alpha_0;$$

$$C_{G7} = \frac{K_{GE} W_{GV}}{E_{G0}} \omega_{D0} I_{GV0}; \quad C_{G8} = \frac{K_{GE} \omega_{D0}}{E_{G0}} \frac{m_G \sqrt{2} W_{G1} k_{GB}}{\pi p_G} I_{G0};$$

$$C_{M16} = \frac{\beta_{M0}}{r_M}'^2 \left[ (b_M^2 + c_M^2 \alpha_0^2) + (a_M^2 + e_M^2 \alpha_0^2) \frac{r_{2M}'^2}{\beta_{M0}^2} + 2 r_{1M} \alpha_0 \frac{r_{2M}'}{\beta_{M0}} \right];$$

$$C_{M17} = \frac{b_M^2}{(r_{2M}')^2},$$

где  $L$  – длина судна;

$P_{e0}$  – полезный суммарный упор гребных винтов;

$m$  и  $\lambda_{11}$  – масса судна и присоединенные массы воды вдоль его продольной оси;

$M_{D0}, M_{M0}$  – вращающий момент первичного двигателя и ГЭД;

$J_D, J_M$  – приведенные к валу первичного двигателя и к валу ГЭД моменты инерции вращающихся частей;

$\omega_{D0}$  – угловая скорость вращения первичного двигателя;

$I_{GV0}$  – ток возбуждения синхронного генератора;

$U_{G0}$  и  $I_{G0}$  – напряжение и ток генератора;

$K_{GE}, m_G, W_{G1}, k_{GB}, p_G$  и  $W_{GV}$  – конструктивные параметры генератора;

$E_{G0}$  – продольная составляющая результирующей ЭДС генератора;

$\omega_{M0}$  и  $\omega_{1MH}$  – угловые скорости вращения гребного электродвигателя и магнитного поля его статора при номинальной частоте;

$\beta_{M0}$  – абсолютное скольжение ротора ГЭД;

$\alpha_0$  – относительная частота тока ГЭД;

$r_{1M}$  и  $r_{2M}'$  – активное сопротивление статора и приведенное активное сопротивление ротора ГЭД;

$b_M, c_M, d_M, e_M$  – постоянные коэффициенты частотно-управляемого асинхронного электродвигателя;

$c_{DR}$  – статизм регуляторной характеристики первичных двигателей.

Именно эти параметры и подлежат оптимизации. Диапазоны изменения их значений (охватывающие существующие и перспективные электроходы) приведены в табл. 1. Они получены в результате расчета численных значений параметров для существующих и перспективных электроходов и охватывают весь возможный диапазон их изменения.

*Таблица 1. Обобщенные безразмерные параметры электроходов*

Параметры комплекса	Диапазоны изменения значений	Оптимальные значения параметров
$N_X$	0,06 – 0,20	0,2
$C_{M23}$	0,8 – 1,6	1,6
$C_{M16}$	4 – 14	8,1
$C_{M20}$	0,6 – 0,9	0,9
$C_{M18}$	1 – 9	5
$C_{M17}$	0,2 – 0,8	0,5
$C_{G7}$	1,5 – 1,9	1,81
$C_{G8}$	0,86 – 1,35	1,1
$N_D$	1 – 6	3,5
$c_{DR}$	1,035-1,065	1,04
$C_{M21}$	1,05 – 1,21	1,1

В работе [6] показано, что результаты оптимизации существенно зависят от целевой функции, и в частности, от весовых вкладов  $m_j$  входящих в нее показателей качества. С изменением функции цели изменяются и рекомендуемые оптимальные значения параметров. Однако, каждый из них по разному "реагирует" на изменение целевой функции. У одних оптимальные значения практически неизменны, у других изменяются почти во всем возможном диапазоне. Попытаемся решить следующую задачу. Пусть необходимо создать электроход – достаточно экономичный ( $G = G_{\min}$ ), маневренный ( $T = T_{\min}$ ;  $T_{ГЭД} = T_{ГЭД\min}$ ), с "мягкими" переходными процессами в СЭУ ( $P_D = P_{D\min}$ ;  $\Delta\omega_D = \Delta\omega_{D\min}$ ). "Количественной характеристикой оптимальности" такого судна будет целевая функция



$$J = \sum_j m_j J_j = 0,3T + 0,4G + 0,1P_D + 0,1\Delta\omega_D + 0,1T_{г\ddot{e}д}$$

(численные значения весовых вкладов назначены исходя из приведенных выше соображений без анализа экспертных оценок).

В качестве маневра, по результатам которого можно судить о маневренных свойствах электрохода, выбран следующий: разгон судна до заданного значения скорости (принято  $v_{зад} = 0,7$ ) – реверс ГЭУ до  $v = 0$ . Оптимизация, проведенная по заданной выше целевой функции, дала результаты, приведенные в соответствующей графе табл. 1.

Попробуем оценить эффективность этой оптимизации. На рис. 1 приведены результаты расчета текущих значений режимных показателей пропульсивного комплекса при средних (рис. 1а) и при оптимальных (рис. 1б) значениях параметров комплекса.

Приведенные на рисунках кривые соответствуют:

1 – относительным затратам топлива по ходу выполнения маневра  $G$ ;

2 – угловой скорости вращения первичных двигателей  $\omega_D$ ;

3 – мощности первичных двигателей  $P_D$ ;

4 – току главных генераторов  $I_G$ ;

5 – току гребных электродвигателей  $I_M$ ;

6 – угловой скорости вращения гребных электродвигателей и гребных винтов  $\omega_M$ ;

7 – вращающему моменту гребных электродвигателей  $M_M$ ;

8 – скорости движения электрохода  $v$ .

Сравнение результатов расчетов показывает, что в результате оптимизации получены выигрыши в:

– относительных затратах топлива – 34,3 %;

– затратах времени на выполнение маневров – 31,6 %;

– отклонениях угловой скорости вращения первичных двигателей – 32,5 %;

– максимальной мощности первичных двигателей на переходных режимах – 12 %;

– продолжительности реверса гребных винтов – 12,5 %.

Столь большая эффективность оптимизации в определенной мере объясняется тем, что в качестве исходного варианта был выбран электроход со средними значениями обобщенных параметров, и вполне резонно полагать, что у реального судна эта эффективность будет меньше. Но, тем не менее, приведенные результаты наглядно подтверждают эффективность проведенных оптимизационных расчетов.

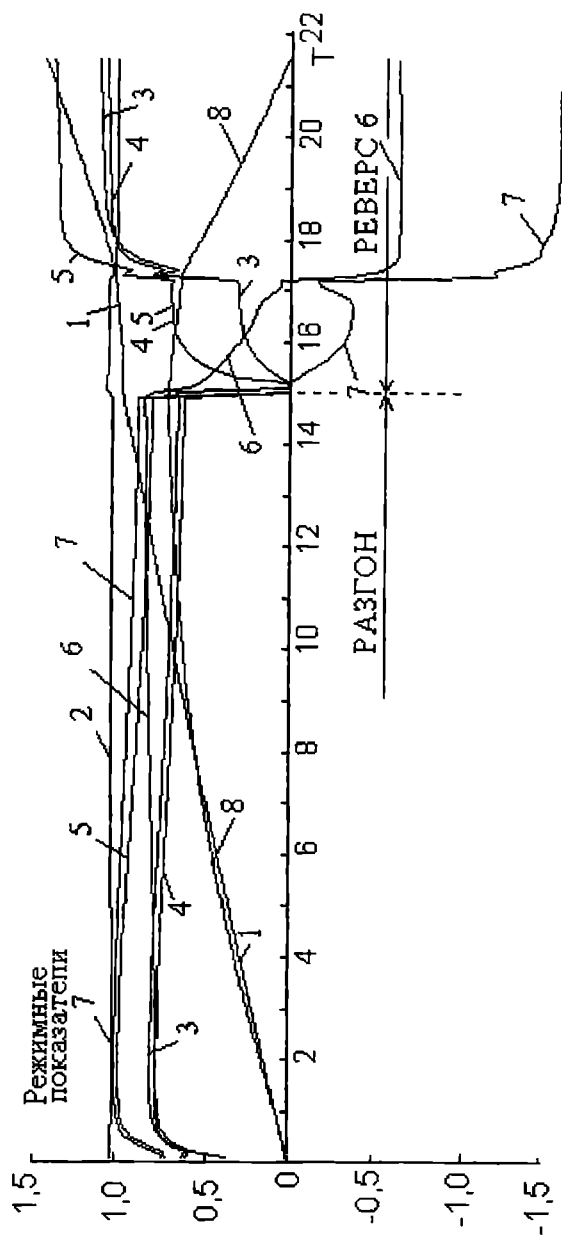


Рис. 1а. Режимные показатели при средних значениях параметров

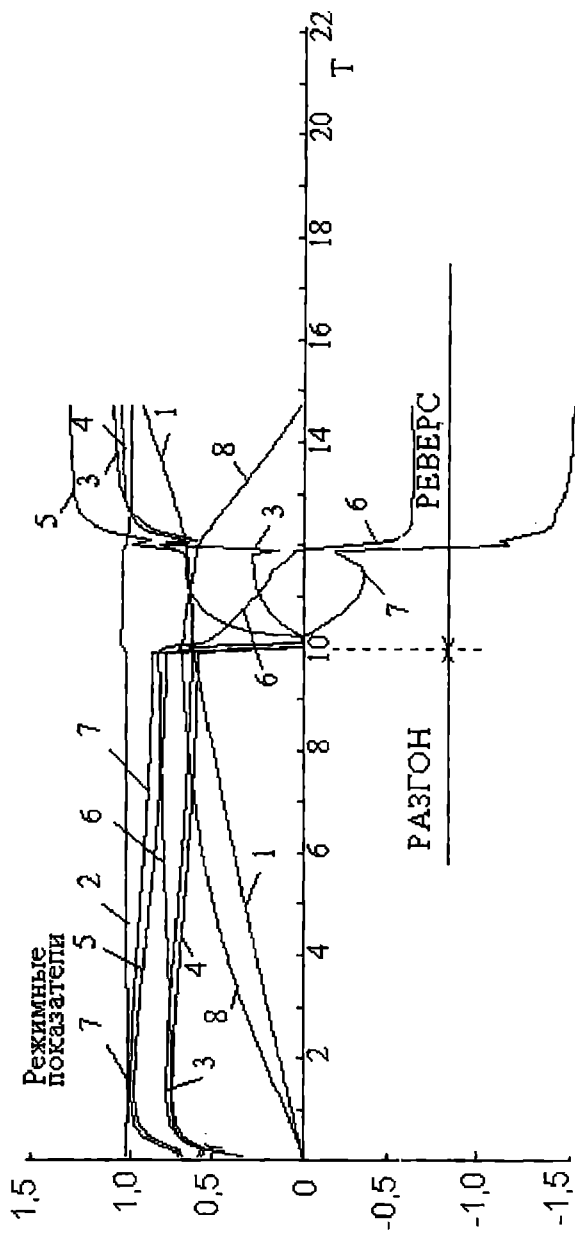


Рис. 16. Режимные показатели при оптимальных значениях параметров

Решение второго типа задач – поиски оптимальных законов управления гребными энергетическими установками – с одной стороны, целесообразно осуществлять применительно к уже оптимально спроектированному судну, т.е. после параметрической оптимизации. С другой стороны, больший практический интерес имеет иная постановка задачи – необходимо знать оптимальные законы управления для всех судов рассматриваемого класса (в том числе и для оптимально спроектированных).

Управление частотно-регулируемыми гребными электродвигателями сводится к регулированию частоты  $f$  и действующего значения напряжения  $U$ . Каналы регулирования независимы. Частота  $f$  задается переключной рукоятки поста управления. Скорость изменения  $f$  (регулируемый и в общем случае – оптимизируемый параметр) определяется задатчиком интенсивности изменения управляющего сигнала. Закон изменения напряжения  $U$  определяется текущим значением частоты и моментом сопротивления нагрузки  $M_C(\omega)$  на валу ГЭД. Эти два закона –  $f = f(t)$  и  $U = U[f, M_C(\omega)]$  – полностью определяют поведение асинхронного гребного электродвигателя [1] и, соответственно, всей энергетической установки электрохода на маневрах. Отсюда вытекает актуальность выявления оптимальных законов управления частотой и напряжением, обеспечивающих наилучшие маневренные свойства электроходов.

Рассмотрим в качестве примера один из наиболее часто применяемых маневров – реверс ГЭУ до полной остановки судна.

Законы управления относительными частотой

$$\alpha = \frac{\alpha}{\alpha_0}$$

и напряжением

$$\gamma = \frac{U}{U_0}$$

гребных электродвигателей при реверсе описываются [6] уравнениями

$$\alpha = \alpha_H + (\alpha_{уст.} - \alpha_H)(1 - e^{-k_4 T})$$

$$\gamma = k_1 \alpha + k_2 \alpha^2 + (1 - k_1 - k_2) \alpha^3,$$

где  $\alpha_H$  и  $\alpha_{уст.}$  – начальное и установившееся значения частоты, определяемые, соответственно, положением рукоятки поста управления;

$k_1 \dots k_4$  – оптимизируемые параметры законов управления.

Решение второго класса задач – поиск оптимальных законов управления ГЭУ – можно проводить теми же методами, что и параметрическую оптимизацию. В этом случае под целевой функцией  $f(x)$  и ограничениями  $g_j(x)$  понимают, соответственно,  $f(k)$  и  $g_j(k)$ , а под оптимальной точкой –  $k_* = [k_{1*}, k_{2*}, \dots, k_{n*}]$  и соответствующее ей значения целевой функции  $f(k_*)$ .

Целевые функции оптимизационных процессов при решении этого класса задач имеет смысл строить по следующим показателям качества:

- продолжительность маневра –  $T$ ;
- пройденный судном путь –  $X$ ;
- относительные затраты топлива на выполнение маневра –  $G$ ;
- электромагнитные потери в гребных электродвигателях –  $A_{эм}$ .

Исследования, выполненные в работе [5], показали, что значимое влияние на оптимальные законы управления ГЭУ при реверсе оказывают следующие обобщенные безразмерные параметры пропульсивного комплекса:  $\alpha_{уст}$ ;  $N_X$ ;  $C_{M16}$ ;  $C_{M20}$ ;  $C_{G7}$ . Поэтому, для решения поставленной задачи необходимо найти оптимальные законы управления для различных сочетаний значений этих параметров.

Задача по своей постановке очень широкая. Оптимальные решения в виде серий таблиц и диаграмм с оптимальными законами управления для различных критериев оптимальности приведены в [6]. Целью настоящей работы, как сказано выше, является выявление степени эффективности перехода на оптимальные законы управления по сравнению с "классическим" пропорциональным законом, рекомендуемым [2] для частотно-регулируемых гребных электродвигателей.

Попытаемся найти оптимальные законы управления, исходя из минимума выбега электрохода к концу маневра, т.е. решим задачу однокритериальной оптимизации по целевой функции

$$J = \sum_j m_j J_j = X = X_{\min}.$$

Результаты оптимизационных расчетов (небольшой фрагмент) даны в табл. 2. Оптимальные законы управления, построенные по этим данным, представлены на рис. 2. Сочетания параметров комплекса для каждой кривой указаны в соответствующих строках табл. 2. Здесь же приведены для сравнения величины выбега электрохода при оптимальных ( $X_{\min}^*$ ) и при "классическом" ( $X_{\text{класс}}$ ) законах управления гребными электродвигателями.

Таблица 2. Сочетания значимых параметров и оптимальные (по критерию  $X_{\text{min}}$ ) решения

Номер кривой	Значения значимых параметров				Оптимальные решения			Показатель $X_{\text{класс}}$	Эффективн., %
	$\alpha_{\text{уст}}$	$C_{\text{М20}}$	$C_{\text{Г10}}$	$C_{\text{М16}}$	$K_{1*}$	$K_{2*}$	$X_{\text{min}}^*$		
1	0,5	0,6	0,503	4,16	2,375	-0,10	1,901	3,272	41,9
2	0,8	0,6	0,503	4,16	1,775	-0,075	2,156	2,884	25,2
3	0,5	0,75	0,503	4,16	2,350	-0,05	2,036	3,231	36,9
4	0,8	0,75	0,503	4,16	1,775	-0,075	2,174	2,718	20,0
5	0,9	0,9	0,503	4,16	2,350	-0,075	2,094	3,084	32,1
6	0,8	0,9	0,503	4,16	1,775	-0,100	1,887	2,451	23,0
7	0,5	0,6	0,572	4,16	2,375	-0,100	1,867	3,230	42,2
8	0,8	0,6	0,572	4,16	1,775	-0,075	2,118	2,842	25,5
9	0,5	0,75	0,572	4,16	2,350	-0,050	2,007	3,196	37,2
10	0,8	0,75	0,572	4,16	1,775	-0,075	2,030	2,684	24,4
11	0,5	0,9	0,572	4,16	2,350	-0,075	2,070	3,055	32,2
12	0,8	0,9	0,572	4,16	1,775	-0,100	1,864	2,424	23,1
13	0,5	0,6	0,648	4,16	2,375	-0,100	1,818	3,170	42,6
14	0,8	0,6	0,644	4,16	1,775	-0,075	2,059	2,782	26,0
15	0,5	0,75	0,646	4,16	2,350	-0,050	1,169	3,149	62,9
16	0,8	0,75	0,646	4,16	1,775	-0,075	1,984	2,635	24,7
17	0,5	0,9	0,646	4,16	2,350	-0,075	2,040	3,015	32,3
18	0,8	0,9	0,646	4,16	1,775	-0,100	1,828	2,385	23,3

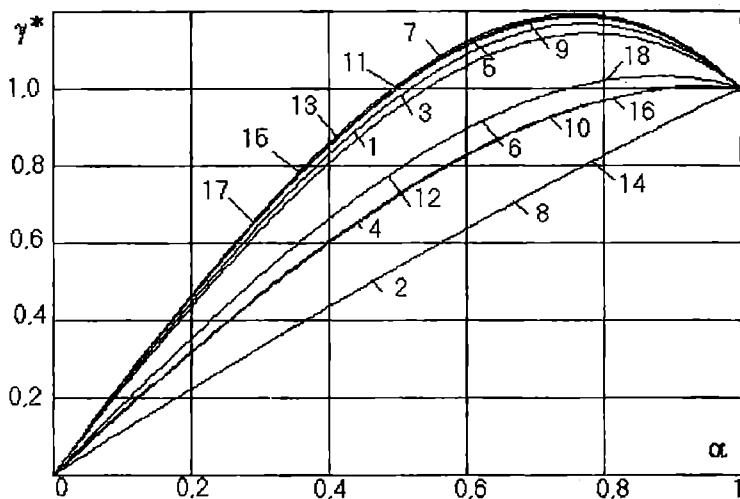


Рис. 2. Оптимальные (по  $X_{\min}$ ) законы управления ГЭД

Результаты анализа эффективности перехода к управлению по оптимальным законам приведены в последней графе табл. 2. Как видно из таблицы, с переходом к оптимальному управлению выбег судна существенно уменьшается. В среднем он сокращается на 31,9 %. Это достаточно высокая степень эффективности. Анализ результатов показывает, что эффективность оптимизации в наибольшей степени зависит от интенсивности выполнения маневра. В частности, при переключке ПУ в положение, соответствующее среднему ходу ( $\alpha = 0,5$ ) она в среднем составляет 40 %, с переходом же к большей интенсивности ( $\alpha = 0,8$ ) эффективность снижается до 23,9 %.

Изменим целевую функцию – попытаемся найти так называемое "экономичное" оптимальное управление ГЭД

$$J_{GA} = m_G G + m_A A_{ЭМ},$$

где  $m_G$  и  $m_A$  – весовые вклады соответствующих показателей качества в целевую функцию.

Пусть весовые вклады  $m_G$  и  $m_A$  равны по 0,5. Оптимизационные расчеты для целевой функции  $J_{GA}(K)$  с принятыми весовыми вкладами дали результаты, приведенные в табл. 3 и на рис. 3.

Таблица 3. Сочетания значимых параметров и оптимальные (по критерию  $J_{\text{длин}}$ ) решения

Номер кривой	Значения значимых параметров					Оптимальные решения				Показатель $W_{\text{класс}}$	Эффективн. %
	$\alpha_{\text{уст}}$	$C_{\text{Г7}}$	$C_{\text{М20}}$	$C_{\text{М16}}$	$N_x$	$K_{1*}$	$K_{2*}$	$W_{\text{min}}$	$W_{\text{класс}}$		
1	0,5	1,68	0,6	4,16	0,13	2,356	-0,094	7,678	16,290	71,3	
2	0,8	1,68	0,6	4,16	0,13	1,756	-0,090	14,0	18,888	25,9	
3	0,5	1,72	0,6	4,16	0,13	2,386	-0,100	7,488	16,162	53,7	
4	0,8	1,72	0,6	4,16	0,13	1,775	-0,075	13,767	17,737	22,4	
5	0,5	1,76	0,6	4,16	0,13	2,419	-0,087	7,273	15,484	53,0	
6	0,8	1,76	0,6	4,16	0,13	1,850	-0,100	13,316	17,472	23,8	
7	0,5	1,68	0,75	4,16	0,13	2,344	-0,094	7,05	15,170	53,5	
8	0,8	1,68	0,75	4,16	0,13	1,750	-0,100	13,127	16,803	21,9	
9	0,5	1,72	0,75	4,16	0,13	2,369	-0,100	6,932	15,100	54,1	
10	0,8	1,72	0,75	4,16	0,13	1,642	0,224	12,907	16,612	22,3	
11	0,5	1,76	0,75	4,16	0,13	2,40	-0,100	6,780	14,446	53,1	
12	0,8	1,76	0,75	4,16	0,13	1,808	-0,074	12,523	16,514	24,2	
13	0,5	1,68	0,9	4,16	0,13	2,395	-0,075	6,294	13,793	54,4	
14	0,8	1,68	0,9	4,16	0,13	1,714	-0,027	11,801	15,408	23,4	
15	0,8	1,72	0,9	4,16	0,13	2,350	-0,075	6,186	17,733	65,1	
16	0,8	1,72	0,9	4,16	0,13	1,775	-0,100	11,112	15,359	27,6	
17	0,5	1,76	0,9	4,16	0,13	2,375	-0,05	6,072	13,647	55,5	
18	0,8	1,76	0,9	4,16	0,13	1,825	-0,100	11,438	15,219	24,8	



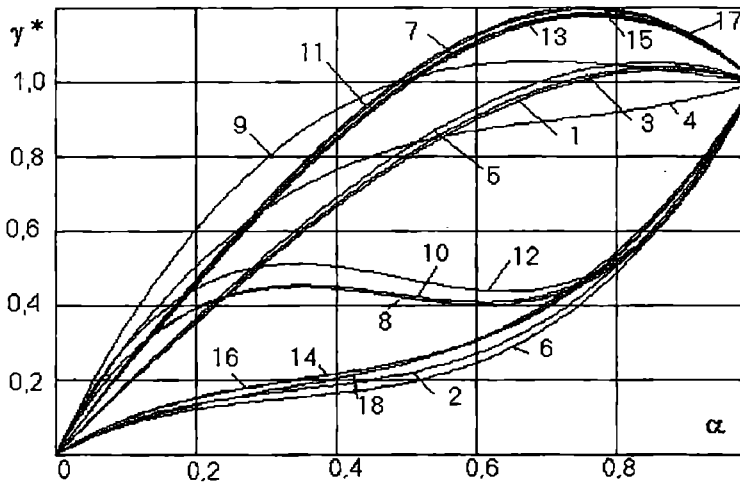


Рис. 3. Оптимальные по  $J_{GAmin}$  законы управления

Сравнение результатов расчета реверса ГЭД электрохода с управлением по "классическому" и оптимальным законам показало следующее. С переходом к оптимальному управлению ГЭД затраты топлива на выполнение маневра и потери мощности в гребных электродвигателях резко падают. Принятый критерий оптимальности  $J_{GA}$  в среднем улучшается на 40,6 %. И здесь также основное влияние на оптимальное решение оказывает интенсивность выполнения маневра. При "ненапряженном" реверсе ( $\alpha = 0,5$ )  $J_{GA}$  снижается в среднем на 57,1 %, при  $\alpha = 0,8$  – на 24 %..

Таким образом, проведенные исследования и полученные результаты наглядно подтверждают целесообразность проведения оптимизационных расчетов в процессе проектирования СЭУ электроходов и при назначении наилучших законов управления ГЭУ. Эффективность оптимизации велика. Использование полученных результатов будет способствовать существенному повышению маневренных качеств судов с электродвижением.

ЛИТЕРАТУРА

1. Булгаков А.А. Частотное управление асинхронными электродвигателями. - М.: Наука, 1966. - 282 с.
2. Горбунов Б.А., Савин А.С., Сержантов В.В. Современные и перспективные гребные электрические установки судов. - Л.: Судостроение, 1979. - 180 с.
3. Яровенко В.А. Математическая модель переходных режимов работы силовых установок электроходов // Зб. наук. пр. УДМГУ. - Миколаїв: УДМГУ. - 1999. - № 4 (364). - С. 44-54.
4. Яровенко В.А. Методы поиска оптимальных решений при проектировании энергетических установок электроходов // Зб. наук. пр. УДМГУ. - Миколаїв: УДМГУ. - 2000. - № 1 (367). - С. 29-36.
5. Яровенко В.А. Влияние параметров пропульсивных комплексов на показатели качества работы силовых установок электроходов на маневрах // Зб. наук. пр. УДМГУ. - Миколаїв: УДМГУ. - 1999. - № 3 (363). - С. 79-87.
6. Яровенко В.А. Расчет и оптимизация переходных режимов пропульсивных комплексов электроходов. - Одесса: Маяк, 1999. - 188 с.

УДК 621.555.6(088.8)

## КОМБИНИРОВАННАЯ АВТОМАТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУХА В КОНДИЦИОНЕРЕ

В. В. Вычужанин

В технике кондиционирования воздуха традиционно используются общепромышленные регуляторы, реализующие типовые законы управления. При проектировании таких автоматических систем регулирования (АСР) не всегда учитывают динамические свойства объекта, что снижает показатели качества регулирования.

В целях разработки АСР энтальпии воздуха, учитывающей статические, динамические свойства оборудования судового кондиционера [1] необходимо обосновать выбор закона управления. Для этого определим спектральную плотность ошибки регулирования при использовании П, ПИ и ПД-регуляторов.

$$S_{I_n}(\omega) = \frac{2T_i D_i b_i}{|a_0(j\omega)^2 + a_1(j\omega) + a_2|^2}, \quad (1)$$

где  $a_0 = \frac{T_o T_i}{k_o}$ ;  $a_1 = \frac{T_o}{k_o} + \frac{T_i}{k_o} + k_p T_i$ ;

$$a_2 = \frac{1}{k_o} + k_p; \quad b_1 = 1.$$

$$S_{I_{nn}}(\omega) = \frac{2T_i D_i b_1}{|a_0(j\omega)^3 + a_1(j\omega)^2 + a_2(j\omega) + a_3|^2}, \quad (2)$$

где  $a_0 = \frac{T_o T_i T_u}{k_o}$ ;  $a_1 = \frac{T_o T_u}{k_o} + \frac{T_i T_u}{k_o} + k_p T_i T_u$ ;

$$a_2 = T_i k_p + T_u k_p + \frac{T_u}{T_o}; \quad a_3 = k_p; b_1 = T_u^2.$$

$$S_{I_{\text{нн}}}(\omega) = \frac{2T_i D_i b_1}{|a_0(j\omega)^2 + a_1(j\omega) + a_2|^2}, \quad (3)$$

где  $a_0 = \frac{T_0 T_i}{k_0} + T_i T_d$ ;  $a_1 = \frac{T_0}{k_0} + \frac{T_i}{k_0} + T_d + k_p T_i$ ;

$$a_2 = \frac{1}{k_0} + k_p; \quad b_1 = 1.$$

В формулах (1)-(3):

$T_i$  – среднее значение интервала времени, в течении которого энтальпия воздуха постоянная ( $T_i=8100\text{с}$ );

$D_i$  – дисперсия энтальпии воздуха ( $D_i=1,53 \text{ кДж}^2\text{с}^2/\text{кг}^2$ );

$k_0, T_0$  – коэффициент усиления и постоянная времени объекта, определённые в [1];

$k_p, T_u, T_d$  – соответственно коэффициент усиления регулятора, постоянные времени интегрирующей и дифференцирующей составляющих, определяются по [2].

Среднеквадратичная ошибка регулирования при известной спектральной плотности ошибки (1)-(3) обычно определяется

$$X = \frac{1}{2} \int_{-\infty}^{\infty} S_I(\omega) d\omega.$$

Результаты вычислений среднеквадратичной ошибки показали, что для ПИ-регулятора она равна  $5,309 \cdot 10^{-3}$  кДж/кг, для П-регулятора –  $392,950 \cdot 10^{-3}$  кДж/кг. Учитывая наличие колебаний управляемых параметров, при введении интегрирующей составляющей в закон регулирования, ухудшение динамических свойств из-за возможной потери устойчивости, применение ПИ-регулятора не желательно. Введение производной в закон регулирования несущественно улучшает качественные показатели, но усложняет схему регулирования. Наиболее целесообразно использовать для стабилизации энтальпии воздуха на выходе теплообменного аппарата систему с П-законом управления. Исследования такой одноконтурной АСР показали, что с увеличением коэффициента усиления регулятора  $k_p$  уменьшается величина максимального динамического отклонения, статическая ошибка. Моделированием найдена оптимальная величина коэффициента  $k_p=98,9$ . Управляющее воздействие, приложенное к исполнительному механизму, определяется

$$U_1 = -k_p \Delta I, \quad (4)$$

где  $\Delta I$  –разница между требуемой и истинной энтальпией воздуха на выходе теплообменника.

При проведении экспериментальных исследований установлено, что в одноконтурной АСР при увеличении энтальпии воздуха на входе в теплообменный аппарат на 100% максимальное динамическое отклонение энтальпии на его выходе составляет 17,1 кДж/кг. Статическая ошибка регулирования в установившемся режиме равна 7,6 кДж/кг. Таким образом, при значительных отклонениях энтальпии воздуха на входе в теплообменник, показатели качества АСР с П-законом управления неудовлетворительны.

Для улучшения качественных показателей одноконтурной АСР с П-законом управления необходимо компенсировать влияние изменения энтальпии воздуха на входе в теплообменник.

Функционал минимизирующий разность между возмущающим сигналом и управляющим воздействием можно записать

$$F = \frac{1}{2}(U_2 - k_0 I_1)^2, \quad (5)$$

где  $I_1$  –изменение энтальпии воздуха на входе в теплообменный аппарат;

$U_2$  –управляющее воздействие, приложенное к исполнительному механизму, для компенсации возмущения.

Для непрерывных функций, имеющих первую производную, скорость изменения (5) в соответствии с положениями [3] и с учётом нестационарности вызванной изменением  $x$  во времени

$$\frac{dF}{dt} = \text{grad}F \cdot \dot{x} + \frac{\partial F}{\partial t}. \quad (6)$$

После подстановки (5) в (6) и некоторых преобразований

$$\frac{\partial F}{\partial t} = (U_2 - k_0 I_1) \dot{U}_2 - (U_2 - k_0 I_1) \dot{x} k_0. \quad (7)$$

Из (7) определяющее дифференциальное уравнение

$$\dot{U}_2 = -\rho(U_2 - k_0 I), \quad (8)$$

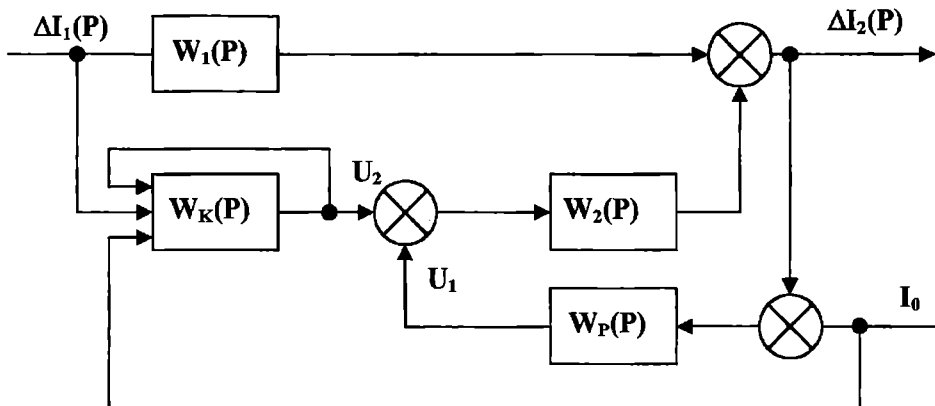
где  $\rho$  -достаточно большое положительное число

Или

$$\dot{U}_2 = -\rho(U_2 - k_0 I_1 - I_0), \quad (9)$$

где  $I_0$  –требуемая энтальпия воздуха на выходе теплообменного аппарата.

Структурная схема комбинированной АСР, предусматривающей компенсацию влияния изменения энтальпии воздуха перед теплообменником, на энтальпию воздуха на его выходе построена в соответствии с (4), (9) и представлена на рис.1.



*Рис. 1. Структурная схема комбинированной АСР*

На рис. 2 приведена блок-схема комбинированной АСР, реализующая структурную схему рис.1.

В результате исследований комбинированной АСР энтальпии воздуха на выходе воздухонагревателя определена оптимальная величина настроечного параметра  $\rho=12,51$  (рис.3). Установлено, что при увеличении энтальпии воздуха на входе в теплообменный аппарат на 100% максимальное динамическое отклонение равно 13,0 кДж/кг, что в 1,31 раза меньше, чем в одноконтурной АСР. Статическая ошибка регулирования в установившемся режиме равна нулю.

Результаты исследований одноконтурной АСР с П-законом управления без компенсации возмущения, комбинированной АСР с компенсацией возмущения приведены на рис.4.

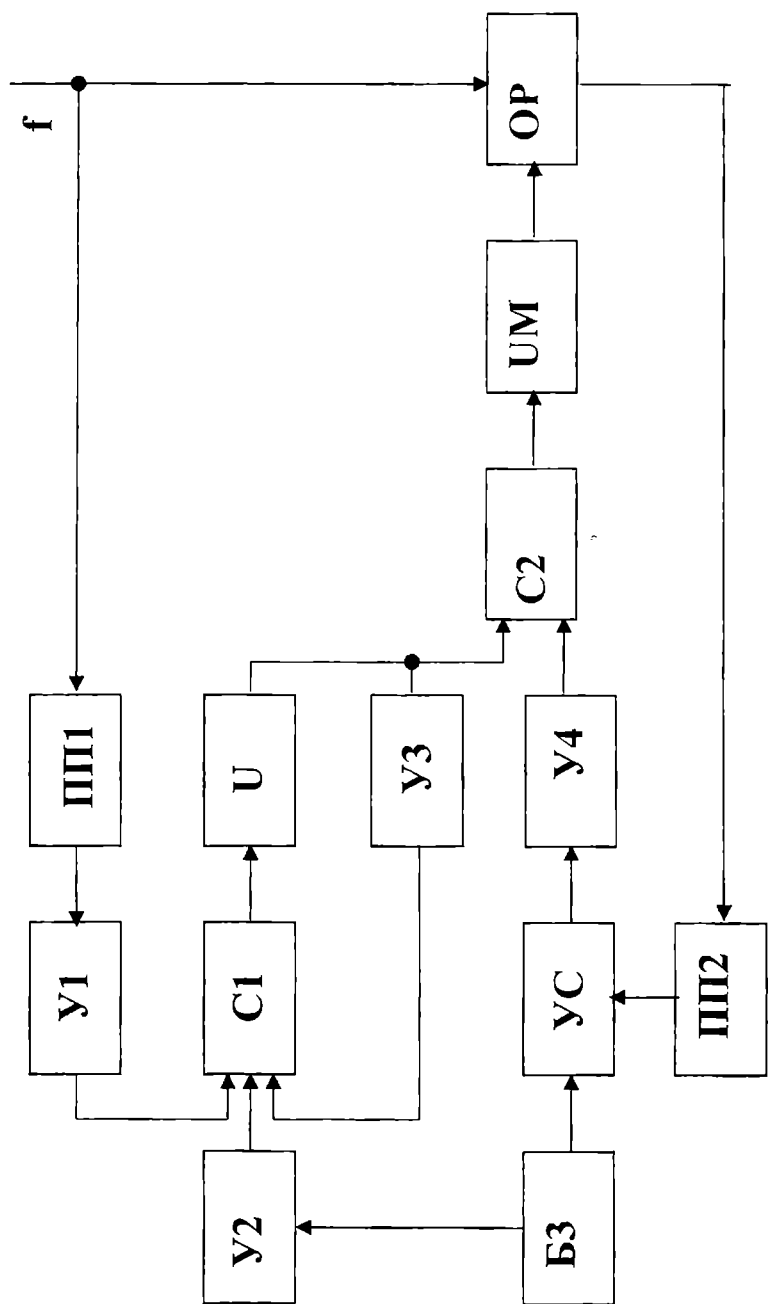


Рис.2. Блок-схема комбинированной АСР (ПП1, ПП2 – преобразователи параметров; У1, У2, У3, У4 – усилители; С1, С2 – сумматоры; И – интегратор; БЗ – блок задания; УС – устройство сравнения; ИМ – исполнительный механизм; ОР – объект регулирования)

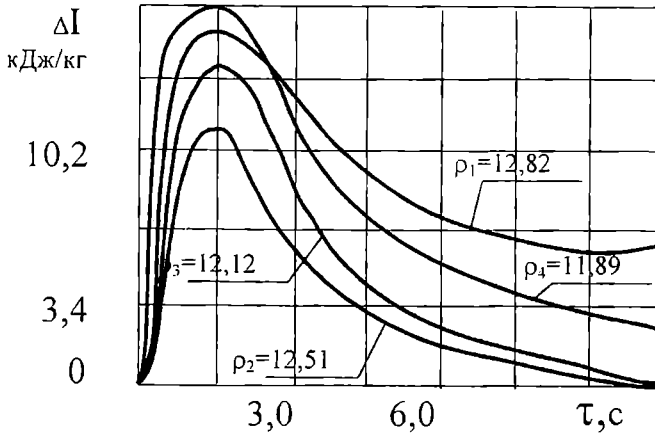


Рис. 3. Переходный процесс в комбинированной АСР при изменениях  $\rho$  ( $\rho_1 > \rho_2 > \rho_3 > \rho_4$ )

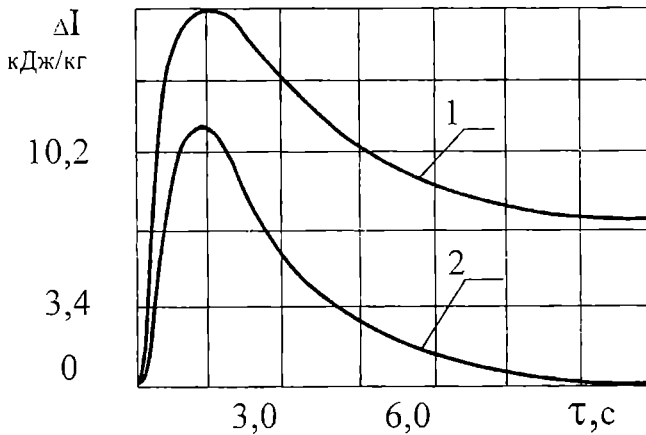


Рис. 4. Переходный процесс: 1 – в одноконтурной АСР; 2 – в комбинированной АСР

В целом предлагаемая комбинированная АСР обладает устойчивостью, отличается высоким качеством регулирования в широком диапазоне изменения нагрузки и может быть использована для управления любыми параметрами воздуха в кондиционере. Система обладает простотой изготовления и настройки. Устройство для компенсации возмущения и П-регулятора по отклонению конструктивно могут быть объединены в одном приборе.



**ЛИТЕРАТУРА**

1. Вычужанин В.В., Медзеновский В. Б. Исследование характеристик судового центрального кондиционера // Холодильная техника.—1984.— № 3.— С. 28-31.
2. Копелович А.П. Инженерные методы расчёта при выборе автоматических регуляторов.— М.: Металлургиздат, 1960.— 180 с.
3. Куликовский Р. Оптимальные и адаптивные процессы в системах автоматического регулирования.— М.: Наука, 1967.— 380 с.

УДК 656.61.052.4(075.8)

**К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ОБРАТНОЙ УГЛОВОЙ ЗАСЕЧКОЙ  
МЕСТА ПРОМЕРА****В.В.Бурячок, Г.М.Андреевская**

Навигационная задача [4] определения места движущегося судна по трем видимым одновременно и нанесенным на карту ориентирам актуальна и в смежных областях: промеры глубин, в том числе при дноуглублении [3]; геодезические съемки местности (задача Потенота) [2]. Решение задачи позволяет по известным ориентирам  $O, B, E$  (рис.1) в связанной с ними вспомогательной системе координат  $XOY$  найти неизвестные координаты точки  $A$ , выполнив предварительно синхронный замер углов  $\alpha$  и  $\beta$  в море. Характеристики положения ориентиров, например, расстояния  $a, b$  и угол  $\gamma$ , снимают с карты.

Углы  $\alpha, \beta$  замеряют либо последовательными пеленгами на точки  $O, B, E$ , либо синхронно двумя секстантами. Второй способ предпочтительнее не только из-за гарантии синхронности, но и как свободный от ошибок, связанных с поправкой компаса [4]. Секстант (секстант в прежнем написании) изобретен Ньютоном четыре века назад, за это время конструкция и методика применения прибора достигли известного совершенства. Но для нанесения места  $A$  на карту нам известны только графические методы: протрактором (прибором из трех поворотных линеек, исходящих из одного центра), через кальку или проведением так называемых вмещающих окружностей [4]. Обширное «графическое наследие» прошлого тысячелетия, давшего аналитические решения основных штурманских и инженерных задач, объясняется слабостью старой вычислительной техники. Сейчас есть все возможности постепенной замены хоть и наглядной, но грубой графики компьютерным счетом.

Остановимся на тяготеющем к аналитике способе вмещающих окружностей. Они описаны вокруг треугольников  $ABE$  и  $ABO$ . Окружностей может быть не более двух, ибо через три точки можно провести не более одной, и точка  $A$  определяется единственным образом как точка пересечения окружностей. Вторую точку пересечения,  $B$ , легко исключить как заданную. Иногда встречается случай

$$\sin(\alpha + \beta - \gamma) = 0, \quad (1)$$

когда вмещающие окружности сливаются в одну, описанную вокруг четырехугольника АОВЕ. Это случай отсутствия решения: отсутствует точка пересечения окружностей. Следует выбирать ориентиры, не допускающие равенства (1) либо исключать из обработки точки, к нему приводящие.

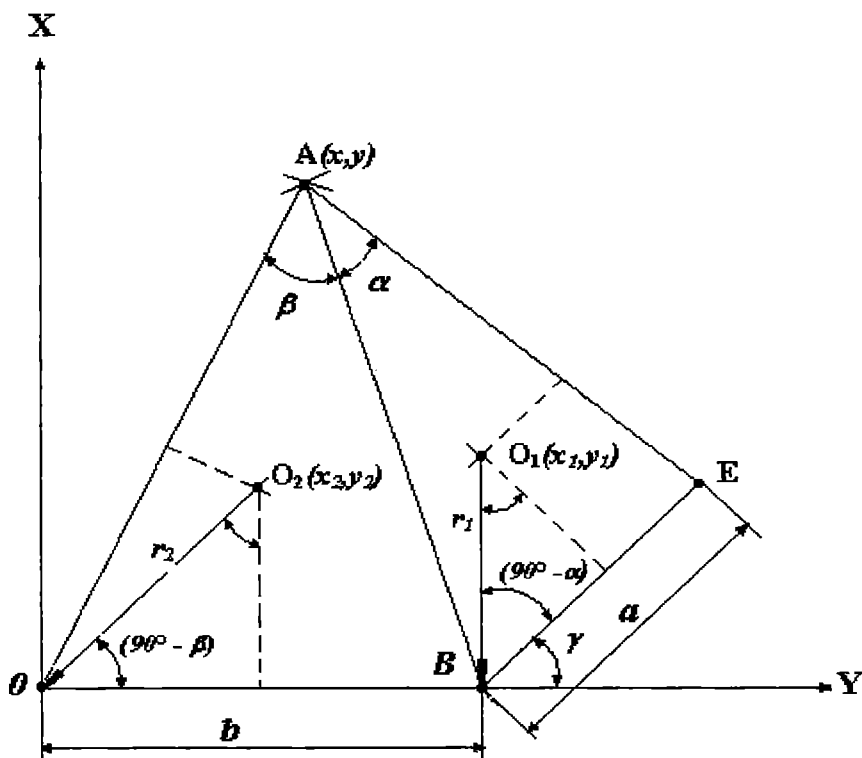


Рис.1. К определению координат точки А по ориентирам О, В, Е

Элементарная геометрия, в частности, свойства срединного перпендикуляра и вписанного в окружность угла, позволяет графически найти центры  $O_1$ ,  $O_2$  вмещающих окружностей и их радиусы  $r_1$ ,  $r_2$ . Легко получить и аналитическое решение, что даст возможность записать уравнения вмещающих окружностей

$$\begin{cases} (x - x_1)^2 + (y - y_1)^2 = r_1^2; \\ (x - x_2)^2 + (y - y_2)^2 = r_2^2, \end{cases} \quad (2)$$

где величины с индексами выражены через известные  $a, b, \alpha, \beta$  (рис.1).

Завершению аналитического решения, нахождению координат  $x, y$  точки  $A$  из системы (2) уравнений препятствует проблема выбора корней квадратного уравнения. Попытка исключить из системы одну из координат дает для другой уравнение четвертой степени с четырьмя корнями. Для исключенной координаты возможных значений будет восемь. В итоге можно получить до  $4 \times 8 = 32$  положений искомой точки  $A$  при полной потере наглядности решения. Приходится возвращаться к графическим построениям. Так, для районов постоянных промеров глубин, например, для каналов, строят планшеты с гониометрическими сетками – системой двух семейств пересекающихся окружностей. Эти семейства – группы изолиний  $\alpha = \text{const}$  и  $\beta = \text{const}$ . Точки пересечения окружностей есть точки промера, соответствующие углам  $\alpha, \beta$  обратной засечки. Каждая группа изолиний может быть построена по одному из уравнений системы (2) без ее решения. Построение дуги окружности по уравнению, а не с помощью циркуля, часто удобнее из-за больших значений радиусов  $r_1$  и  $r_2$ , встречающихся на значительных удалениях точки  $A$  от береговых ориентиров  $O, B, E$ . Кроме того, расчеты по формулам (2) позволяют уменьшить ошибки вблизи случая (1) отсутствия решения. Для этого достаточно увеличить число значащих цифр, удерживаемых в промежуточных результатах. И все же последнему решению присущи недостатки графического метода, в том числе необходимость интерполяции между дискретными точками ( $\alpha, \beta$ ) на планшете.

Полное аналитическое решение нам удалось получить, прибегнув к сложным геометрическим построениям и тригонометрическим преобразованиям. Решение единственно, но из-за громоздкости здесь не приводится, а поддается только расчету на компьютере. Нами разработана и подтверждена массовыми расчетами на двух учебных практиках по океанологии программа «Сагуаг Осеан». Она может быть применена в навигации, инженерной океанологии, геодезии. Нормы [2] рекомендуют сопрягать два смежных прямолинейных колена морского канала другой окружности (САД на рис.2).

Для обеспечения движения по ней судов, работы технического флота при устройстве канала и ремонтных черпаниях требуется подробная навигационная обстановка, преимущественно плавучая. Дополнительный инструментальный контроль прохождения участка САД трассы можно обеспечивать обратной засечкой. Для этого достаточно одной вмещающей окружности и двух ориентиров  $B, E$  на ней. Если из центра поворота  $O_2$  они видны под углом  $2\alpha$ , на секстане следует держать угол  $\alpha$ .

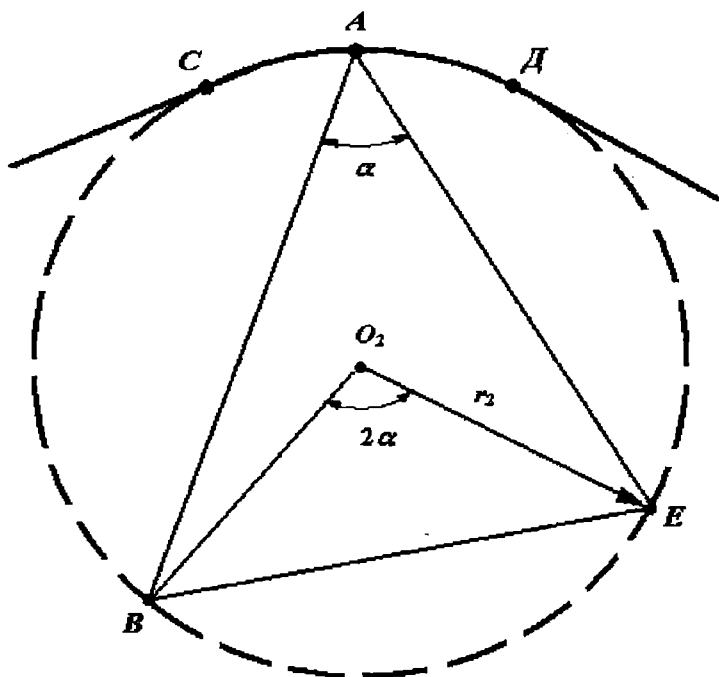


Рис. 2. Схема сопряжения колен канала

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Багратуни Г.В. и др. *Справочник геодезиста*. – М.: Недра, 1966. – 984 с.
2. РД 31.31.47-88. *Нормы проектирования морских каналов*. – М.: Стройиздат, 1988. – 52 с.
3. *Техническая инструкция по производству промерных работ на морских дноуглубительных объектах ММФ*. – М.: Рекламинформбюро ММФ, 1971. – 176 с.
4. Фатьянов Р.Н. и др. *Основы морского судовождения: Учебник для вузов*. – М.: Транспорт, 1985. – 344 с.

УДК 624.131.276:624.131.439.4

ДЕФОРМАТИВНЫЕ СВОЙСТВА И МЕХАНИЗМ  
УПЛОТНЕНИЯ СЫПУЧЕГО МАТЕРИАЛА В УСЛОВИЯХ  
ОДНОМЕРНОЙ ДЕФОРМАЦИИ

В.Т. Бугаев, С.В. Бугаева, В.В. Ковтун

**Физическая модель процесса.** Известно [1, 2], что изменение кинематического состояния любой сыпучей среды с сухим трением происходит за счет переупаковки и деформации зерен в структурных ячейках. Внутренние связи в рассматриваемой среде являются неидеальными и односторонними. Это накладывает определенные ограничения на условия существования сыпучей массы как материальной среды [3], однако наделенной индивидуальными физическими свойствами и структурно-механическими особенностями, которые проявляются главным образом в своеобразном механизме внутреннего взаимодействия и деформациях, зависящих от внешних условий нагружения и состояния контактных связей. Возможность относительного сближения, смещения и поворота частиц, даже при малых начальных плотностях и давлениях, приводит к тому, что нарушается линейная закономерность деформирования и кривая «нагрузка— деформация» (рис. 1) может существенно отличаться от диаграмм, типичных для упругодеформируемых тел.

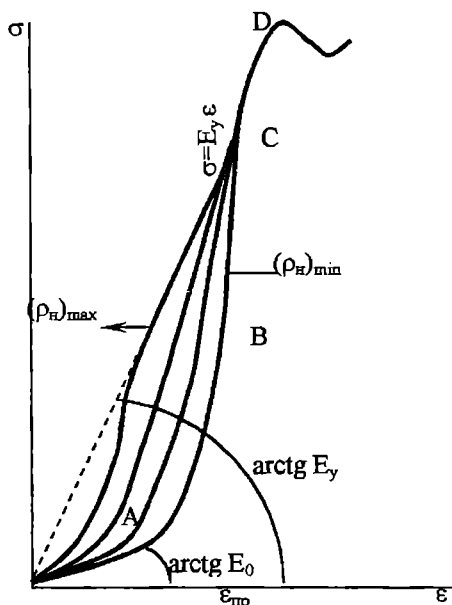


Рис. 1

Приведенные на рис. 1 кривые соответствуют различному начальному структурному состоянию образца и проявляют качественное сходство. Предельная величина предварительного смещения в контактах определяет начало развития необратимых относительных смещений локально и по всему объему образца, которые на участке  $AB$  характеризуются как структурные деформации [1, 2]. Точка  $B$  является верхним пределом структурных деформаций  $\varepsilon_{пр}$ . Она соответствует началу деформаций образца, как упругого тела. Далее следует, что при определенном значении  $\sigma/\varepsilon$  в точке  $C$  все кривые переходят в прямую  $\sigma = E_y \varepsilon$ , экстраполированную в начало координат, которая, как видно, имеет более крутой наклон, чем наклон кривых в точке  $O$ . На этой прямой точка  $A$  соответствует началу развития пластических деформаций в образце. Заметим, что если между точками  $O$  и  $A$ , с одной стороны, и точками  $C$  и  $D$  - с другой, кинематические состояния образца могут быть описаны линейными регрессионными уравнениями вида

$$\sigma = E_0 \varepsilon \quad \text{и} \quad \sigma = E_{уд} \varepsilon,$$

то в противоположность этому на участке  $ABC$  кинематическое состояние образца остается неопределенным и можно априори предполагать, что здесь между  $\sigma$  и  $\varepsilon$  существует не функциональная, а коррелятивная связь. Для записи такой зависимости, позволяющей учесть прямолинейные участки кривых и указанные выше качественные особенности протекания деформаций в образцах, предлагается следующее уравнение регрессии:

$$\varepsilon = \varepsilon_{\max} \left( \frac{\sigma}{E_y} \right)^n \left[ 1 - \exp(-\beta \sigma^{n+1}) \right] \quad (n = 0, 1), \quad (1)$$

где  $\varepsilon_{\max}$ ,  $E_y$  и  $\beta$  параметры, определяемые по результатам измерения на приборах одномерного или трехмерного сжатия.

Для большинства сыпучих материалов в настоящее время достаточно хорошо изучены их деформативные свойства. Были установлены лишь качественные соотношения между величинами деформаций различных видов, т. е. структурными, упругими и упруго-пластическими [1, 2]. Выполненное в этом направлении большинство исследований, как правило, проводилось с образцами в стабилometрах. При таких испытаниях временное сопротивление образца изменяется в зависимости от величины предварительного обжатия и в известной мере проявляется влияние размера, формы отдельных частичек и начальной плотности образцов. При испытании образцов в условиях фиксированного бокового давления, т. е. при одноосном сжатии и не возможности боковых деформаций, указанные и другие случайные факторы проявляются в меньшей мере.

Излагаемый ниже анализ процесса уплотнения основывается непосредственно на экспериментальных данных по компрессионному испытанию образцов мелкозернистого песка в одометре специальной конструкции авторов [4].

**Приборы и методика эксперимента.** В отличие от обычных одометров в приборе (рис. 2) обойма 5 выполнена из набора тонких металлических колец толщиной 0,5 мм, которые разделены между собой прокладками легко сжимаемой резины той же толщины. Вертикальные усилия в приборе передаются через штамп 3 с помощью винтового домкрата 1 на образец 4 и стенку цилиндрической обоймы 5, так что вертикальные деформации обоймы и образца равны между собой. Этим исключается трение частичек испытываемого материала о стенки прибора и достигается лучшее соответствие величин плотностей образца при одном и том же значении вертикального давления, чем в одометрах с жесткой обоймой.

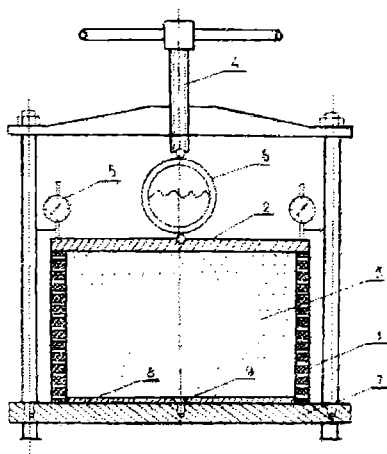


Рис. 2

Вертикальное перемещение штампа фиксируется с помощью четырех индикаторов часового типа 9, а усилие - посредством образцового динамометра 2. Опыты по компрессионному испытанию образцов проводились на приборе с внутренним диаметром обоймы 0,135 м, наружным - 0,16 м и высотой 0,2 м. В приборе обойма 5 устанавливается симметрично благодаря наличию тонкого диска 8, закрепленному винтом 7 к основанию 6.

Компрессионные испытания проводились с люберецким песком, средний диаметр частиц которого по данным гравиметрического анализа составил 0,37 мм, а коэффициент вариации размеров - 0,195. Вычисленное значение коэффициента формы, составляющее 1,49.



В опытах образцы песка подвергались нагружению в диапазоне от 0 до 0,25 МПа. Величина  $\frac{\Delta h}{h}$  относительной деформации образца  $\varepsilon$  и давление  $\sigma$ , определялись с учетом диаграммы (рис. 3), полученной в результате тарировки не заполненной песком обоймы. Нагрузка прикладывалась отдельными ступенями ( $P=0,01$  кН). Для каждой ступени нагружения определяли средние величины абсолютной и относительной деформации обоймы.

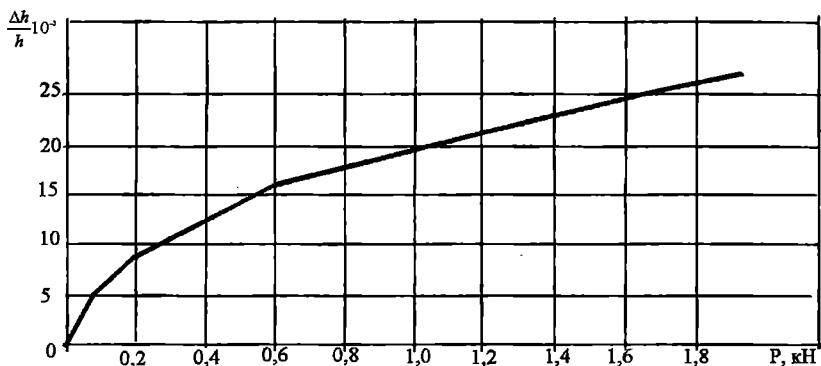


Рис. 3

**Результаты испытаний и математическая модель процесса уплотнения.** В соответствии с изложенной методикой компрессионных испытаний были получены средние значения  $\varepsilon_i$  и  $\sigma_i$ , из трех измерений для каждой ступени нагружения образцов.

На рис. 4 приведены опытные диаграммы для люберецкого песка в рыхлом (кривая 1) и плотном (кривая 2) состояниях.

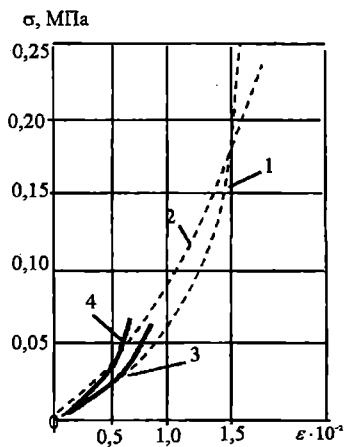


Рис. 4

Поскольку каждая кривая асимптотически приближается к некоторой прямой  $\varepsilon = \varepsilon_{np}$ , то для указанного выше интервала изменения уплотняющего давления в образцах происходят в основном структурные деформации. Искривление кривых свидетельствует о нелинейной зависимости между  $\sigma$  и  $\varepsilon$ .

Из сравнения кривых (рис. 4), полученных для рыхлых (кривые 1 и 3) и предварительно уплотненных (кривые 2 и 4) образцов песка, видно, что при одном и том же значении деформаций величина нагрузки не одинакова. Для рыхлого состояния образцов рост давлений с увеличением деформации будет всегда меньше.

Идентичные качественные особенности диаграмм  $\sigma(\varepsilon)$  и процесса уплотнения образцов использованы нами для теоретического обоснования выбора уравнений, описывающих эти диаграммы, и аналитических зависимостей плотности  $\rho$  и модуля деформации  $E$  от величины давления  $\sigma$ .

Примем во внимание предложенную выше физическую модель процесса уплотнения, согласно которой приращение давления  $d\sigma$  по мере накопления деформаций в слое вызывает убывание градиента  $d\varepsilon/d\sigma$ , что математически можно выразить уравнением

$$\frac{d\varepsilon}{d\sigma} = \beta(\rho_n)(\varepsilon_{np} - \varepsilon). \quad (2)$$

Здесь разность  $(\varepsilon_{np} - \varepsilon)$  отражает потенциальную способность сыпучего материала к деформированию за счет переупаковки зерен при нарастании сжимающего давления. Интегрируя уравнение (2) находим

$$\varepsilon(\sigma) = \frac{a}{\beta(\rho_n)} \{1 - \exp[-\beta(\rho_n)\sigma]\}, \quad \varepsilon_{np} = \frac{a}{\beta(\rho_n)}. \quad (3)$$

Полученная зависимость совпадает с уравнением регрессии (1), если принять  $n = 0$ .

Оценка предела структурных деформаций  $\varepsilon_{np}$  выполнялась методом наименьших квадратов. Подбор параметров  $\alpha$  и  $\beta$  производили, минимизируя погрешность отклонения теоретических значений относительных деформаций  $\varepsilon_i$ , по формуле (3), от экспериментальных значений  $\varepsilon_i$ :

$$\sum_{i=1}^n (\varepsilon_i - \varepsilon_i)^2 = \min.$$

В результате решения этой задачи на ПЭВМ были вычислены значения  $\alpha$  и  $\beta$ , по которым определялись величина предела структурных

деформаций  $\epsilon_{пр}$  (см. таблицу). Эмпирические значения  $\epsilon$  вычисляли по формуле (3), пользуясь данными таблицы.

Таблица. Данные для вычисления эмпирических значений  $\epsilon$

Начальное структурное состояние образцов	$\alpha, \frac{1}{МПа}$	$\beta, \frac{1}{МПа}$	$\epsilon_{пр} \cdot 10^{-2}$	$\alpha_0, МПа$	$\alpha_1, МПа$
Рыхлое	0,192	22,06	0,87	3,073	75,6
Плотное	0,0295	6,43	0,46	3,75	96,48

Результаты этих расчетов представлены на рис. 4 (сплошные линии 3 и 4). Сравнение экспериментальных данных с расчетными показывает, что формула (3) дает занижение значений  $\epsilon_{пр}$ , причем величина предела структурных деформаций зависит от начальной плотности  $\rho_n$  образцов. Параметр  $\beta$  отражает потенциальную способность сыпучего материала к уплотнению, поскольку его величина определенно увеличивается при уменьшении начальной плотности (см. таблицу). Аппроксимирующая кривая такой качественной зависимости показана на рис. 5.

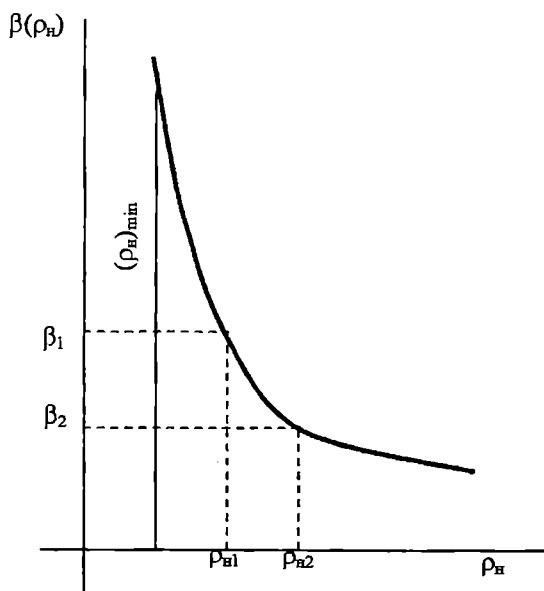


Рис. 5

Для указанных и других промежуточных структурных состояний образца в процессе его уплотнения происходит взаимная компенсация величин  $\beta$  и  $\rho_n$  так, что их произведение остается неизменным,

$\beta \cdot \rho_n = const$ . Поскольку в опытах наиболее доступно определение  $\beta_{max}$ , соответствующее  $\rho_{min}$ , то константа в правой части приведенного равенства конкретизируется величиной  $\beta_{max} \times \rho_{min}$ , и поэтому окончательно можем записать

$$\beta(\rho_n) = (\beta_{max} \rho_{min}) / \rho_n. \quad (4)$$

С учетом этой зависимости находим, что

$$\varepsilon_{np} = \frac{\alpha}{\beta_{min}} \frac{\rho_{max}}{\rho_{min}}; \rho_{np} = \frac{\beta_{max}}{\beta_{min}} \rho_{min}. \quad (5)$$

Минимальное значение  $\beta_{min}$  достигается при  $\rho_n = \rho_{max}$ , т. е. когда изменение плотности образца происходит за счет упругой деформации частиц.

**Зависимость плотности от давления.** Основанная на гипотетической зависимости (2) математическая модель процесса уплотнения сыпучего материала позволяет, используя известное соотношение между  $\rho$  и  $\varepsilon$  в виде  $\rho \cong \rho_n(1 + \varepsilon)$ , получить дифференциальное уравнение сжимаемости

$$\frac{d\rho}{d\sigma} = \beta(\rho_n)(\rho_{np} - \rho). \quad (6)$$

Для условий нагружения образца, когда его начальное структурное состояние ( $\sigma \cong 0$ ) характеризуется величиной плотности  $\rho = \rho_n$ , решением уравнения (6) при сделанных допущениях является выражение

$$\rho(\sigma) = \rho_{np} \left\{ 1 - \exp \left[ - \left( \ln \frac{\rho_{np}}{\rho_{np} - \rho_n} + \beta(\rho_n) \right) \sigma \right] \right\}. \quad (7)$$

Здесь  $\rho_n$  и  $\rho_{np}$  соответствуют предельным значениям коэффициента плотности укладки  $K$  сыпучего материала, т. е. величинам

$$K_n > K_{min} \text{ и } K_{np} < K_{max},$$

где  $K_{np} = K_n(1 + \varepsilon_{np})$ .

Из уравнения (7) следует, что плотность сыпучего материала с ростом давления  $\sigma$  растет, асимптотически приближаясь к некоторому экстраполированному по  $\varepsilon_{np}$  значению  $\rho_{np}$ . Это достигается несложным лабораторным экспериментом по определению  $\rho_n$ , замеру давлений  $\sigma_i$  и относительных деформаций  $\varepsilon_i$  или по формулам (5).

**Модуль деформации.** При обработке опытных данных корреляционным анализом было установлено, что между модулем относительной деформации  $\varepsilon$  и давлением  $\sigma$  существует регрессионная зависимость, которая была аппроксимирована линейным уравнением вида  $E = a_0 + a_1\sigma$ . Вычисленное значение коэффициента корреляции составляет 0,97.

Из рис. 6, где пунктирными 1 и 3 и сплошными линиями 2 и 4 показаны соответственно экспериментальные и коррелятивные зависимости  $E(\sigma)$  для рыхлого (1 и 2) и плотного (3 и 4) состояния образцов. Видно, что на величину модуля деформации оказывает влияние не только уровень напряженного состояния образца при нагружении, но и его начальная плотность. Это учитывается посредством параметров  $a_0$  и  $a_1$ , численные значения которых приведены в таблице.

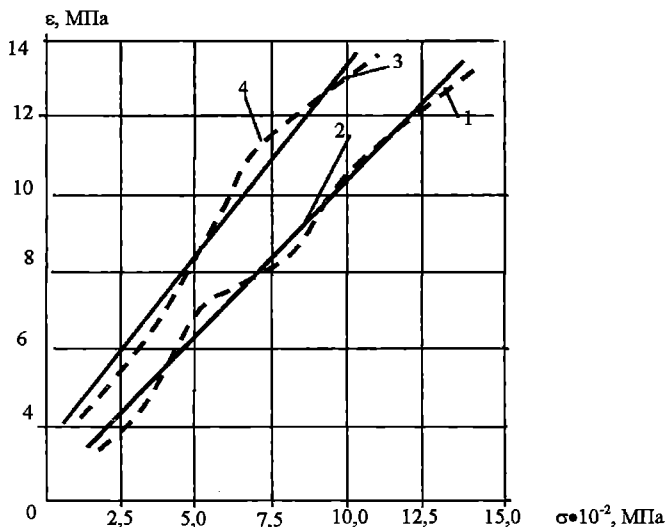


Рис. 6

В заключение отметим, что продолжение исследований деформируемости сыпучих материалов с более широким диапазоном изменения давления позволит оценить значения параметров уравнения (1), уточнить значения и область изменения модуля деформации в зависимости от начальной плотности, гранулометрии и влажности образца. Для этого потребуется увеличить число экспериментов с генетически разнородными сыпучими материалами и с заметно большим размахом вариационного ряда размера и формы частиц.

ЛИТЕРАТУРА

1. Клейн Г. К. *Строительная механика сыпучих тел.* — М.: Стройиздат, 1977.— 256 с.
2. Черкасов Н. Н. *Упругие и структурные деформации в песчаных грунтах.*— М.: Стройиздат, 1962.
3. Глушков В.Е., Науменко Н.В. *Принципы построения физических моделей зернистых сред / В кн.: Материалы II Всесоюзной конференции «Механика сыпучих материалов».* - Одесса, 1971.- С. 11-12.
4. Ковтун В.В., Бугаев В. Т. *Прибор для определения модуля деформации грунтов / В кн.: Сейсмостойкость гидротехнических и портовых сооружений Приморья.* - Владивосток, 1972. - Ч. 1. - С. 78-80.

## СОДЕРЖАНИЕ

Доктор технических наук, профессор Валентин Александрович Цымарный .....	3
---	---

### *Гидроаэродинамика и теория корабля*

<b>Воробьев Ю.Л.</b> ПОТЕНЦИАЛ СКОРОСТЕЙ ПУЛЬСИРУЮЩЕГО И ДВИЖУЩЕГОСЯ НА МЕЛКОВОДЬЕ ИСТОЧНИКА.....	6
<b>Косой М. Б.</b> ПРАКТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ШИРИНЫ ПОЛОСЫ ДВИЖЕНИЯ ЗАДАННОЙ ОБЕСПЕЧЕННОСТИ, ЗАНИМАЕМОЙ СУДНОМ В УСЛОВИЯХ ВЕТРА И ВОЛНЕНИЯ.....	20
<b>Дрига М.В.</b> ПЛОСКАЯ ЗАДАЧА ДИФРАКЦИИ ВОЛН НА ПРЯМОУГОЛЬНОМ ШПАНГОУТНОМ КОНТУРЕ.....	32
<b>Ефремова Н.В.</b> ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КАЧКИ МОДЕЛИ СПБУ НА РЕГУЛЯРНОМ И ИМПУЛЬСНОМ ВОЛНЕНИИ.....	50
<b>Воробьев Ю.Л., Давыдов И.Ф.</b> МОРЕХОДНОСТЬ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ ПАРОМОВ ОГРАНИЧЕННОГО РАЙОНА ПЛАВАНИЯ. ЧАСТЬ 1. ХОДКОСТЬ.....	58

### *Конструкция и проектирование судов*

<b>Егоров Г.В.</b> СУХОГРУЗНОЕ МНОГОЦЕЛЕВОЕ СУДНО СМЕШАННОГО РЕКА- МОРЕ ПЛАВАНИЯ ДЕДВЕЙТОМ 6970 ТОНН «ГЕЙДАР АЛИЕВ» С ВИНТО-РУЛЕВЫМИ КОЛОНКАМИ.....	72
<b>Ларкин Ю.М., Канифольский А.О.</b> ВЫБОР ФОРМЫ ОБВОДОВ КОРПУСА БЫСТРОХОДНЫХ ОДНОКОРПУСНЫХ ВОДОИЗМЕЩАЮЩИХ СУДОВ (БОВС).....	88
<b>Лобастов В. П., Бажан П. И.</b> ЕДИНЬЕ ДЛЯ ОТНК ПРАВИЛА КЛАССИФИКАЦИИ И ПОСТРОЙКИ СУДОВ СМЕШАННОГО (РЕКА-МОРЕ) ПЛАВАНИЯ.....	94
<b>Зайцев Вал.В., Зайцев Д.В., Лукашова В.В.,</b> ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПОДЪЕМНОГО КОМПЛЕКСА СУДНА НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ.....	102

### *Динамика, прочность, строительная механика*

<b>Гитерман Д. М.</b> АЛГОРИТМ ПОСТРОЕНИЯ ОПОРНОЙ КОНСТРУКЦИИ, ОПТИ- МАЛЬНО УСИЛИВАЮЩЕЙ СЖАТЫЙ СТЕРЖЕНЬ.....	111
<b>Стасюк С.В. Нильва А.Е.</b> ОСОБЕННОСТИ РАСЧЕТА ОБЩЕЙ ПРОЧНОСТИ СУДНА, СИДЯЩЕГО НА МЕЛИ.....	121
<b>Шумлянский И.Ф.</b> ОБ ОДНОЙ КРАЕВОЙ ЗАДАЧЕ.....	128

<b>Бурименко Ю.И., Фомичев М.Я., Шапарец Т.Л.</b> ПРЕДПРОЕКТНЫЙ АНАЛИЗ ДИНАМИКИ СИСТЕМЫ УПРАВЛЯЕМЫХ ОБЪЕКТОВ С УПРУГОЙ СВЯЗЬЮ.....	135
<b>Лукаш Э.П., Патолога М.И.</b> ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ МОДЕРНИЗАЦИИ ВИБРИРУЮЩИХ КОНСТРУКЦИЙ.....	144
<b>Лукаш Е.П., Патолога М.И.</b> ОПТИМАЛЬНЕ УПРАВЛІННЯ ПАРАМЕТРАМИ СУДНОВИХ КОНСТРУКЦІЙ ІЗ ВИПАДКОВИМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ.....	148

### *Управление проектами*

<b>Шахов А.В.</b> ОЦЕНКА КОНСТРУКТИВНОГО И ТЕХНИЧЕСКОГО СОВЕР- ШЕНСТВА РЕМОНТОПРИГОДНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ.....	154
<b>Руденко С. В., Егоров А. Ю., Гогунский В.Д.</b> КОНЦЕПТУАЛЬНЫЕ ПРИНЦИПЫ УПРАВЛЕНИЯ ПРОЕКТАМИ С УЧЕТОМ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ОГРАНИЧЕНИЙ.....	167

### *Совершенствование работы флота и портов*

<b>Шибает А.Г.</b> ФОРМАЛИЗАЦИЯ ПРОЦЕССА СОГЛАСОВАНИЯ РЕШЕНИЙ В СИСТЕМЕ УПРАВЛЕНИЯ МОРСКОЙ СУДОХОДНОЙ КОМПАНИЕЙ..	176
<b>Малаксиано А.А.</b> МОДЕЛЬ ЗАГРУЗКИ ПОРТА.....	183
<b>Смрковская В.Ю.</b> ОРГАНИЗАЦИЯ ВЗАИМОСВЯЗЕЙ «ГРУЗОВЛАДЕЛЕЦ–ПОСРЕД- НИК–ПЕРЕВОЗЧИК».....	189

### *СЭУ, электродвижение и кондиционирование*

<b>Вассерман А. А., Шутенко М. А.</b> СПОСОБ ПОВЫШЕНИЯ ЭКОНОМИЧНОСТИ ГАЗОТУРБИННЫХ УСТАНОВОК.....	199
<b>Яровенко В.А.</b> ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ОПТИМИЗАЦИОННЫХ РАСЧЕТОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ГЭУ ЭЛЕКТРОХОДОВ.....	207
<b>Вычужанин В.В.</b> КОМБИНИРОВАННАЯ АВТОМАТИЧЕСКАЯ СИСТЕМА РЕГУЛИ- РОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ВОЗДУХА В КОНДИЦИОНЕРЕ.....	222

### *Гидротехническое строительство*

<b>Бурячок В.В., Андреевская Г.М.</b> К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ОБРАТНОЙ УГЛОВОЙ ЗАСЕЧКОЙ МЕСТА ПРОМЕРА.....	229
<b>Бугаев В.Т., Бугаева С.В., Ковтун В.В.</b> ДЕФОРМАТИВНЫЕ СВОЙСТВА И МЕХАНИЗМ УПЛОТНЕНИЯ СЫПУЧЕГО МАТЕРИАЛА В УСЛОВИЯХ ОДНОМЕРНОЙ ДЕФОРМАЦИИ .....	233



*Наукове видання*

**ВІСНИК**  
**ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО**  
**МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

**Збірник наукових праць**

*Українською, російською  
та англійською мовами*

**Випуск 14**

*Свідоцтво про державну реєстрацію:  
серія КВ № 278  
від 25.07.1997 р.*

Комп'ютерна верстка та розробка  
оригінал-макету збірника - *Мусієчко Т.Г.*

---

Підписано до друку з оригінал-макету 20.12.04.  
Формат 70×108/16. Папір офсетний. Ум.друк.арк. 15,3.  
Замовлення № 1026. Тираж 100.

**Адреса редакційної колегії та видавництва ОНМУ:  
65029, Одеса, вул. Мечникова, 34, тел. 728-31-14.**