

# ВІСНИК

ОДЕСЬКОГО  
НАЦІОНАЛЬНОГО  
МОРСЬКОГО  
УНІВЕРСИТЕТУ

7

Міністерство освіти і науки України



***ВІСНИК***

**ОДЕСЬКОГО ДЕРЖАВНОГО  
МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

*Вихід у світ цього збірника профінансовано  
Морським Інженерним Бюро (МІБ).*

*Генеральний директор МІБ  
канд. техн. наук, член-кореспондент  
Транспортної Академії України*

*Г. В. Єгоров*

**7`2001**

ББК 39.42-011я43

В635

УДК 629.12.002(082)

Головний 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 екон. наук, проф. *Воевудський Є.М.*, 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. *Загоруйко В.О.*, 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, доц. *Лапкіна І.О.*, д-р техн. наук, проф. *Макаренко Д.В.*, д-р екон. наук, проф. *Махуренко Г.С.*, д-р екон. наук, доц. *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 seaports, actual problems of merchant marine maintenance under existing economical condition.

*Друкується за ухвалою Вченої ради  
Одеського державного морського університету  
від 30 травня 2001 р. (протокол № 8)*

© Одеський державний  
морський університет, 2001

ISBN 966 7716-02-03

# ГИДРОМЕХАНИКА И ТЕОРИЯ КОРАБЛЯ

УДК 018.2;193.21

## ОБ АКУСТИЧЕСКИХ ВОЛНАХ, ПОРОЖДАЕМЫХ В АТМОСФЕРЕ КОЛЕБАНИЯМИ ВИБРАТОРА

В.Г.Сизов

Изучение волновых движений жидкости, вызванных движением или колебанием твердого тела вблизи ее свободной поверхности, для потенциала скоростей  $\varphi$  приводит к дифференциальной системе, состоящей из уравнения Лапласа, условию на свободной поверхности вида

$$\frac{\partial \varphi}{\partial z} - k\varphi = 0$$

и соответствующему условию на поверхности тела.

Для всех таких задач параметр  $k$  оказывается отрицательным или комплексным с отрицательной вещественной частью, что характеризует в некотором смысле неустойчивость системы. Впервые решение такой системы было выполнено Мичеллом в его знаменитой работе [1], который задолго до работ Г.Вейля применил метод обобщенного преобразования Фурье и потому, по предложению М.Г.Крейна, частный вид преобразования, примененный Мичеллом, назван преобразованием Фурье-Мичелла. В настоящей статье рассматривается более сложная задача, к которой применен тот же метод решения.

Рассмотрим плоскую задачу о распространении звуковых волн, порождаемых пульсацией вибратора в атмосфере, которую будем принимать за идеальный газ, находящийся в равновесии при постоянной температуре (рис. 1)

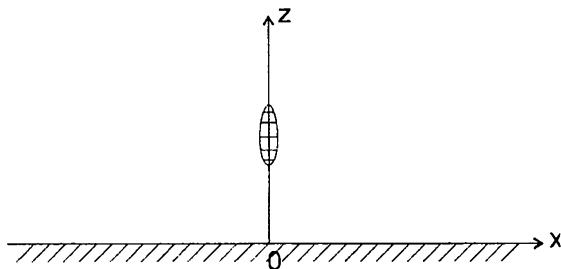


Рис. 1

Пусть скорость поверхности вибратора изменяется по закону

$$V_x(z) = \operatorname{Re} \left[ f(z) e^{j\omega t} \right]. \quad (1)$$

В силу малости колебаний вибратора, скорости частиц в звуковой волне будут также малы и, пренебрегая малыми второго порядка, в обычных обозначениях уравнение Эйлера можно записать

$$\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} = -\frac{1}{\rho_0} \operatorname{grad} p - \vec{g}. \quad (2)$$

Уравнение непрерывности

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho_0 \operatorname{div} \vec{V} = 0. \quad (3)$$

Введем в рассмотрение потенциал плотности потока  $\varphi$

$$\rho_0 \vec{V} = \operatorname{grad} \varphi, \quad (4)$$

тогда уравнение Эйлера запишется в виде

$$\frac{\partial \varphi}{\partial t} + \rho + gZ = 0, \quad (5)$$

где обозначено  $Z = \int_0^z \rho_0(\zeta) d\zeta$ .

Уравнения (3) и (5) содержат три неизвестные функции  $\varphi$ ,  $\rho$  и  $p$ . Для исключения одной из них воспользуемся тем, что распространение звуковой волны в идеальном газе является адиабатическим процессом. Вследствие этого имеет место соотношение

$$\left( \frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_s = c^2, \quad (6)$$

где  $c$  - скорость распространения звука, а индекс  $s$  обозначает, что производная берется при постоянной энтропии.

Из (5) имеем  $\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = -\frac{\partial p}{\partial t}$

причем с учетом (6) найдем:  $\frac{\partial p}{\partial t} = c^2 \frac{\partial \rho}{\partial t}$ .

Из (3) и (4) получим

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -\rho_0 \operatorname{div} \left( \frac{1}{\rho_0} \operatorname{grad} \varphi \right) = -\Delta \varphi - \rho_0 \frac{\partial \left( \frac{1}{\rho_0} \right)}{\partial z} \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial z}.$$

Далее имеем  $\frac{\partial \rho_0}{\partial z} = \left( \frac{\partial \rho_0}{\partial p} \right)_T \cdot \frac{\partial p}{\partial z} = -\frac{\gamma}{c^2} \rho_0 g,$

причем здесь использована известная связь между адиабатической и изотермической сжимаемостью

$$\left( \frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_S = \gamma \left( \frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_T,$$

где  $\gamma = \frac{C_P}{C_V}$  - есть отношение теплоемкостей при постоянном давлении и при постоянном объеме. Поэтому получим

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} = -\Delta \varphi - \frac{\gamma}{c^2} g \frac{\partial \varphi}{\partial z},$$

откуда  $\frac{\partial p}{\partial t} = -c^2 \Delta \varphi - \gamma g \frac{\partial \varphi}{\partial z}$

Таким образом, уравнение для  $\varphi$  будет

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = c^2 \Delta \varphi + \gamma g \frac{\partial \varphi}{\partial z}. \quad (7)$$

Вводя новую функцию  $\psi$  по выражению

$$\psi = e^{kz} \cdot \varphi, \quad (8)$$

где  $k = \frac{\gamma g}{2c^2}. \quad (9)$

Из (7) получим следующее уравнение для  $\psi$ :

$$\Delta \psi - k^2 \psi = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \psi}{\partial t^2}. \quad (10)$$

Так как при  $z = 0$  атмосфера ограничена твердой стенкой (поверхность Земли), то для  $\varphi$  имеем граничное условие

$$\left. \frac{\partial \varphi}{\partial z} \right|_{z=0} = 0, \quad (11)$$

что для функции  $\psi$  дает условие

$$\left. \frac{\partial \psi}{\partial z} - k\psi \right|_{z=0} = 0. \quad (12)$$

Граничное условие на поверхности вибратора запишется в виде

$$\left. \frac{\partial \psi}{\partial x} \right|_{x=0} = \text{Re} \left[ f(z) e^{i\omega t} \right]. \quad (13)$$

Будем искать  $\psi$  в виде

$$\psi(x, z, t) = \Psi(x, z) e^{i\omega t}, \quad (14)$$

причем рассматривается только действительная часть выражения.

Для амплитудной функции  $\Psi$  получим следующую дифференциальную систему:

$$\begin{aligned} \Delta \Psi - \left( k^2 - \frac{\omega^2}{c^2} \right) \Psi &= 0 \\ \left. \frac{\partial \Psi}{\partial z} - k\Psi \right|_{z=0} &= 0 \\ \left. \frac{\partial \Psi}{\partial x} \right|_{x=0} &= f(z) \end{aligned} \quad (15)$$

Здесь граничное условие при  $z = 0$  такое же, что и в задачах со свободной поверхностью, но в отличие от них здесь  $k > 0$  и поэтому система функций  $\chi(z, \lambda) = \cos \lambda z + \frac{k}{\lambda} \sin \lambda z$  является полной.

В соответствии с этим будем искать  $\Psi$  в виде

$$\Psi(x, z) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} g(x, \lambda) \chi(z, \lambda) \frac{d\lambda}{1 + \frac{k^2}{\lambda^2}}. \quad (16)$$

Дифференциальное уравнение для  $\Psi$  имеет различный вид в зависимости от знака множителя  $k^2 - \frac{\omega^2}{c^2}$ . Рассмотрим сначала случай, когда этот множитель положителен, т.е. когда частота колебаний вибратора удовлетворяет условию  $\omega < \frac{\gamma g}{2c} \approx 0,02 \text{ с}^{-1}$ , что соответствует инфразвуку очень малой частоты.

В этом случае дифференциальное уравнение для  $\Psi$  будет уравнением Клейна - Гордона. Подстановка в него  $Y$  дает

$$\frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} \left[ \frac{d^2 g}{dx^2} - (m^2 + \lambda^2) g \right] \chi(z, \lambda) \frac{d\lambda}{1 + \frac{k^2}{\lambda^2}} = 0,$$

откуда, используя ортогональность функций с весом  $\frac{1}{1 + \frac{k^2}{\lambda^2}}$ , имеем

$$\frac{d^2 g}{dx^2} - (m^2 + \lambda^2) g = 0;$$

где для краткости обозначено  $m^2 = k^2 - \frac{\omega^2}{c^2}$ .

Ограниченным решением будет  $g(x, \lambda) = A(\lambda) e^{-\sqrt{m^2 + \lambda^2} x}$ .

Подставляя, получим

$$\Psi(x, z) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} A(\lambda) e^{-\sqrt{m^2 + \lambda^2} x} \cdot \chi(z, \lambda) \frac{d\lambda}{1 + \frac{k^2}{\lambda^2}}.$$

Условие на поверхности вибратора дает

$$-\frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} A(\lambda) \sqrt{m^2 + \lambda^2} \chi(z, \lambda) \frac{d\lambda}{1 + \frac{k^2}{\lambda^2}}.$$

откуда получаем

$$A(\lambda) \sqrt{m^2 + \lambda^2} = - \int_0^{\infty} f(\zeta) \chi(\zeta, \lambda) d\zeta$$



и окончательно имеем

$$\Psi(x, z) = -\frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} \int_0^{\infty} \frac{f(\zeta) e^{-\sqrt{m^2 + \lambda^2} x}}{\sqrt{m^2 + \lambda^2}} \chi(\zeta, \lambda) \chi(z, \lambda) \frac{d\lambda d\zeta}{1 + \frac{k^2}{\lambda^2}} \quad (17)$$

Следовательно, потенциал  $\varphi$  будет

$$\varphi(x, z, t) = -\frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} \int_0^{\infty} \frac{f(\zeta) e^{-\sqrt{m^2 + \lambda^2} x - kz + i\omega t}}{\sqrt{m^2 + \lambda^2}} \chi(\zeta, \lambda) \chi(z, \lambda) \frac{d\lambda d\zeta}{1 + \frac{k^2}{\lambda^2}} \quad (18)$$

В частном случае точечного вибратора амплитудной интенсивности  $q$ , расположенного в точке  $\zeta = \zeta_0$ , пульсирующего по закону  $V_x = q \cos \omega t$ , подставляя

$$f(\zeta) = \frac{1}{2} q \delta(\zeta - \zeta_0), \text{ мы получим}$$

$$\varphi_q(x, z, t) = -\frac{q}{\pi} e^{-kz} \int_0^{\infty} \frac{e^{-\sqrt{m^2 + \lambda^2} x}}{\sqrt{m^2 + \lambda^2}} \chi(\zeta_0, \lambda) \chi(z, \lambda) \frac{d\lambda}{1 + \frac{k^2}{\lambda^2}} \cdot \cos \omega t \quad (19)$$

Обратимся теперь к случаю, когда  $\omega > \frac{\gamma q}{2c}$  и, следовательно, множитель  $k^2 - \frac{\omega^2}{c^2} < 0$ . В этом случае уравнение для  $\Psi$  - есть уравнение Гельмгольца.

Подстановка (15) в уравнение дает

$$\frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} \left[ \frac{d^2 g}{dx^2} + (m^2 + \lambda^2) g \right] \chi(z, \lambda) \frac{d\lambda}{1 + \frac{k^2}{\lambda^2}} = 0 \quad (20)$$

откуда получаем

$$\frac{d^2 g}{dx^2} + (m^2 - \lambda^2) g = 0 \quad (21)$$

и, следовательно, если  $\lambda < m$ , то

$$q = A_1(\lambda) \sin \sqrt{m^2 - \lambda^2} x + A_2(\lambda) \cos \sqrt{m^2 - \lambda^2} x,$$

если  $\lambda > m$ , то  $q = A_3(\lambda) e^{-\sqrt{\lambda^2 - m^2} x}$ , и мы имеем

$$\Psi(x, z) = \frac{2}{\pi} \int_0^m \left[ A_1(\lambda) \sin \sqrt{m^2 - \lambda^2} x + A_2(\lambda) \cos \sqrt{m^2 - \lambda^2} x \right] \chi(z, \lambda) \frac{d\lambda}{1 + \frac{k^2}{\lambda^2}} + \frac{2}{\pi} \int_m^\infty A_3(\lambda) e^{-\sqrt{\lambda^2 - m^2} x} \chi(z, \lambda) \frac{d\lambda}{1 + \frac{k^2}{\lambda^2}}. \quad (22)$$

Условие на поверхности вибратора дает

$$\frac{2}{\pi} \int_0^m A_1(\lambda) \sqrt{m^2 - \lambda^2} \chi(z, \lambda) \frac{d\lambda}{1 + \frac{k^2}{\lambda^2}} - \frac{2}{\pi} \int_m^\infty A_3(\lambda) \sqrt{\lambda^2 - m^2} \chi(z, \lambda) \frac{d\lambda}{1 + \frac{k^2}{\lambda^2}} = f(z), \quad (23)$$

откуда получаем

$$A_1(\lambda) \sqrt{m^2 - \lambda^2} = \int_0^\infty f(\zeta) \chi(\zeta, \lambda) d\zeta, \\ - A_3(\lambda) \sqrt{\lambda^2 - m^2} = \int_0^\infty f(\zeta) \chi(\zeta, \lambda) d\zeta, \quad (24)$$

По условию излучения имеем  $A_2(\lambda) = i A_1(\lambda)$  и для точечного вибратора потенциал  $\varphi$  окончательно запишется в виде

$$\varphi(x, z, t) = \frac{q}{\pi} e^{-kz} \int_0^m \int_0^\infty \frac{\sin \left[ \sqrt{m^2 - \lambda^2} x + \omega t \right]}{\sqrt{m^2 - \lambda^2}} \chi(\zeta_0, \lambda) \chi(z, \lambda) \frac{d\zeta d\lambda}{1 + \frac{K^2}{\lambda^2}} - \frac{q}{\pi} e^{-kz} \int_m^\infty \int_0^\infty \frac{e^{-\sqrt{\lambda^2 - m^2} x + i \omega t}}{\sqrt{\lambda^2 - m^2}} \chi(\zeta_0, \lambda) \chi(z, \lambda) \frac{d\zeta d\lambda}{1 + \frac{K^2}{\lambda^2}}. \quad (25)$$

Рассмотрим теперь пространственную задачу.

В этом случае дифференциальная система (15) сохранится, однако  $\Psi$  бу-

дет уже функцией  $x, y, z$ , так что

$$\Delta \Psi = \frac{\partial^2 \Psi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \Psi}{\partial z^2}.$$

пусть будет  $\frac{\gamma^2 g^2}{4 c^2} > \omega^2$ . Ищем  $\Psi$  в виде

$$\Psi(x, y, z) = \frac{2}{\pi} \int_0^\infty g(x, y, \lambda) \psi(z, \lambda) \frac{d\lambda}{1 + \frac{k^2}{\lambda^2}}. \quad (26)$$

Первое из равенств (15) дает

$$\frac{2}{\pi} \int_0^\infty [\Delta_{x,y} g - (\nu^2 + \lambda^2)g] \psi(z, \lambda) \frac{d\lambda}{1 + \frac{k^2}{\lambda^2}} = 0, \quad (27)$$

где обозначено  $\nu^2 = k^2 - \frac{\omega^2}{c^2}$ , отсюда следует

$$\Delta_{x,y} g - (\nu^2 + \lambda^2)g = 0. \quad (28)$$

Будем считать вибратор симметричным относительно плоскости XOZ, тогда можно написать

$$g(x, y, \lambda) = \frac{2}{\pi} \int_0^\infty c(x, \mu, \lambda) \text{Cos} \mu y d\mu. \quad (29)$$

Для определения  $c(x, \mu, \lambda)$ , подставляя (29) в (27), получим

$$c_x'' - (\mu^2 + \nu^2 + \lambda^2)c = 0,$$

откуда

$$c = A(\lambda, \mu) e^{-\sqrt{\mu^2 + \nu^2 + \lambda^2} x},$$

так что

$$g(x, y, \lambda) = \frac{2}{\pi} \int_0^\infty A(\lambda, \mu) e^{-\sqrt{\mu^2 + \nu^2 + \lambda^2} x} \text{Cos} \mu y d\mu$$

и общий вид амплитудной функции будет

$$\Psi(x, y, z) = \frac{4}{\pi^2} \int_0^\infty \int_0^\infty A(\lambda, \mu) \psi(z, \lambda) e^{-\sqrt{\mu^2 + \nu^2 + \lambda^2} x} \text{Cos } \mu y \frac{d\mu d\lambda}{1 + \frac{k^2}{\lambda^2}}. \quad (30)$$

Условие на поверхности вибратора дает

$$-\frac{4}{\pi^2} \int_0^\infty \int_0^\infty A(\lambda, \mu) \psi(z, \lambda) \sqrt{\mu^2 + \nu^2 + \lambda^2} \text{Cos } \mu y \frac{d\mu d\lambda}{1 + \frac{k^2}{\lambda^2}} = f(y, z),$$

откуда находим

$$\sqrt{\mu^2 + \nu^2 + \lambda^2} A(\lambda, \mu) = - \int_0^\infty \int_0^\infty f(y, \zeta) \psi(\zeta, \lambda) \text{Cos } \mu y d\zeta d\eta$$

Если вибратор точечный, мощностью  $q$  и расположен в точке  $(\eta_0, \zeta_0)$ , т.е. если положить

$$f(y, z) = q \delta(y - y_0) \delta(z - \zeta_0), \text{ то будем иметь}$$

$$\sqrt{\mu^2 + \nu^2 + \lambda^2} A(\lambda, \mu) = -q \psi(\zeta_0, \lambda) \text{Cos } \mu \eta_0.$$

и для потенциала получим выражение

$$\varphi(x, y, z, t) = -\frac{4g}{\pi^2} \int_0^\infty \int_0^\infty e^{-\sqrt{\mu^2 + \nu^2 + \lambda^2} x - kz} \psi(z, \lambda) \psi(\zeta_0, \lambda) \text{Cos } \mu y \text{Cos } \mu \eta_0 \text{Cos } \omega t \frac{d\mu d\lambda}{1 + \frac{k^2}{\lambda^2}}. \quad (31)$$

Аналогично плоской задаче решается задача определения потенциала плотности потока и при частотах  $\omega^2 > \frac{\gamma^2 g^2}{4c^2}$ , при которых  $\varphi$  будет состоять из двух слагаемых.

Таким образом, в рассмотренных случаях найдены потенциалы плотности потока звуковых полей в атмосфере, принимая ее состоящей из идеально-

го газа. Причем задача решалась применением преобразования Фурье - Мичелла для уравнений более сложного вида нежели уравнение Лапласа при рассмотрении волновых задач в жидкости.

### ЛИТЕРАТУРА

1. *Y. H. Michell The wave resistance of a ship, Phil. Mag (5) 45 (1898) С. 106 - 123.*

## ИССЛЕДОВАНИЯ БОРТОВОЙ КАЧКИ ПЛАВАЮЩЕЙ МАШИНЫ ПТС-2 В НАТУРНЫХ УСЛОВИЯХ

С. В. Бугаев

Поведение плавающей машины в прибрежной зоне моря или крупного водоёма наиболее полно может быть изучено при проведении натуральных исследований. К сожалению, в известных научных публикациях имеется очень мало работ, посвященных натурным испытаниям плавающей колесной и гусеничной техники. В основном, эти работы посвящены определению ходовых качеств и управляемости машин при их движении на спокойной воде в условиях глубоководного водоёма. Анализ применения плавающей техники в Украине за последние годы показал, что чаще всего эти машины используются в сложных метеорологических и гидрологических условиях (в зонах наводнений, паводков при проведении спасательных эвакуационных и других работ). Это дает основание полагать, что для более объективной оценки мореходных качеств плавающих машин необходимо, помимо испытаний, предусмотренных ОСТ ВЗ7001433-87 «Водоходные свойства плавающих машин», проводить испытания в условиях волнения, в непосредственной близости от берега (то есть в таких местах, где возможна значительная трансформация волн, вызывающая увеличение их высоты и угла волнового склона).

Вышесказанное определило необходимость проведения испытаний плавающей машины в натуральных условиях.

В марте 2000 года на Днестровском лимане в районе города Б.Днестровский под руководством и при непосредственном участии автора были проведены натурные исследования плавающей машины. Исследования проводились согласно НИР «Энергия 2000» (разработка мероприятий повышения эффективности использования плавающей техники инженерных войск Украины).

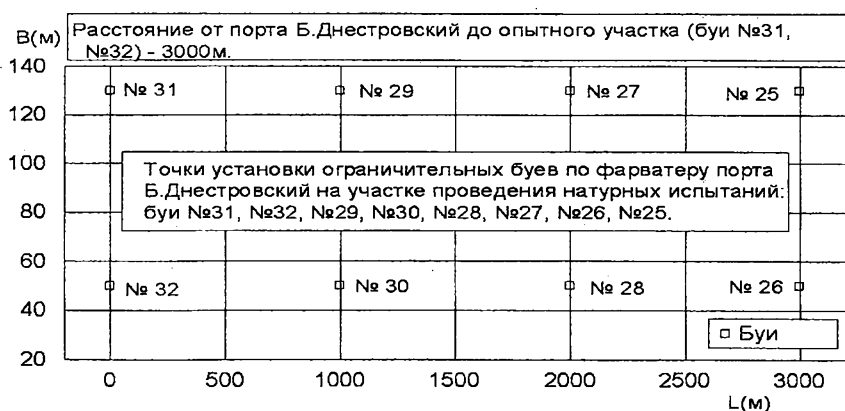
В качестве объекта исследования принималась плавающая гусеничная машина ПТС-2, имеющая на момент проведения исследований 226 км про-

бега и общую наработку установленного двигателя 436 моточасов. Испытуемая машина была полностью исправной, укомплектованной необходимым оборудованием согласно нормам эксплуатации и заправленной горюче-смазочными материалами и охлаждающей жидкостью. Основные технические характеристики ПТС-2 приведены в табл. 1.

Таблица 1. Техническая характеристика плавающей машины ПТС-2

Габаритные размеры в транспортном положении, мм:	
Длина / ширина по гусеницам / высота без груза	11990 / 3300 / 3170
Размеры грузовой платформы, мм: длина / ширина	8225 / 2870
Грузоподъемность на суше и на воде, т	12
Максимальная скорость, км/ч: на суше / на воде без груза / с грузом	60 / 12,9 / 11,7
Мощность двигателя (В-46-5) кВт при 2000 мин <sup>-1</sup>	522
Расход топлива, л: на 100 км пробега / на 1 моточас работы двигателя.	245 / 71
Максимальный угол крена по заливаемости °	20
Высота центра тяжести машины без груза мм	900
Запас плавучести с грузом 12 т. %	46
Максимальный угол входа в воду с грузом 12 т	15°
Диаметр гребного винта, мм	700
Шаговое отношение	1,11

Перед началом проведения испытаний было выполнено обследование профиля дна участка водоема. Для измерения глубины применялся электронный глубиномер из комплекта КРВП с погрешностью измерения не более 5%. На рис.1 приведен план участка проведения натуральных экспериментов. По результатам замеров глубин на опытном участке построены профили дна по четырем створам, которые показаны на рис.2.



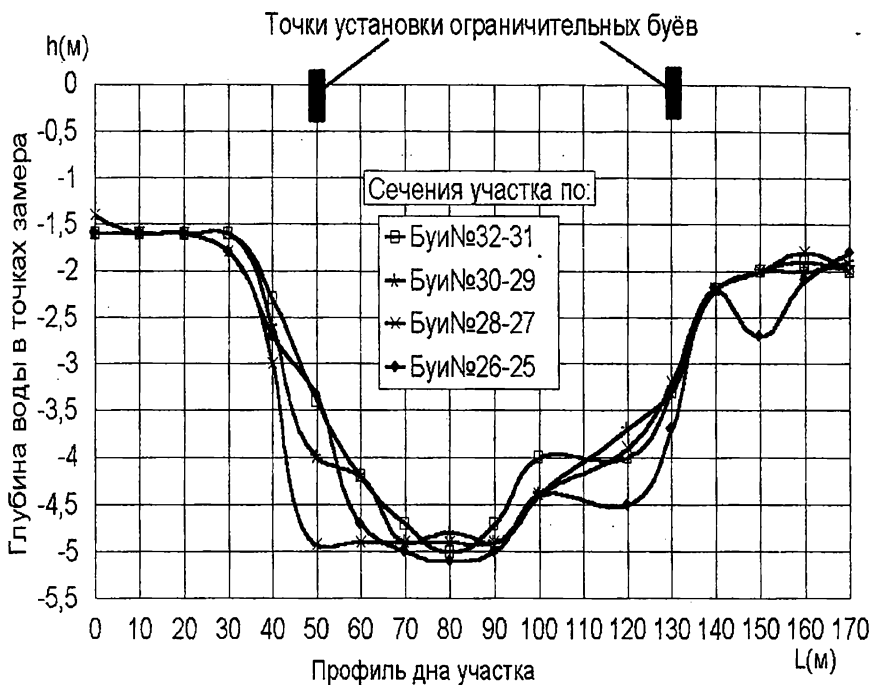


Рис.2. Профиль дна участка проведения экспериментов (м)

В экспериментах применялись гироскопические датчики, позволяющие измерять углы крена, дифферента и рыскания, а также угловые скорости машины. В ходе испытаний фиксировались также углы перекаладки рулей и число оборотов коленчатого вала двигателя машины ( $\text{мин}^{-1}$ ). Для регистрации показаний датчиков применялся шлейфовый осциллограф типа К12-22.

Траектория движения плавающей машины, ее скорость и циркуляция определялись с помощью высокоточного дальномера КТД-1 (квантовый топографический дальномер) согласно методике, приведенной в работе [1]. Замеры производились с берега. Для контроля хода проведения экспериментов и измерения параметров волнения выполнялась видеосъемка. Характеристики применяемой аппаратуры приведены в таблице 2.



Таблица 2. Технические характеристики измерительной аппаратуры

Тип	Измеряемые параметры	Пределы измерения	Мак погрешность измерения
ДК-6	Угол крена, град	$\pm 30$	$\pm 0,5$
ДК-6	Угол дифферента, град	$\pm 15$	$\pm 0,5$
ДУ-6	Линейная скорость движения, м/с	0—20	$\pm 0,5$
Гирокурсоуказатель ГПК-59	Курсовой угол движения машины	$360^{\circ}$	$\pm 0,5$
Отметки на штурвале	Угол перекладки рулей, град	$\pm 35$	$\pm 0,5$
Электрический тахометр ТЭ-4В	Скорость вращения коленчатого вала двигателя, мин <sup>-1</sup>	0—5000	$\pm 50 \text{ м}^{-1}$
Лазерный дальномер КТД-1	Расстояние до машины, м	500- 1500	$\pm 0,1$
Видеосъемка	Параметры волнения, м Заливаемость, поведение машины	0—1	$\pm 0,05$

В качестве источника питания измерительно-регистрирующего комплекса служили аккумуляторные батареи машины (24 В, емкостью 140 А.ч). Измерительно-регистрирующий комплекс размещался по центру тяжести машины на грузовой платформе.

Программа натуральных экспериментов предусматривала изучение следующих вопросов:

- определение параметров бортовой качки плавающей машины при различных углах направления ее движения относительно фронта волны ( $0^{\circ}$ ,  $45^{\circ}$  и  $90^{\circ}$ );
- изучение влияния скорости движения плавающей машины на параметры ее бортовой качки;
- установление влияния режима маневрирования плавающей машины на параметры бортовой качки.

Эксперименты первой серии выполнялись в такой последовательности: машина устанавливалась носом к волне и ее положение фиксировалось гироскуроуказателем ГПК-59 (рис.3). Затем гироскопическим датчиком ДК-6 производились измерения качки машины, полученные результаты фиксировались на фотоленте осциллографа К12-22. После проведения измерений изменялось положение машины относительно фронта волны на углы  $45^{\circ}$  или  $90^{\circ}$ ,

после чего исследование повторялись. Для каждого положения машины с целью уменьшения погрешности измерения выполнялось не менее 4-х параллельных опытов, при этом порядок проведения опытов был рандомизирован [2]. Результаты опытов этой серии представлены на рис.4 в виде графиков (осциллограмм) зависимостей бортовой качки плавающей машины от ее курсового угла.

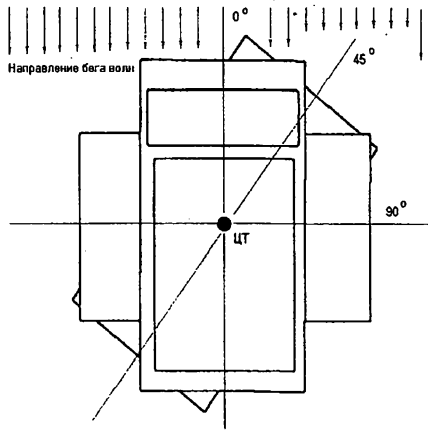


Рис. 3. Направление движения плавающей машины при проведении экспериментов

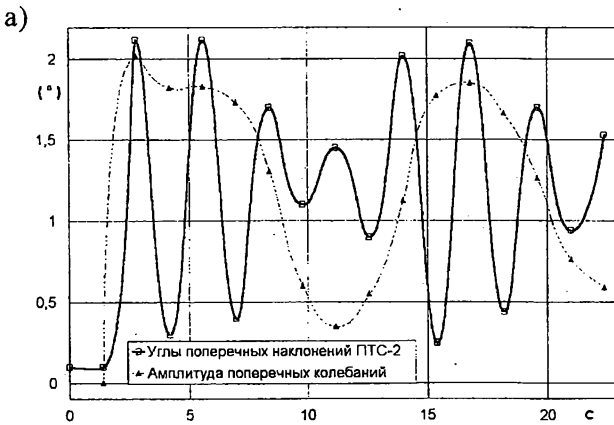
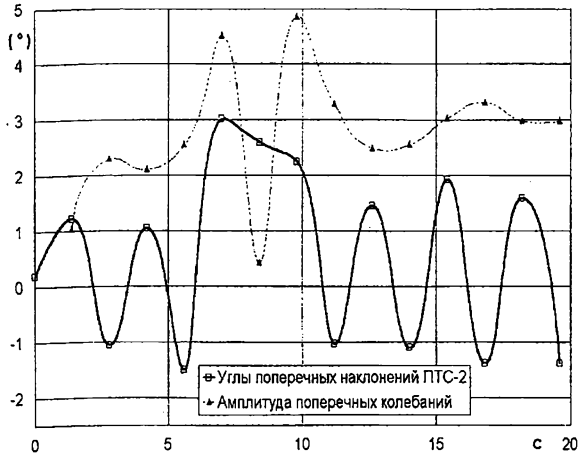


Рис.4. Зависимости бортовой качки плавающей машины от курсовых углов к волне: а) угол машины относительно волны  $0^{\circ}$  ; б) угол машины относительно волны  $45^{\circ}$ ; в) угол машины относительно волны  $90^{\circ}$

б)



в)

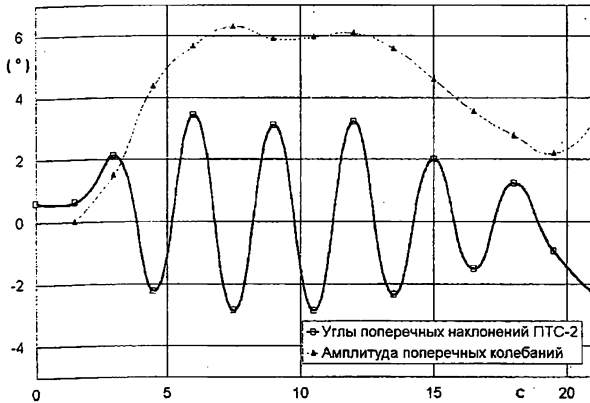


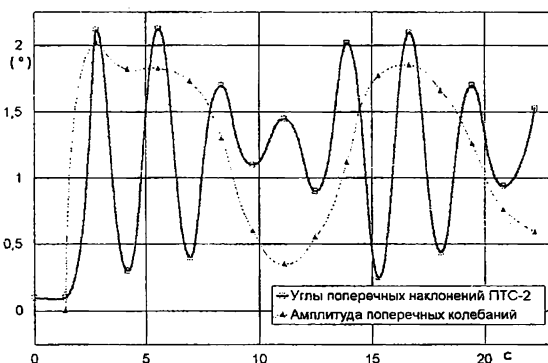
Рис. 4. Продолжение

Как видно из рис. 4, наибольшие значения углов наклона корпуса и амплитуды колебаний соответствуют положению машины лагом к волне (рис. 4, в), при таком положении углы наклона могут достигать  $4^\circ$ , а амплитуда колебаний доходить до  $7^\circ$ . При положении машины под углом  $45^\circ$  к волне (рис. 4, б) значения углов наклона достигают  $3^\circ$ , а амплитуды -  $5^\circ$ . Когда машина находится носом к волне (рис. 4, а), характеристики её качки самые малые: углы крена не превышают  $2,5^\circ$  при амплитуде в  $2^\circ$  градуса.

Вторая серия опытов проводилась по такой методике: машина устанавли-

ливалась носом к волне, по тахометру ТЭ-4В устанавливались обороты двигателя  $1350 \text{ мин}^{-1}$ , соответствующие скорости движения  $1,94 \text{ м/с}$  ( $7 \text{ км/ч}$ ). Значения зависимости скорости движения машины от частоты вращения коленчатого вала двигателя были определены на предварительных испытаниях при прохождении машиной мерного участка по методике, изложенной в работе [1]. После достижения машиной постоянной скорости движения (примерно через  $1,5 \text{ мин}$ ) производились замеры бортовой качки. Затем скорость движения увеличивалась до  $3,06 \text{ м/с}$  ( $11 \text{ км/ч}$ ) (максимальной скорости движения для данной машины), при этом частота вращения коленчатого вала двигателя составляла  $2300 \text{ мин}^{-1}$ . После достижения машиной установившейся скорости движения фиксировались характеристики бортовой качки для этого режима движения. Результаты эксперимента приведены на рис. 5.

а)



б)

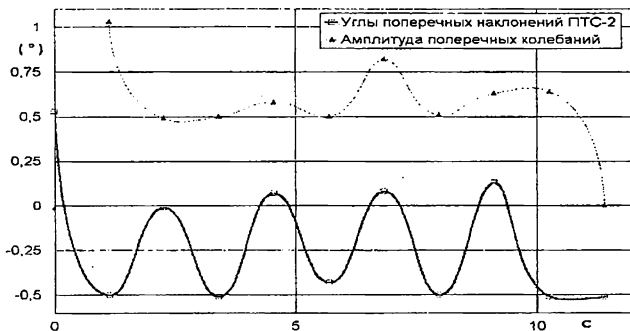


Рис. 5. Влияние скорости движения плавающей машины на характеристики поперечной качки:

- а) скорость движения ПТС-2  $1,94 \text{ м/с}$  ( $7 \text{ км/ч}$ ) навстречу волне;  
 б) скорость движения ПТС-2  $3,06 \text{ м/с}$  ( $11 \text{ км/ч}$ ) навстречу волне

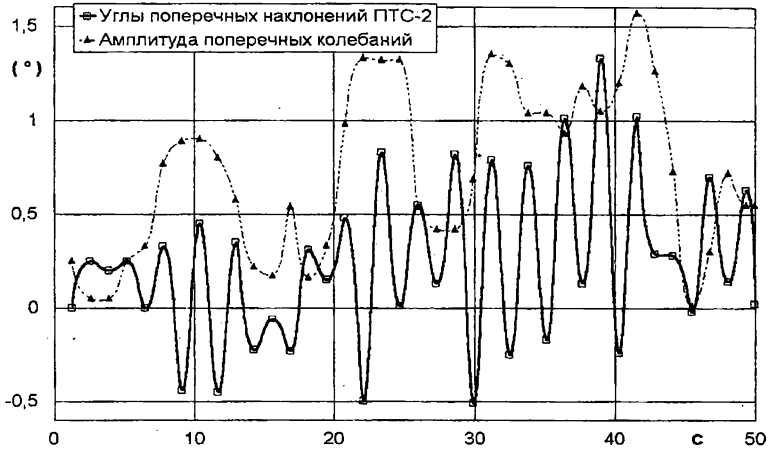
Из анализа полученных зависимостей следует, что большие значения величины углов наклона ( $2,5^\circ$ ) и амплитуды бортовой качки ( $2^\circ$ ) соответствуют меньшей скорости движения машины  $v=1,94$  м/с (7 км/ч) (рис. 5, а). С увеличением скорости движения величина угловых наклонов и амплитуда значительно уменьшаются и составляют для  $v=3,06$  м/с (11 км/ч) соответственно  $0,5^\circ$  и  $0,75^\circ$  (рис. 5, б). Полученные зависимости показывают, что с увеличением скорости движения по воде плавающей машины величина бортовой качки уменьшается. Это, скорее всего, обусловлено влиянием на бортовую качку гироскопического момента, вызванного вращающимися деталями и узлами двигателя и трансмиссии машины. Следует отметить, что при движении на волну отмечалось значительное забрызгивание носовой части машины, что существенно ухудшало видимость с поста её управления.

Третья серия опытов проводилась по такой методике: машина устанавливалась левым бортом к волне, штурвалом устанавливалось положение руля  $35^\circ$  на левый борт, что соответствовало минимальному радиусу циркуляции машины, равному 25 м. Затем по тахометру ТЭ-4В устанавливались обороты двигателя 2300 мин<sup>-1</sup>. После того как машина совершала разворот на  $90^\circ$ , т.е. входила в установившуюся циркуляцию, включалась регистрирующая аппаратура и записывались характеристики бортовой качки машины. После разворота машины на  $180^\circ$  запись измерений прекращалась. Угол разворота определялся при помощи ГПК-59. По этой же методике определялись показатели бортовой качки при радиусе циркуляции 50 м (угол установки руля  $25^\circ$ ). Полученные зависимости представлены на рис.6.

Каждый опыт проводился не менее 4-х раз, а порядок их проведения был предварительно рандомизирован [2].

Как видно из приведенных осциллограмм, меньшему радиусу циркуляции (рис. 6, б) соответствуют большие величины углов наклонов бортовой качки, а амплитуда качки имеет практически одинаковую величину, как для циркуляции машины с радиусом 50 м (рис.6, б), так и для циркуляции с радиусом 25 м (рис.6, б). Ее величина в обоих случаях не превышает  $2^\circ$ . Это позволяет сделать предположение, что на амплитуду бортовой качки плавающей машины в большей степени оказывают влияние скорость её движения и частота вращения двигателя машины, которая обуславливает величину гироскопического момента, вызванного вращением элементов двигателя, трансмиссии и других устройств.

а)



б)

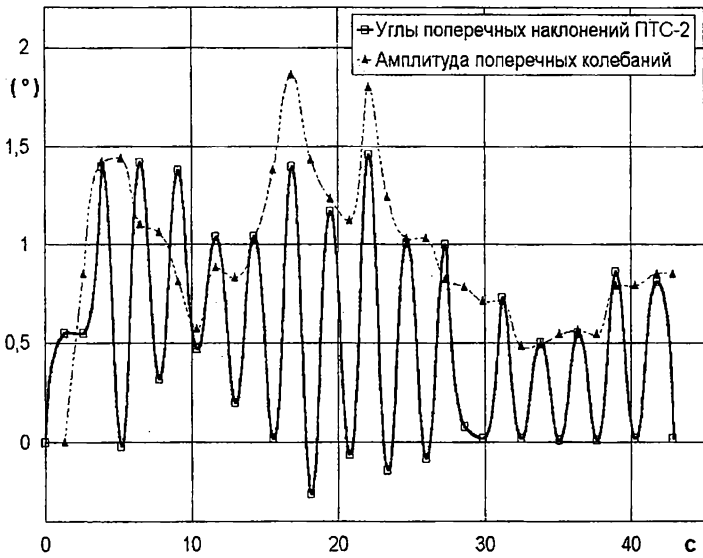


Рис. 6. Влияние циркуляции плавающей машины на характеристики поперечной качки  
а) радиус 50 м; б) радиус 25 м

Для удобства анализа результаты испытаний сведены в таблицу 3.

Таблица 3. Результаты проведенных натурных исследований

№	Эксперимент	Максимальное значение углов (°)	
		Наклонение	Амплитуда
1	Без хода в разрез волне	2,2	2
2	Без хода под углом 45° к волне	3	4,9
3	Без хода лагом к волне	3,7	6,2
4	При $v=1,94$ м/с (7 км/ч) в разрез волне	2,1	2
5	При $v=3,06$ м/с (11 км/ч) в разрез волне	0,5	0,8
6	Циркуляция R-50м	1,25	1,6
7	Циркуляция R-25м	1,48	1,8

Анализ результатов показывает, что максимальная качка отмечалась при положении машины лагом к волне без хода, при этом величины угловых наклонов не превышали 4-х градусов, а амплитуда была не более 6,2°. Во всех остальных сериях опытов значения величин наклонов и амплитуд качки при 3-х балльном волнении были ниже, чем при положении машины лагом. Поэтому положение машины лагом к волне можно считать расчетным при оценке ее безопасности в штормовых условиях.

Как показали испытания, машины типа ПТС-2, могут безопасно эксплуатироваться при волнении, больше 3 баллов. То же подтверждено и на моделях в опытовом бассейне и может быть объяснено демпфирующим влиянием сильно выступающих элементов ходовой части.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Степанов А.П., Давыдов Н. Г. *Эксплуатация и безопасность движения плавающих машин.* - М.: Транспорт, 1988. - 316 с.
2. Бугаев С. В. *Плавающая машина. Теория и эксперимент.* - Одесса: ОГМУ, 2000. - 322 с.

# ИЕРАРХИЯ ВИХРЕВЫХ СТРУКТУР 3-МЕРНОЙ ВНУТРЕННЕЙ ЗАДАЧИ ГИДРОМЕХАНИКИ

А.В. Малахов, В.Э. Демиденко, А.Г. Калуев, А.В. Рублев

В работе приведена универсальная постановка пространственной внутренней задачи гидромеханики. Показано, что добавление непроницаемых для потока стенок приводит к коренному изменению процесса обтекания тела. В отличие от неограниченного потока перед обтекаемым телом всегда возникает составная вихревая область. Поведение открытых вихревых структур характеризуется сложной динамикой изменения во времени и является иерархическим.

## 1. Введение

В настоящее время проблема обтекания тел может быть разделена на два класса гидромеханических задач. Первый класс задач хорошо известен - это обтекание тел в неограниченном пространстве. В современной научной литературе для таких внешних задач присутствует большое количество как экспериментальных данных, так и результатов теоретического анализа. Второй класс задач, к сожалению, рассматривается очень редко, и мы его определяем как внутреннюю задачу гидромеханики. В нашем случае такая задача в общей постановке подразумевает изучение процесса обтекания неподвижного (или движущегося) тела любой формы внутри замкнутого пространства произвольной геометрической конфигурации. Границы этого пространства (не всегда жесткие) являются для потока непроницаемыми. Фактически внешняя задача гидромеханики является частным случаем внутренней задачи, поскольку неограниченность пространства соответствует условию нахождения на бесконечности границ, которые ограничивают поток.

По сравнению с постановкой внешней задачи гидромеханики переход к обтеканию тел внутри замкнутых пространств с любой формой поперечного сечения, с точки зрения теории, формулируется достаточно просто - введением дополнительных граничных условий. Но в этом случае следует заметить, что возникающие физические особенности взаимодействия уже ограниченного потока и тела могут привести к диаметрально противоположным



результатам [1, 4]. Например, по сравнению с обтеканием тел в неограниченном пространстве всегда изменяется форма и длина ближнего следа за обтекаемой конструкцией. Также изменяются и интегральные гидромеханические характеристики тела и ограниченного потока (например, коэффициент сопротивления тела, коэффициент присоединенной массы, суммарная диссипация энергии и т.д.). Аналогичным образом появление стенок трубопровода приводит к перемещению точки отрыва вдоль поверхности тела как вверх, так и вниз по потоку.

С учетом вышесказанного, главная цель настоящей статьи заключается в универсальной постановке (любая форма контура тела и трубы) и решении нестационарной 3-мерной задачи по обтеканию произвольного тела внутри замкнутого пространства. В конечном итоге ожидается получение данных, которые указывают на существование динамической иерархии в универсальном поведении физических систем типа "ограниченный поток - обтекаемое тело"

## **2. Постановка задачи**

Проблеме обтекания тел внутри замкнутых пространств посвящено немного работ (см. обзор в [4]), и большая их часть описывает только частные вопросы взаимодействия ограниченного потока с телами. Обычно, полученные результаты основываются на использовании данных только физического эксперимента. Теоретический анализ этой проблемы практически всегда базируется на плоском описании задачи [2, 3, 5-8, 9-11, 13-18]. В качестве начального приближения подобный подход себя оправдывает, но универсальное решение внутренних (как симметричных, так и несимметричных) гидромеханических задач всегда требует использования только пространственной постановки. Как хорошо видно на рисунке 1, а, даже при симметричном расположении прямоугольника или треугольника в цилиндрической трубе, краевые эффекты вблизи боковой поверхности этих тел из-за различной формы проходного сечения будут отличаться. На этом же рисунке видно, что в двумерной постановке подобной задачи эти два тела (при условии их одинаковой толщины) являются абсолютно идентичными. В результате подобного "геометрического совпадения" при теоретическом анализе их обтекания ограниченным потоком автоматически будут получены или противоречивые, или просто неправильные результаты.

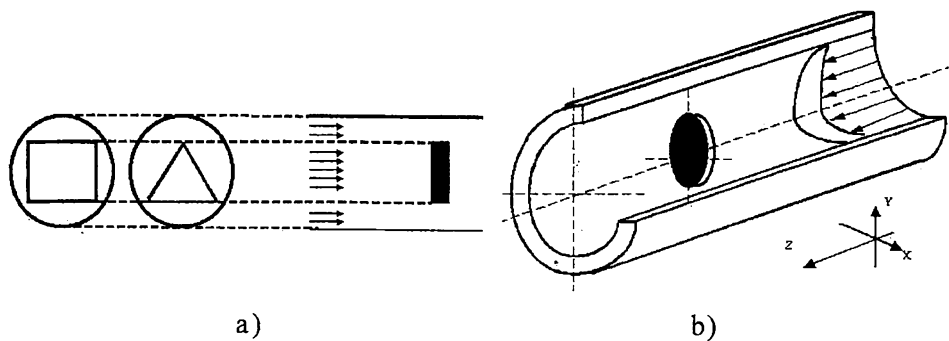


Рис. 1. Общая схема внутренней задачи гидромеханики:  
 а) двумерная постановка задачи; б) пространственная постановка задачи

Для решения нестационарной трехмерной задачи по обтеканию плоских тел с произвольной формой поперечного сечения внутри цилиндрических трубопроводов (рисунок 1, б) наиболее правильным является использование системы уравнений Навье-Стокса, замкнутой уравнением неразрывности (1) [12]. Ввиду несовершенства современного математического аппарата для рассматриваемого класса нестационарных краевых внутренних задач гидромеханики решение системы (1) с учетом граничных условий в аналитическом виде получить очень сложно. По этой причине нами был использован один из приближенных методов решения - метод конечных разностей. Все слагаемые системы (1) представленной в консервативной форме записи аппроксимировались со вторым порядком точности левосторонними, центральными и правосторонними разностями. С целью упрощения алгоритма решения и повышения устойчивости использованного численного метода мы применили метод дробных шагов, описание которого подробно изложено в работах [11, 20]. В нашем случае исходная система уравнений Навье-Стокса была расщеплена как по пространству, так и по времени на три системы дифференциальных уравнений второго порядка (2)-(4). В соответствии с набором известных теорем [11, 20] решение расщепленных систем при  $t \rightarrow \infty$  стремится к решению исходной системы. В каждой расщепленной системе временной уровень был представлен своей третьей частью. При решении системы (1) с учетом начальных и особенно граничных усло-

вий однозначная связь поля скорости и поля давления с необходимой степенью точности устанавливается достаточно сложно. Обычно в таких случаях универсальным приемом является использование различных итерационных процедур, выбор которых во многом зависит от вычислительных навыков исследователя. По этой причине вместо уравнения неразрывности в системе (1) было использовано уравнение фон Неймана для давления (5), которое легко получается путем дифференцирования и последующего суммирования уравнений системы (1). По аналогии с уравнениями Навье-Стокса уравнение (5) было расщеплено по пространству на три дифференциальных уравнения (6)-(8).

В численных экспериментах нами моделировались реальные ньютоновские жидкости, например, вода при различных температурах. По этой причине в качестве граничных условий на всех жестких поверхностях расчетного объема наиболее правильным с физической точки зрения являлось использование условия полного прилипания движущегося потока к жестким поверхностям (тела и трубы). Этому условию соответствует уравнение (9).

На входной границе расчетного объема задавался однородный поток, эпюра скорости которого описывалась параболой Пуазейля (10). На выходной границе расчетной области использовались условия "мягкого" типа. Левая и правая границы моделируемой трубы выбирались из условия отсутствия их влияния на характеристики потока вблизи моделируемого тела. В зависимости от числа Рейнольдса потока и формы обтекаемого тела, входная граница задавалась в диапазоне от 1 до 8 диаметров тела. Выходная граница находилась на расстоянии от 3 до 10 диаметров тела.

Начальные условия задавались в виде степенных тригонометрических полиномов, общий вид которых в зависимости от положения рассматриваемой точки потока может быть представлен в виде (11)-(13).

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial V}{\partial t} + (\nabla V)V &= -\frac{1}{\rho} \text{grad}P + \nu \Delta V \\ \text{div}V &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{3} \frac{\partial V_x}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_x}{\partial X} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial X} &= \nu \left[ \frac{\partial^2 V_x}{\partial X^2} \right] \\ \frac{1}{3} \frac{\partial V_y}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_y}{\partial X} &= \nu \left[ \frac{\partial^2 V_y}{\partial X^2} \right] \\ \frac{1}{3} \frac{\partial V_z}{\partial t} + V_x \frac{\partial V_z}{\partial X} &= \nu \left[ \frac{\partial^2 V_z}{\partial X^2} \right] \end{aligned} \right\} (2) \quad \left. \begin{aligned} \frac{1}{3} \frac{\partial V_x}{\partial t} + V_y \frac{\partial V_x}{\partial Y} &= \nu \left[ \frac{\partial^2 V_x}{\partial Y^2} \right] \\ \frac{1}{3} \frac{\partial V_y}{\partial t} + V_y \frac{\partial V_y}{\partial Y} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial Y} &= \nu \left[ \frac{\partial^2 V_y}{\partial Y^2} \right] \\ \frac{1}{3} \frac{\partial V_z}{\partial t} + V_y \frac{\partial V_z}{\partial Y} &= \nu \left[ \frac{\partial^2 V_z}{\partial Y^2} \right] \end{aligned} \right\} (3)$$

$$\left. \begin{aligned} \frac{1}{3} \frac{\partial V_x}{\partial t} + V_z \frac{\partial V_x}{\partial Z} &= \nu \left[ \frac{\partial^2 V_x}{\partial Z^2} \right] \\ \frac{1}{3} \frac{\partial V_y}{\partial t} + V_z \frac{\partial V_y}{\partial Z} &= \nu \left[ \frac{\partial^2 V_y}{\partial Z^2} \right] \\ \frac{1}{3} \frac{\partial V_z}{\partial t} + V_z \frac{\partial V_z}{\partial Z} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial Z} &= \nu \left[ \frac{\partial^2 V_z}{\partial Z^2} \right] \end{aligned} \right\} (4)$$

$$\Delta P = 2 \cdot \rho \left[ \frac{\partial V_x}{\partial X} \frac{\partial V_y}{\partial Y} - \frac{\partial V_y}{\partial X} \frac{\partial V_x}{\partial Y} + \frac{\partial V_y}{\partial Y} \frac{\partial V_z}{\partial Z} - \frac{\partial V_y}{\partial Z} \frac{\partial V_z}{\partial Y} + \frac{\partial V_z}{\partial Z} \frac{\partial V_x}{\partial X} - \frac{\partial V_z}{\partial X} \frac{\partial V_x}{\partial Z} \right] \quad (5)$$

$$\Delta P = 2 \cdot \rho \left[ \frac{\partial V_x}{\partial X} \frac{\partial V_y}{\partial Y} - \frac{\partial V_y}{\partial X} \frac{\partial V_x}{\partial Y} + \frac{\partial V_z}{\partial Z} \frac{\partial V_x}{\partial X} - \frac{\partial V_z}{\partial X} \frac{\partial V_x}{\partial Z} \right] \quad (6)$$

$$\Delta P = 2 \cdot \rho \left[ \frac{\partial V_x}{\partial X} \frac{\partial V_y}{\partial Y} - \frac{\partial V_y}{\partial X} \frac{\partial V_x}{\partial Y} + \frac{\partial V_y}{\partial Y} \frac{\partial V_z}{\partial Z} - \frac{\partial V_y}{\partial Z} \frac{\partial V_z}{\partial Y} \right] \quad (7)$$

$$\Delta P = 2 \cdot \rho \left[ \frac{\partial V_y}{\partial Y} \frac{\partial V_z}{\partial Z} - \frac{\partial V_y}{\partial Z} \frac{\partial V_z}{\partial Y} + \frac{\partial V_z}{\partial Z} \frac{\partial V_x}{\partial X} - \frac{\partial V_z}{\partial X} \frac{\partial V_x}{\partial Z} \right] \quad (8)$$

где  $V$  - вектор скорости, м/с;  $t$  - время, сек;  $\rho$  - плотность кг/м<sup>3</sup>;  $P$  - давление, Па;  $\nu$  - кинематическая вязкость м/с<sup>2</sup>.

$$V = 0 \quad (9)$$

$$V = V_z = 2V_{av} \cdot \left(1 - \frac{h^2}{R^2}\right) \quad (10)$$

$$V_i = f(X, Y, Z, \text{Tan}(V_{z_{ent}})) \quad (11)$$

$$V_i = f(X, Y, Z, \text{Sin}(V_{z_{ent}})) \quad (12)$$

$$V_i = f(X, Y, Z, \text{Cos}(V_{z_{ent}})) \quad (13)$$

$V_x, V_y, V_z$  - проекции скорости на соответствующие оси координат, м/с;  $X, Y, Z$  - координаты точки в расчетной области, м;  $V_{av}$  - среднерасходная скорость потока, м/с;  $h$  - текущая высота, м;  $R$  - радиус трубы, м;  $V_i$  - проекция скорости на соответствующую координатную ось, м/с,  $i = 1, 2, 3$ ;  $V_{z_{ent}}$  - локальное значение продольной скорости потока на входной границе.

Использованная при проведении численных экспериментов расчетная сетка строилась по принципу равновеликой разбивки поперечного сечения трубопровода. Аналогично работе [19] вся труба моделировалась набором коаксиальных цилиндров, на поверхности которых расставлялись расчетные узлы (рис. 2, а). В нашем случае диаметры цилиндров рассчитывались таким образом, чтобы в поперечном сечении трубы площади всех колец были равны площади первой внутренней окружности. Длина дуги между двумя расчетными узлами на произвольном цилиндре задавалась постоянной и равной длине дуги любого из четырех секторов первого внутреннего цилиндра (рис. 2, б). Благодаря такому подходу вероятность и точность определения любого локального параметра решаемой задачи оставалась всегда одинаковой. При проведении численных экспериментов общее количество расчетных узлов в зависимости от сложности решаемой задачи находилось в диапазоне от 300000 до 1700000. По длине моделируемого объема расчетные сечения обычно расставлялись по линейному закону.

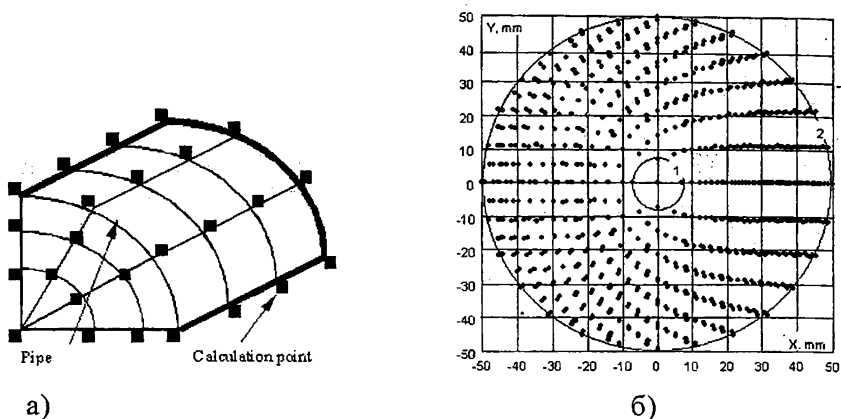


Рис. 2. Расчетная сетка:

*а) - общая схема; б) пример расчетной сетки в поперечном сечении цилиндрической трубы: 1 - диаметр окружности 7,6 мм; 2 - диаметр окружности 100 мм*

### 3. Результаты расчетов. Иерархия вихрей перед телами

При решении 3-мерной нестационарной внутренней задачи гидромеханики нами было установлено, что перед лобовой поверхностью обтекаемого тела всегда наблюдается возникновение очень сложной вихревой области. Ее основными характеристиками являются иерархическая внутренняя структура, масштабная инвариантность, а также устойчивость в пространстве и во времени по отношению к малым возмущениям. Общий вид такой структуры показан на рисунке 3, где изображены изолинии завихренности в горизонтальной плоскости моделируемой трубы. Этот рисунок соответствует обтеканию диска ( $Re=500$ ,  $Re=10^4$ ), смещенного на 1% по отношению к оси симметрии расчетного объема. Наличие этой области противоречит общепринятому мнению о том, что вихри или составные вихревые структуры всегда возникают только за обтекаемыми телами. Однако, в случае ограниченного пространства неизвестны данные, которые хотя бы косвенно могли бы указывать на невозможность возникновения и последующего существования подобного явления.

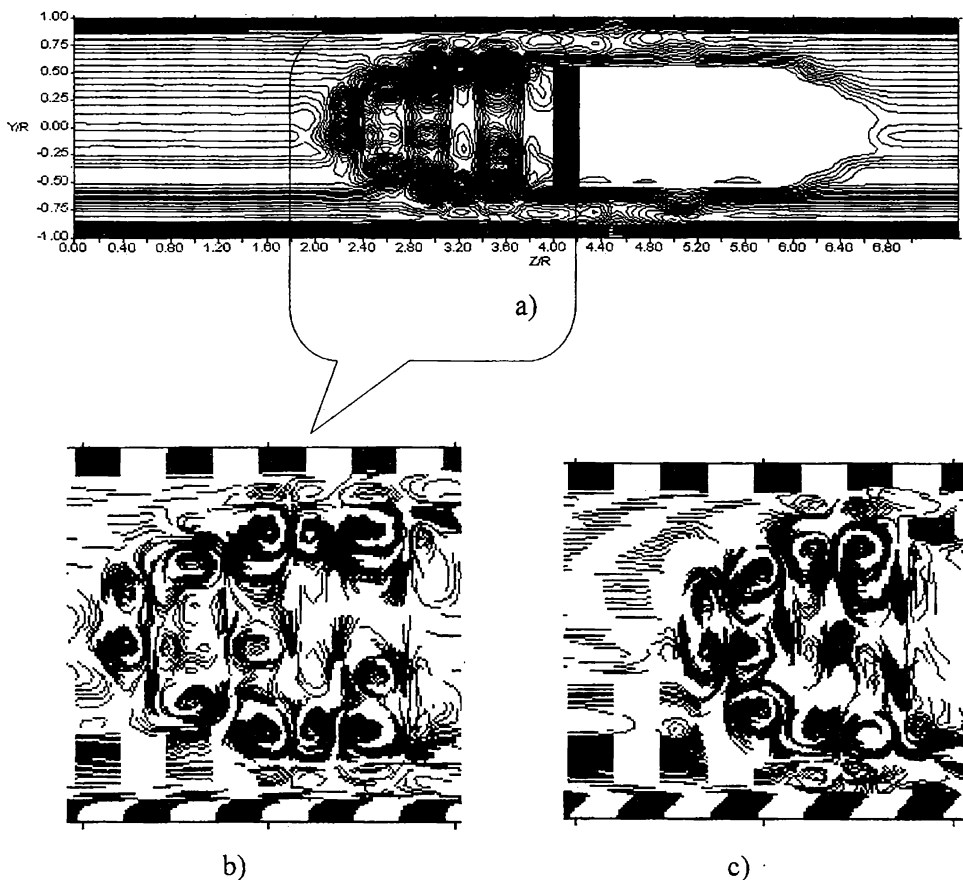
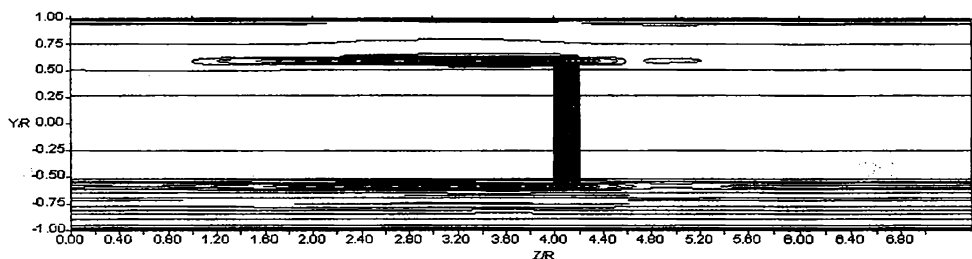


Рис. 3. Изолинии трехмерного поля завихренности в горизонтальной плоскости трубопровода ( $Y=0$ ) при обтекании диска: а) - вся расчетная область при  $t=378,7$  сек.,  $Re = 500$ ; б) - вихревая область перед обтекаемым телом при  $t=378,7$  сек.,  $Re = 500$ ; в) - вихревая область перед обтекаемым телом при  $t=17$  сек.,  $Re = 10^4$ . Поток движется слева направо

В ходе большого набора численных экспериментов при параметре Рейнольдса (просчитанного по диаметру трубы)  $Re=500 \div 105$  моделировалось отношение поперечных площадей тела и трубопровода от 1% до 64%. Все моделируемые нами тела имели плоскую лобовую и тыльную поверхности. Полученные результаты численных экспериментов позволяют говорить о том, что для указанного диапазона чисел  $Re$  характер наблюдаемого явления является универсальным. Обнаруженное поведение рассматриваемой

физической системы ("ограниченный поток - неподвижное тело") не зависит от толщины и формы поперечного сечения обтекаемого тела, а также от степени его асимметрии по отношению к жестким стенкам трубопровода. Даже при наличии сильного смещения наблюдается возникновение и развитие составной вихревой области. Получаемое поле течения не изменяет симметричное добавление второго, аналогичного тела - составная вихревая область изменяется, но не исчезает.

С физической точки зрения одним из объяснений причины зарождения и последующего существования такой комплексной иерархической вихревой структуры может быть следующее: у боковой поверхности обтекаемого тела всегда наблюдается ускорение потока, которое приводит к возникновению симметричного вихря, показанного на рисунке 4.



*Рис. 4. Изолинии трехмерного поля завихренности в горизонтальной плоскости трубопровода ( $Y=0$ ) при обтекании диска:  $t=0,1$  сек.,  $Re = 500$ . Поток движется слева направо*

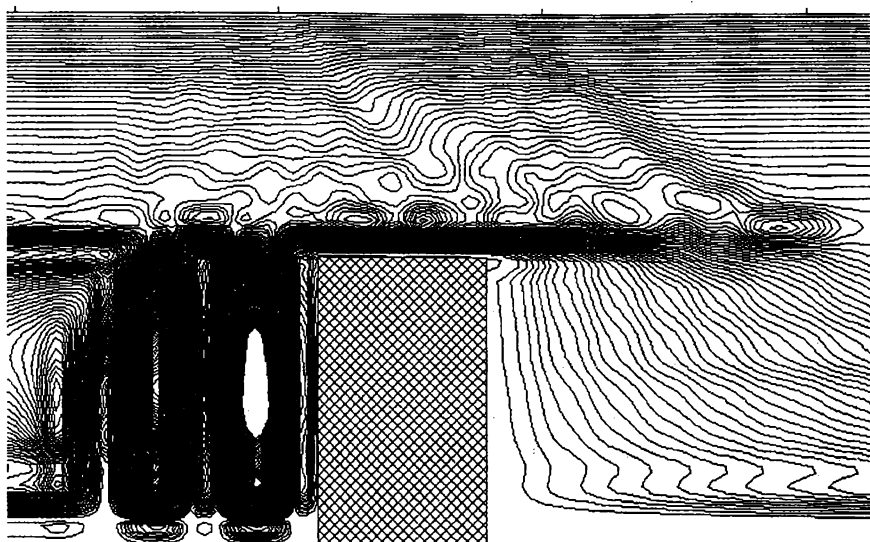
Симметрия этого вихря имеет место только по отношению к внешнему контуру обтекаемого тела. Форма и размеры такого начального вихря определяются тремя основными параметрами: числом Рейнольдса потока; отношением площадей тела и трубы; степенью асимметрии тела по отношению к жестким стенкам трубопровода. Максимальное значение завихренности подобных динамических структур всегда наблюдается вблизи первой линии излома контура поверхности обтекаемого тела. На рисунке 3, а этой линии соответствуют верхняя и нижняя угловые точки на лобовой поверхности моделируемого диска.

Одновременно с возникновением этого внешнего вихря под действием



изменившегося градиента давления на поверхности обтекаемого тела происходит резкое увеличение толщины пограничного слоя. В момент его отрыва возле поверхности тела возникает новый, внутренний вихрь, который можно увидеть на рисунке 5. Из-за присутствия тела в этой части пространства, а также за счет влияния жестких стенок трубопровода, завихренность потока может перераспределяться только в трансверсальном и противоположном основному течению направлениях (движение основного потока - слева направо). По этой причине внутренний вихрь начинает резко увеличиваться в своих размерах и вступает в контакт с внешним кольцевым вихрем. В результате их взаимодействия внешний вихрь частично теряет свою завихренность, а внутренний, наоборот, получает энергию, достаточную для отрыва от лобовой поверхности тела. В дальнейшем, с течением времени, происходит образование нового вихря с аналогичным механизмом его отделения от лобовой поверхности тела.

Подобное взаимодействие в зависимости от числа Рейнольдса потока продолжается до появления строго определенного количества вихрей, которые в дальнейшем иерархическим образом формируют сложную вихревую область перед обтекаемой конструкцией. Фраза "иерархически формируют" имеет следующий смысл: каждому числу Рейнольдса потока всегда соответствует своя строго определенная вихревая область, в развитии которой наблюдается некая самоподчиненность. Подобный сценарий развития таких вихревых структур говорит в том, что поток обладает "временной и кинематической памятью". Рост числа Рейнольдса до определенного значения (зависящего от геометрии обтекаемого тела, его смещения относительно оси трубы, физических характеристик потока, и т.д.), приводит к увеличению количества взаимодействующих между собой вихрей и наоборот, уменьшение числа параметра Рейнольдса уменьшает составную область на строго определенное число вихрей. При этом структурная самоподчиненность такой иерархической вихревой системы или, другими словами, сценарий образования, развития и существования взаимодействующих между собой вихрей, всегда остается неизменным.



*Рис. 5. Изолинии трехмерного поля линий тока вблизи диска: Показана горизонтальная плоскость трубопровода ( $Y=0$ ) при  $t=7$  сек. и  $Re=10^4$ . Поток движется слева направо*

Проведенная математическая оценка указывает на то, что подобные вихревые структуры не являются результатом накопительной ошибки вычислительного эксперимента или численной вязкости разработанной конечно-разностной схемы. Это утверждение можно пояснить следующим образом: при решении системы (1) с использованием конечно-разностного метода исходные равенства будут удовлетворяться только в пределах задаваемой ошибки (в нашем случае ошибка имеет второй порядок точности). Причиной этому является замена непрерывных производных их дискретными аналогами и ошибками округления при расчетах. Таким образом, если перенести все слагаемые уравнений Навье-Стокса в левую часть, то в правой части вместо нуля получаем значение ошибки  $\epsilon$ . Эта ошибка может рассматриваться как аналог дополнительной искусственной силы нефизической природы. Влияние этой силы по мере роста времени приведет к физически неправильным результатам в том случае, когда в каждой точке расчетного объема не будет выполняться неравенство (8). Фактически неравенство (8) показывает, какой вклад дает генерируемая сила в реальные значения скорости потока.

$$\Delta = \left| \frac{\int_0^t \varepsilon_i \cdot dt}{V_i} \right| \ll 1 \quad (8)$$

Соблюдение этого условия в ходе численных экспериментов всегда проверялось. В качестве примера на рисунках 6 и 7 показано распределение по длине расчетной области максимального значения параметров  $\varepsilon$  и  $\Delta$ , соответственно. Результаты получены при несимметричном обтекании диска, смещенного по отношению к оси цилиндрического трубопровода на 1%. Показанные на рисунках значения ошибки  $\varepsilon$  и невязки  $\Delta$  соответствуют полю завихренности, представленному на рисунке 3, с.

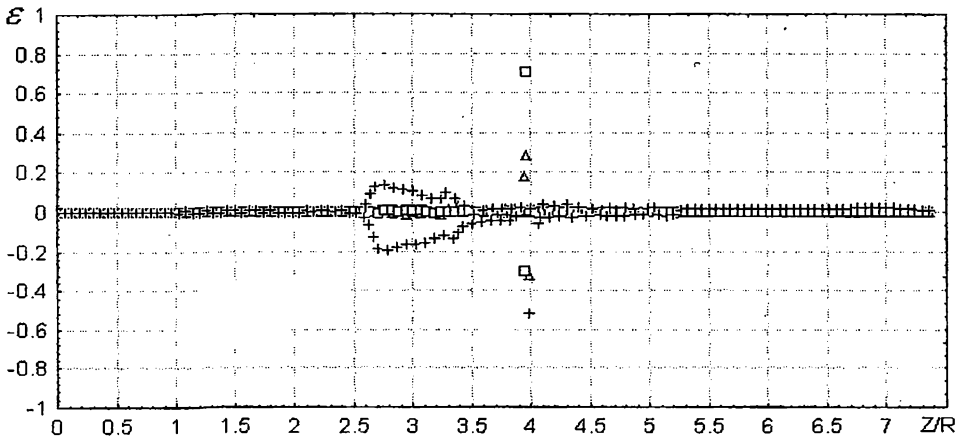


Рис.6. Распределение максимального значения ошибки  $\varepsilon$  по длине расчетной области при  $t=17$  сек.,  $Re = 10^4$ .  $\Delta$  - первое уравнение системы (1),  $\square$  - второе уравнение системы (1),  $+$  - третье уравнение системы (1)

При решении исходной системы Навье-Стокса, как и следовало ожидать, максимальное значение ошибки  $\varepsilon$  по длине расчетной области имеет место в третьем уравнении. Причиной этому является тот факт, что в подобном классе гидромеханических задач главной всегда остается продольная составляющая скорости  $V_z$ . Как видно на рисунке 6 ошибка  $\varepsilon$  постоянно принимает большие значения в той части пространства, где находится вершина вихревой области или, другими словами, там, где располагаются вихри малых раз-

меров. Именно в этой области при выходе на аналог квазистационарного режима обтекания тела величина завихренности движущегося потока самая высокая.

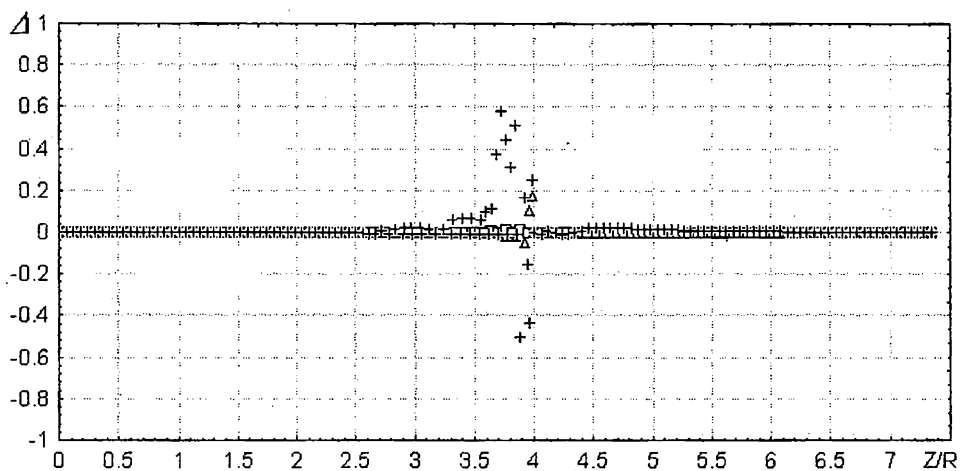


Рис. 7. Распределение максимального значения невязки  $\Delta$  по длине расчетной области при  $t=17$  сек.  $Re \cong 10^4$ .  $\Delta$  - первое уравнение системы (1),  $\square$  - второе уравнение системы (1),  $+$  - третье уравнение системы (1)

На рисунке 6 видно, что при переходе от одного расчетного сечения к другому в той части пространства, которая соответствует сильному возмущению движущейся среды, т.е. вихревой зоне, величина  $\epsilon$  постоянно меняет знак. Это можно объяснить флуктуациями использованного метода расщепления системы (1), а также особенностью поведения обнаруженных вихревых структур. Детальное объяснение этого явления требует дальнейших более полных и достаточно трудоемких исследований.

Как видно на рисунке 7 даже столь малая асимметрия в расположении тела как 1% приводит к существенному отличию (более чем в три раза) в величине относительной ошибки (в проекциях на оси OX и OY), возникающей за счет "искусственной" добавочной силы, привносимой численным методом. Однако при этом величина максимальной ошибки для каждого из решаемых уравнений находится намного ниже границы, допускаемой критерием (8).

Во всех численных экспериментах также выполнялась проверка условия  $\text{div} V = 0$ . Это равенство всегда удовлетворялось с точностью  $10^{-6}$  и выше. Обычно максимальные значения ошибки наблюдались только вблизи лобовой и тыльной поверхностей обтекаемого тела.

#### 4. Выводы

1. В отличие от традиционно принятой картины обтекания тел в неограниченном пространстве присутствие стенок трубы всегда приводит к образованию сложной составной вихревой области перед лобовой поверхностью обтекаемого плоского тела.

2. Открытые вихревые структуры при заданной геометрии решаемой задачи и фиксированном параметре  $Re$  обладают свойством масштабной пространственно-временной инвариантности. Это подтверждается универсальностью их поведения по отношению к форме обтекаемой конструкции и самим внутренним строением составной области потока перед телом.

3. В классе внутренних задач гидромеханики получение стационарных или устойчивых квазистационарных режимов движения потока принципиально невозможно. Диссипативность системы, хаотический отрыв вихревых структур от поверхности тела и пульсации в вихревой области потока перед телом постоянно приводят к неизменному перераспределению всего поля течения в целом.

4. Установлен принципиально новый характер поведения во времени нелинейных физических систем типа: "ограниченный поток - обтекаемое тело". Он может быть описан как иерархический по отношению к таким двум динамическим параметрам как время и число Рейнольдса потока.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Альтиуль А. Д. *Гидравлические сопротивления*. М.: Недра, 1970. С. 216.
2. Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. *Вычислительная гидромеханика и теплообмен: в 2 т. Т.1: Пер с англ.* М.: Мир, 1990. 384 с.

3. Асимптотическая теория отрывных течений / Под ред. В.В.Сычева. - М.: Наука, 1987. - 256 с.
4. Малахов А. В. Гидромеханика ограниченных потоков. Одесса: Астропринт, 1999. - 205 с.
5. Белоцерковский С. М., Ништ М. И. Отрывное и безотрывное обтекание тонких крыльев идеальной жидкостью. М.: Наука, 1978. 352 с.
6. Белов И. А., Исаев С. А., Коробков В.А. Задачи и методы расчета отрывных течений несжимаемой жидкости. Л.: Судостроение. 1989. - 254 с.
7. Биркгоф Г. Гидродинамика. Пер. с англ. М.: Изд-во иностр. лит-ры, 1963. - 244 с.
8. Джозеф Д. Устойчивость движений жидкости. Пер. с англ. М.: Мир, 1981. - 638 с.
9. Гоглиш Л. В., Степанов Г. Ю. Отрывные и кавитационные течения: основные свойства и расчетные модели. М.: Наука. 1990. - 384 с.
10. Гуревич М. И. Теория струй идеальной жидкости. М.: Госуд. изд-во физ.-мат. лит., 1961. 496 с.
11. Ковеня В. М., Яненко Н. Н. Метод расщепления в задачах газовой динамики. Новосибирск: Наука, 1981. - 304 с.
12. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1973. 847 с.
13. Ляшенко В. П., Ягодкин В. И. О влиянии стенок канала на вихреобразование за плохообтекаемым телом // Изв. АН СССР. МЖГ. 1983. № 3. С. 38-46.
14. Математическое моделирование плоскопараллельного отрывного обтекания тел / Под ред. С. М. Белоцерковского. М.: Наука. 1988. - 232 с.
15. Numerical methods in fluid dynamics. Ed. by H. J. Wirz, J.J. Smolderen. Hemisphere Publishing Corporation, 1978.
16. Чжен П. Отрывные течения. Пер. с англ. М.: Мир, 1972-1973.
17. Пейре Р., Тейлор Д. Вычислительные методы в задачах механики жидкости: Пер. с англ. Л.: Гидрометеиздат, 1986. 352 с.
18. Абрамович Г.Н., Крашенников С.Ю., Секундов А. Н., Смирнова И.П.

- Турбулентное смешение газовых струй. М.: Наука, 1974. 272 с.*
19. *Vardy A. E., Hwang K. Characteristic model of transient friction in pipes. Journal of Hydraulic Research. Vol. 29. No 5. 1991.*
20. *Яненко Н. Н. Метод дробных шагов решения многомерных задач математической физики. Новосибирск: Наука, 1967. 195 с.*

# ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ОБЪЕКТНО-ОРИЕНТИРОВАННОГО ПОДХОДА ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ГИДРОДИНАМИКИ СУДНА

А.В. Демидюк

Решение задач гидродинамики судна обычно связано со сложными многоуровневыми вычислениями. Одним из вариантов формализации подходов к решению таких задач является применение методов объектно-ориентированного программирования (ООП) с использованием объектов, описывающих те или иные явления и сущности в предметной области. С ростом сложности задачи эффективность такого подхода возрастает, и для масштабных задач он является единственно применимым (например, при компьютерном моделировании экспериментов в аэродинамических трубах).

Объектно-ориентированный подход подразумевает использование ряда механизмов, основными из которых являются:

- *инкапсуляция* – объединение данных и поведения объекта и представление их в виде класса; при этом имя класса является синонимом типа данного объекта; вычисление рассматривается как модель поведения и реализуется в методах (функциях-членах) класса;

- *наследование* – создание нового типа данных из уже существующих;
- *полиморфизм* – многовариантность поведения объекта.

Объектно-ориентированный подход был применен к задаче об определении гидродинамических характеристик продольной качки судна путем непосредственного интегрирования гидродинамических давлений по смоченной поверхности корпуса. Рассматривалась линейная задача о качке судна без хода на регулярном волнении при неограниченной глубине фарватера. В рамках линейной теории потенциал возмущенного движения жидкости может быть получен в виде алгебраической суммы потенциалов набегающего волнения, дифракции и излучения

$$\Phi(x, y, z, t) = \Phi_{\text{нв}}(x, y, z, t) + \Phi_{\text{д}}(x, y, z, t) + \Phi_{\text{и}}(x, y, z, t)$$

$$\Phi(x, y, z, t) = \Phi_{\text{с}}(x, y, z) \cos \sigma t + \Phi_{\text{с}}(x, y, z) \sin \sigma t.$$



Главный вектор и главный момент возмущающих сил представим в виде:

$$\vec{F} = \vec{F}_c \cos \sigma t + \vec{F}_s \sin \sigma t$$

$$\vec{M} = \vec{M}_c \cos \sigma t + \vec{M}_s \sin \sigma t,$$

где  $\vec{F}_{c,s} = \iint_S P_{c,s} \vec{n} ds$ ,  $\vec{M}_{c,s} = \iint_S P_{c,s} (\vec{r} \times \vec{n}) ds$ ,  $P_{c,s} = \mp \rho \sigma \Phi_{s,c}$ .

Наибольшую сложность при создании программы представляет этап проектирования. На этом этапе проводится анализ выражений для потенциалов дифракции [2] и излучения, идет поиск наиболее удачной формы представления поверхности корпуса судна. В результате удастся выявить ряд абстракций (классов), взаимодействующих между собой. Полученные классы являются программными аналогами наиболее общих понятий, используемых при описании и решении данной задачи.

На этапе проектирования классов объектов для визуализации различных аспектов их взаимодействия применен унифицированный язык моделирования – UML. С использованием UML разработана иерархия классов, приведенная на рис. 1.

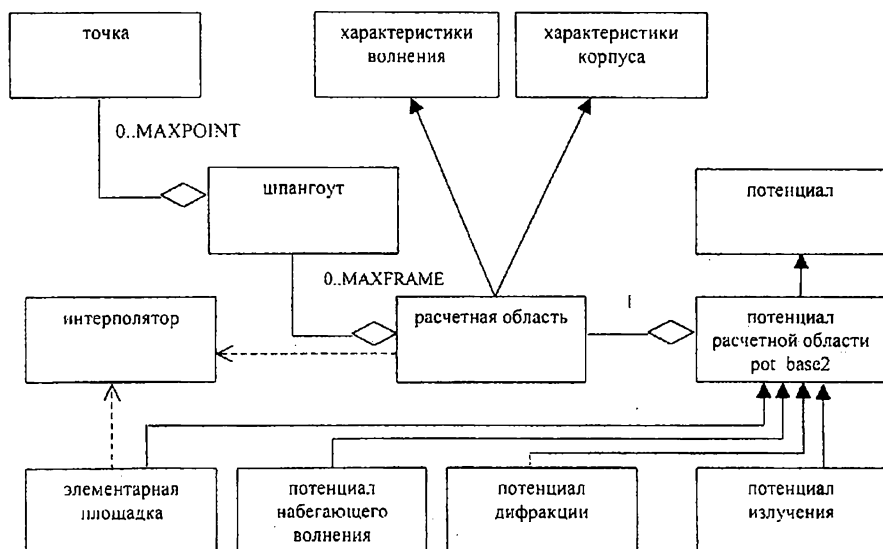
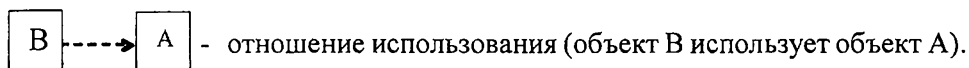
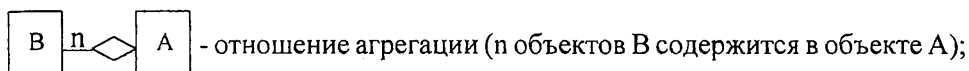
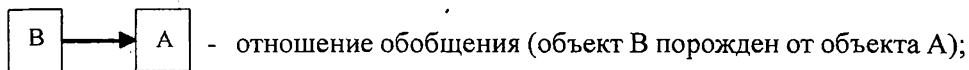


Рис. 1. Иерархия классов в программе

Взаимодействие классов объектов на рис 1. показано в терминах UML [3]:



Классы объектов иерархии можно функционально разделить на три группы. Первая группа - классы, описывающие структуры данных – *точка, шпангоут, характеристики волнения, характеристики корпуса, расчетная область*.

Вторая группа – классы, описывающие базовые и порожденные от них объекты потенциальных функций – *потенциал* (интерфейс подынтегральных функций), *потенциал расчетной области* (реализует удобный доступ к объекту *расчетная область*), *потенциал дифракции, потенциал излучения, потенциал набегающего волнения*.

Третья группа – вспомогательные классы объектов, участвующие в вычислениях - *интерполятор* (реализует интерполирование функций полиномом Лагранжа), *элементарная площадка* (реализует вычисление площади элементарной площадки на корпусе судна).

Базовые классы (вершины иерархии) – *потенциал, характеристики волнения, характеристики корпуса*. С помощью механизма ООП *наследования* (уточнения) из базовых классов были получены классы *расчетная область* и *потенциал расчетной области*; дальнейшее уточнение последнего позволило получить классы *потенциал дифракции, потенциал излучения*, а также класс *потенциал набегающего волнения*. Класс *потенциал* содержит список имен (пустые тела) всех функций, используемых в процедурах интегрирования. Каждый порожденный от него класс реализует лишь необходимые для своего описания подынтегральные функции из этого списка. Таким образом, порожденные классы могут иметь функции-члены с одинаковыми именами, но индивидуальной реализацией. Процедура интегрирования, используя механизм ООП *полиморфизм* (чистый полиморфизм-включение [1]), вызывает необходимую подынтегральную функцию в зави-

симости от типа объекта, который передается ей в качестве аргумента. Это позволяет для всех объектов, порожденных от класса *потенциал*, использовать единую процедуру интегрирования.

Описание корпуса представлено в виде таких классов как *точка*, *шпангоут*, *расчетная область*. Последний является контейнером для хранения объектов *шпангоут*. В свою очередь класс *шпангоут* является контейнером для хранения объектов *точка*. Хранение объектов в контейнерах реализовано с использованием динамических массивов.

Проектирование и разработка объектов проведены с использованием пакета Visual CASE 1.1 р, а их реализация на языке C++ с использованием компилятора Microsoft C++ 6.0 и стандартной библиотеки (STL). Вычислительная программа реализована в виде исполнимого файла. Входная информация по корпусу судна и параметрам волнения представляется в виде текстового файла. Результатом работы программы является файл с отформатированными таблицами гидродинамических характеристик качки судна.

Структура программы позволяет использовать готовые классы объектов при решении других задач статики и динамики корабля, а также при необходимости добавить графический интерфейс Windows.

Применение методов ООП, а также UML при проектировании и разработке прикладных программ гидродинамики судна позволяет:

- преодолевать сложность поставленной задачи;
- визуализировать процесс проектирования ПО, включая различные аспекты взаимодействия объектов;
- использовать все основные средства языка при создании кода;
- повторно использовать отлаженные блоки кода.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Айрэ Пол. *Объектно-ориентированное программирование с использованием C++*. Киев: DiaSoft, 1995.- 480 с.
2. Демидюк А.В. *Дифракционная задача для тонкого судна на глубокой воде* // *Вісник ОДМУ*.- 1998.- №1. С. 73-79.
3. *Visual CASE 1.1p. User's Guide. Chapter 2 The Unified Modeling Language*.

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ БЕЗОПАСНЫХ ТРАЕКТОРИЙ ПРИ ПОДХОДЕ МАЛОГО СУДНА ДЛЯ ШВАРТОВКИ К КРУПНОТОННАЖНОМУ СУДНУ НА РЕЙДОВОЙ СТОЯНКЕ

**Н. В. Ефремова**

Рост размерений транспортных судов при фактической неизменности глубин акваторий портов и подходных каналов к ним приводит к тому, что крупнотоннажные суда приходится обрабатывать на открытой рейдовой стоянке. При этом вблизи крупнотоннажного судна работает значительно меньшее по размерам судно-оператор (лоцманский катер, рейдовый катер, бункеровщик, баржа). Поэтому среди прочих возникает проблема определения кинематических характеристик качки судно-оператора, движущегося в сложном волновом поле.

Данная работа посвящена определению траектории подхода судно-оператора к крупнотоннажному судну, при которой качка малого судна будет минимальной. Согласно [3] при швартовке к судну, стоящему на рейде, швартующееся судно (в данном случае судно-оператор) подходит к принимающему судну с кормы против ветра и течения. Под действием ветра и волнения принимающее судно рыскает, в этом случае нужно подходить к внешней границе сектора рыскливости.

Если принимающее судно устойчиво стоит на якоре и не рыскает, рекомендуется подход судно-оператора к принимающему судну под углом  $15-20^\circ$ , либо подход с кормы принимающего судна курсом, параллельным его ДП так, чтобы погасить инерцию у места швартовки. При предполагаемой длительной стоянке судов на открытом рейде швартующееся судно подходит в точку, расположенную на расстоянии порядка его длины впереди принимающего судна курсом  $60-70^\circ$  к его ДП, затем отдают якорь, спускаются на якорь-цепи к принимающему судну и в момент наибольшего сближения выполняют швартовку.

Как показано в [2], волновое поле вокруг большого судна существенно трехмерное. Вследствие дифракции волнения на корпусе большого судна со стороны набегания образуются стоячие волны, пучности которых удалены

друг от друга на расстояние, примерно равное длине волны, а расположение их зависит от курсового угла волнения и длины волны. На рис. 1-4 приведены волновые поля вокруг балкера «Зоя Космодемьянская» (форма корпуса которого типична для крупнотоннажных танкеров и балкеров) при относительной глубине акватории  $H/T = 1,3$ , относительных длинах волн  $\lambda/L = 0,5$ ,  $\lambda/L = 0,8$  и различных курсовых углах волнения  $\beta$ . Главные размерения судна:  $L = 201$  м,  $B = 31,8$  м,  $T = 11,73$  м. Значения длин волн приняты по данным в [1] для Черного моря максимальном значении периода ветровых волн (кроме очень крупных штормовых)  $\tau = 9$  с и среднем значении периода волн зыби  $\tau = 14$  с.

При расположении судна вразрез волнению ( $\beta = 180^\circ$ ) относительные амплитуды волнения  $\bar{Z}_B = Z_B / a$  ( $a$  - амплитуда волнения на бесконечном удалении от корпуса судна) изменяются от 0,5 до 1,5, причем зоны значительного уменьшения амплитуд - достаточно узкие полосы, расположенные симметрично по бортам судна, а за кормой судна  $\bar{Z}_B \approx 1$ .

При косом набегании в области гидродинамической тени наблюдается значительное уменьшение относительных амплитуд волнения. При  $\beta = 120^\circ$  и  $\lambda/L = 0,8$  со стороны тени  $0,8 \leq \bar{Z}_B \leq 1,0$ , при  $\lambda/L = 0,5$  эти величины, соответственно,  $0,4 \leq \bar{Z}_B \leq 1,0$ . При  $\beta = 150^\circ$  и  $\lambda/L = 0,5$  со стороны тени  $0,7 \leq \bar{Z}_B < 1,1$ .

Расчеты показывают, что протяженность по длине и ширине судна зоны уменьшения амплитуд и величина их уменьшения тем значительнее, чем меньше длина волны и чем больше угол между направлением фазовой скорости волны и ДП судна. Изменить курсовой угол волнения относительно судна можно, например, путем постановки судна на шпринг.

Для сравнительного анализа были выбраны несколько траекторий подхода малого судна-оператора к принимающему судну (см. рис.4). Траектория 3 – подход к большому судну под углом  $15^\circ$  к его носовой оконечности. Траектория 4 – подход к большому судну под углом  $60^\circ$  в точку, расположенную на расстоянии порядка его длины перед носовой оконечностью. Траектория 5 (на рисунке не показана) – проход малого судна вдоль борта большого на расстоянии 20 м. Траектории 1 и 2 – движение в точку, расположенную примерно посередине зоны уменьшения амплитуд по длине принимающего судна (для  $\lambda/L = 0,5$  это точка  $x = -L/4$ ) при курсовом угле волнения  $\beta = 150^\circ$  и  $120^\circ$ , соответственно.

По методике, описанной в [2], выполнены расчеты качки судна-спасателя «Светломор-4» при его движении по каждой из траекторий 1-5 к судну типа «Зоя Космодемьянская» на рейдовой стоянке. Выбраны значения относительной длины волн  $\lambda/L = 0,5$ , крутизны волн  $2a/\lambda = 1/40 \div 1/100$ , курсовых углов волнения  $\beta = 120^\circ, 150^\circ, 180^\circ$ . Главные размерения судна «Светломор-4»:  $L_j = 51,8$  м,  $B_j = 14,0$  м,  $T_j = 4,5$  м, поперечная метацентрическая высота  $h = 1,0$  м. Скорость судна-оператора изменяется в диапазоне от 2 узлов на расстоянии порядка  $2L$  от борта принимающего судна до 0,6 узла к моменту начала швартовки. Анализ полученных результатов показывает, что амплитуды качки в принятом диапазоне скоростей и характеристик волнения, рассчитанные для кажущихся частот волнения, отличаются менее чем на 5% от аналогичных величин, рассчитанных для истинной частоты.

Следует отметить, что при движении в трехмерном волновом поле судна-оператора его качка не является установившимся процессом. Но так как скорость судна достаточно мала, при расчете предполагается, что судно-оператор занимает ряд фиксированных положений вдоль соответствующей траектории. Это предположение позволяет получить максимально возможные значения амплитуд качки, так как вне зоны возможного резонанса амплитуда установившихся колебаний больше амплитуды неустановившихся колебаний, а для рассматриваемой пары судов при данных характеристиках волнения в области гидродинамической тени попадание в резонансную зону исключено.

Ниже для каждой траектории приведены минимальные и максимальные значения относительных амплитуд пяти видов качки, а также графики зависимости амплитуд вертикальной качки от положения судна-оператора по длине принимающего судна при разных курсовых углах волнения. Амплитуды линейных видов качки отнесены к амплитуде набегающего волнения  $a$ , угловых видов качки – к максимальному углу волнового склона  $\alpha_{\max}$ .

Результаты расчетов показывают, что при движении судна-оператора вразрез набегающему волнению примерно посередине зоны уменьшения волновых амплитуд (т.е. по траекториям 1 и 2) амплитуды качки меньше, чем при движении по другим траекториям.

Данная методика расчета качки позволяет также рассчитать относительные перемещения заданной точки малого судна, занимающего при швартовке определенное положение у принимающего судна.

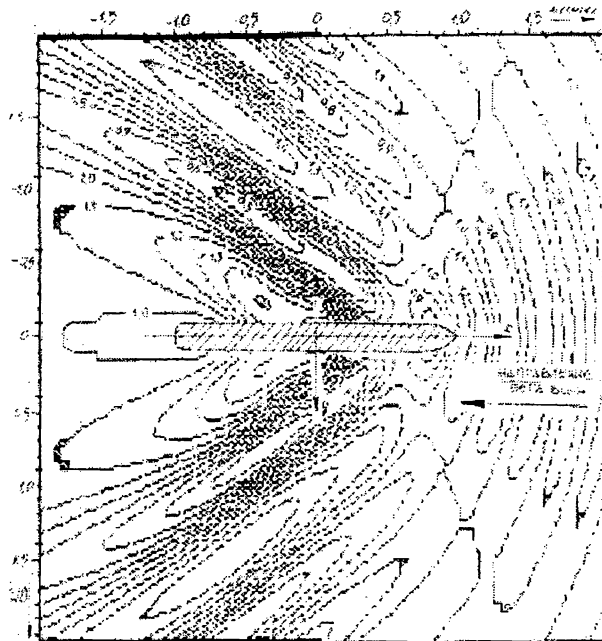


Рис. 1. Волновое поле вокруг корпуса принимающего судна  
 $\beta = 180^\circ$ ,  $\lambda L = 0,5$

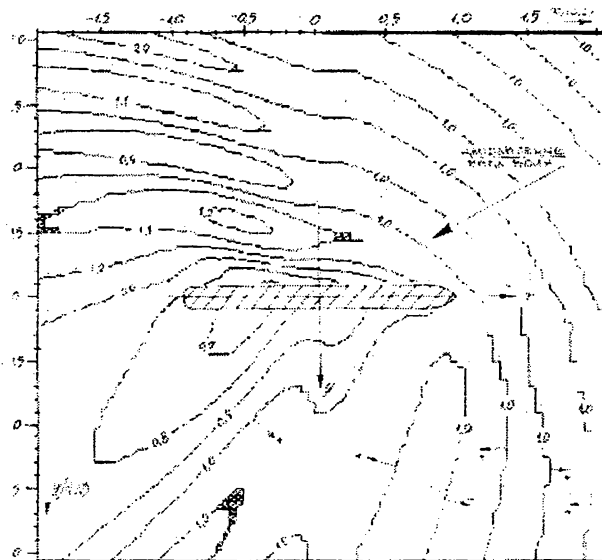


Рис. 2. Волновое поле вокруг корпуса принимающего судна  
 $\beta = 150^\circ$ ,  $\lambda L = 0,5$

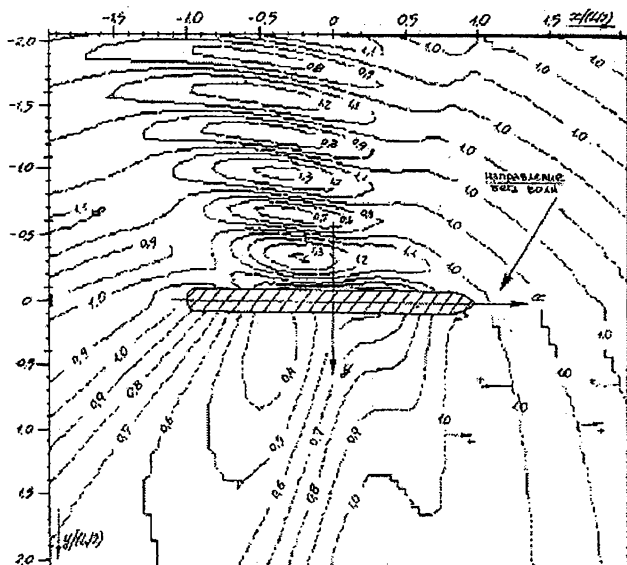


Рис. 3. Волновое поле вокруг корпуса принимающего судна

$$\beta = 120^\circ, \lambda L = 0,5$$

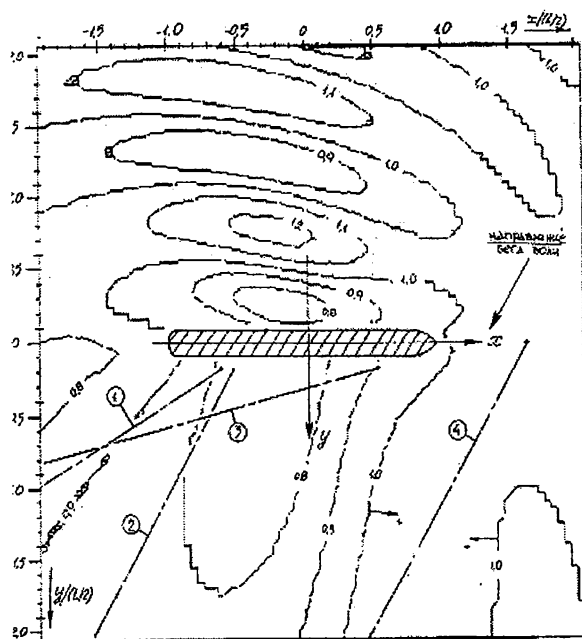


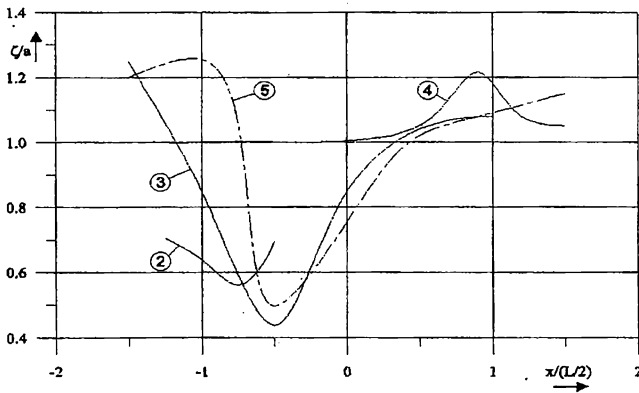
Рис. 4. Волновое поле вокруг корпуса принимающего судна

$$\beta = 120^\circ, \lambda L = 0,8$$

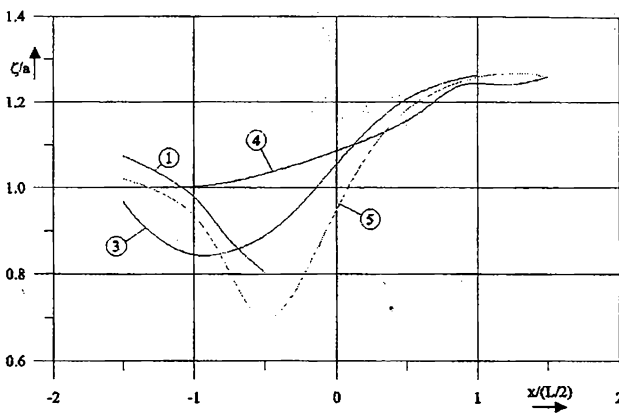


Таблица 1. Относительные амплитуды качки судна-оператора

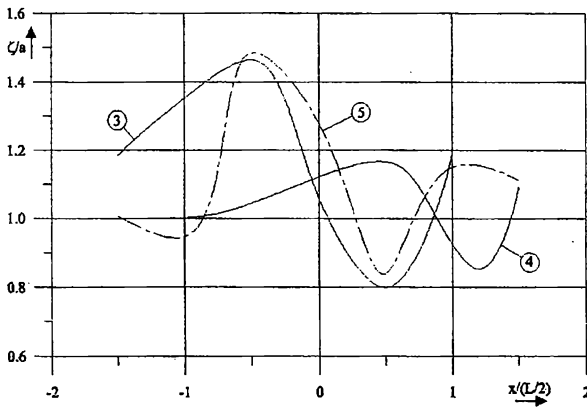
№ траектории	Индекс вида качки	Курсовой угол набегающего волнения		
		120°	150°	180°
1	2	—	0.006 - 0.023	—
	3	—	0.80 - 1.07	—
	4	—	0.07 - 0.16	—
	5	—	0.25 - 0.27	—
	6	—	0.008 - 0.037	—
2	2	0.02 - 0.09	—	—
	3	0.56 - 0.70	—	—
	4	0.04 - 0.49	—	—
	5	0.15 - 0.19	—	—
	6	0.01 - 0.05	—	—
3	2	0.07 - 0.21	0.02 - 0.075	0.016 - 0.13
	3	0.43 - 1.08	0.84 - 1.26	0.80 - 1.46
	4	0.39 - 1.17	0.02 - 0.19	0.02 - 0.83
	5	0.08 - 0.26	0.30 - 0.41	0.37 - 0.58
	6	0.05 - 0.10	0.008 - 0.033	0.01 - 0.058
4	2	0.19 - 0.22	0.05 - 0.062	0.001 - 0.035
	3	1.05 - 1.21	1.18 - 1.26	0.85 - 1.15
	4	0.42 - 1.16	0.05 - 0.19	0.001 - 0.18
	5	0.23 - 0.25	0.40 - 0.41	0.42 - 0.53
	6	0.07 - 0.11	0.018 - 0.024	0.001 - 0.02
5	2	0.07 - 0.24	0.02 - 0.066	0.002 - 0.17
	3	0.49 - 1.20	0.69 - 1.26	0.84 - 1.48
	4	0.52 - 1.02	0.06 - 0.50	0.06 - 0.86
	5	0.09 - 0.32	0.28 - 0.41	0.40 - 0.61
	6	0.06 - 0.10	0.008 - 0.025	0.001 - 0.06



а)  $\beta = 120^\circ$ ,  $\lambda/L = 0,5$



б)  $\beta = 150^\circ$ ,  $\lambda/L = 0,5$



в)  $\beta = 180^\circ$ ,  $\lambda/L = 0,5$

Рис. 5. Относительные амплитуды вертикальной качки судна-оператора

### ЛИТЕРАТУРА

1. Ветер и волны в океанах и морях. Справочные данные. Л.: Транспорт, 1984. 359 с.
2. Ефремова Н.В. Определение параметров качки малого судна при подходе к судну-партнеру на рейдовой стоянке: Автореферат дис. ... канд. техн. наук: 05.08.01/ ОГМУ. - Одесса, 2001. 20 с.
3. Справочник капитана дальнего плавания /Аксютин Л.Р., Бондарь В.М., Ермолаев Г.Г и др.: Под ред. Ермолаева Г.Г. М.: Транспорт, 1988. 248 с.

# **ПРОЧНОСТЬ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОРАБЛЯ**

УДК 629.12.001

## **НОРМИРОВАНИЕ ОБЩЕЙ ПРОЧНОСТИ СУДОВ СИСТЕМЫ ДУНАЙ - МАЙН - РЕЙН**

**Г. В. Егоров**

Действующие правила постройки и классификации судов внутреннего плавания (для Дунайского бассейна) Российского Морского Регистра Судоходства (РС) были изданы в 1978 г. [8].

Непрерывная унификация европейских внутренних водных путей (ВВП), судов, судовых документов потребовала изменения требований Правил РС к конструкциям корпусов судов внутреннего плавания (СВВП) системы Дунай - Майн - Рейн (ДМР). По экспертной оценке [1-6] основные направления корректировки состояли в сочетании отечественных подходов с общеевропейскими требованиями к технической и экологической безопасности, с унификацией габаритов, типоразмеров, конструкции корпусов СВВП.

Проект части II "Корпус" Правил РС был подготовлен Морским Инженерным Бюро под руководством автора настоящей статьи в 1998-1999 гг.

Проектом Правил РС требуется проверочный расчет элементов корпуса для грузовых судов длиной более 80 м; пассажирских судов длиной более 60 м; буксиров мощностью более 1200 кВт; толкачей мощностью более 2200 кВт; судов технического флота длиной  $L$  более 60 м; для перечисленных или других типов судов с отношением длины к высоте борта  $L/D > 32$ , длины к ширине  $L/B > 10$ , а также, когда местная нагрузка трюма от отдельных "горок" или отдельных партий груза превышает более чем на 33% нагрузку от груза, равномерно распределенного по всей поверхности трюма. Кроме того, такой расчет необходим при оптимизации металлоемкости корпуса.

В [1, 3, 4] показано, что требования к конструкции и размерам связей корпусов СВВП системы Дунай-Майн-Рейн определяются эксплуатационными нагрузками при грузовых операциях, контактах с грунтом, стенками шлюзов и т.п., а также экологическими требованиями. Выявлено относительно малое влияние волновых нагрузок на прочность корпусов исследуемых СВВП (в сравнении с традиционными нормами проектирования российских и

украинских судов для работы на отечественных ВВП).

В силу незначительного количества циклов переменных нагрузок, наличия четкой взаимосвязи между экстремальными нагрузками на тихой воде (при грузовых операциях, посадках на мель, затоплении отсеков, удифферентовке при осмотре винто-рулевого комплекса) и фактами переломов корпусов, широкого варьирования срока службы исследуемых судов (от 15 до 40 и более лет) был сделан вывод о необходимости нормирования общей прочности корпусов СВВП на базе критерия предельной пластической прочности при однократном нагружении с износом элементов корпуса к концу срока службы.

Исследования повреждаемости корпусов СВВП с позиций теории риска и примененная для обоснования нормативов формальная оценка безопасности позволили выполнить технико-экономическое обоснование коэффициентов запасов общей прочности для тех состояний нагрузки СВВП, которые представляют для таких судов реальную опасность.

Стоимостная оценка риска  $R_i$  переломов корпусов СВВП системы ДМР позволила получить следующие соотношения:

для судов, перевозящих опасные для окружающей среды грузы;  $R_4$  при ремонтных операциях; /  $R_3$  при нарушении непроницаемости; /  $R_2$  при посадке на мель; /  $R_1$  при грузовых операциях = 1 : 15 : 16 : 52;

для судов, не перевозящих опасные грузы,  $R_4$  при ремонтных операциях; /  $R_2$  при посадке на мель; /  $R_3$  при нарушении непроницаемости; /  $R_1$  при грузовых операциях = 1 : 4 : 4 : 15.

На основе оценки риска СВВП автором были разработаны следующие методики, позволяющие снизить вероятность переломов корпусов:

- расчета усилий на тихой воде, возникающих в процессе грузовых операций и перед выходом в рейс с учетом неравномерности распределения груза, а также оценки усилий, возникающих в аварийных ситуациях – при посадке на мель, при затоплении отсеков и при удифферентовке для ремонта винто-рулевого комплекса;

- оценки предельных изгибающих моментов с учетом износа и деформаций;  
- оценки общей предельной прочности на основе критерия предельной пластической прочности к концу срока службы.

Типовые варианты загрузки и грузовых операций судов внутреннего плавания определялись в зависимости от назначения и номенклатуры.

Например, для сухогрузных судов к таким случаям нагрузки относятся:

- равномерная загрузка навалочным или генеральным грузом с наименьшим УПО (наиболее тяжелый груз) при максимальной осадке;
- равномерная загрузка навалочным или генеральным грузом с наибольшим УПО при наименьшей после погрузки осадке;
- неравномерная загрузка наиболее тяжелым навалочным смещаемым грузом;
- специальные случаи загрузки, характерные для данного судна: загрузка контейнерами, колесной техникой, трубами, лесным грузом, перевозка тяжеловесов и палубных грузов;
- загрузка на коротком плече при максимальной осадке, но при минимальном количестве запасов (для самоходных судов).

Все разнообразие грузовых операций было сведено к следующим расчетным состояниям:

- вариант погрузки (способ “А” в обозначении проекта Правил РС) одним грузовым устройством в один проход с носа в корму (в силу наличия определенной симметрии оконечностей дает для несамходных судов практически те же результаты, что и вариант с кормы в нос);

- вариант погрузки одним грузовым устройством в два прохода (способ “В”);

- вариант погрузки двумя грузовыми устройствами от оконечностей к миделю;

- вариант погрузки двумя грузовыми устройствами от миделя к оконечностям.

Два первых варианта представляют собой случаи организации грузовых операций, регламентируемые инструкцией по загрузке, выбор варианта производится в соответствии с классом СВВП (строго для двухслойной погрузки и выгрузки, что должно быть указано в классификационных документах судна или допускается однослойная погрузка и выгрузка).

Два последующих варианта являются наиболее опасными случаями “неконтролируемой” организации грузовых операций, так как погрузка от оконечности к миделю приводит к максимально возможному перегибу корпуса, а погрузка от миделя к оконечностям – к максимально возможному прогибу. Они могут быть использованы для СВВП, предназначенных для интенсивной эксплуатации при слабом контроле порядка их проведения, либо при полном отсутствии контроля, а также для СВВП, которым будут разрешены такие схемы погрузки и выгрузки на этапе проектирования. К величинам изгибающих моментов, аналогичных последнему варианту из перечисленных, приводит распространенная в системе ДМР технология погрузки одним грузовым

устройством, когда на первом этапе заполняется половина длины грузового пространства в средней части, на втором и на третьем этапе – поочередно заполняются оставшиеся четверти грузового пространства в носовой и кормовой оконечностях (типичен для судов с одним трюмом, оборудованным раскатными телескопическими люковыми закрытиями).

Если инструкцией по загрузке предусмотрена возможность одновременного проведения грузовых и балластных операций, то расчеты усилий во время грузовых операций следует производить в двух вариантах: прием груза без одновременной балластировки (т.е. прием груза от состояния судна порожнем до состояния в полном грузу); прием груза при одновременной балластировке (т.е. прием груза от состояния судна в балластном состоянии до состояния в полном грузу). При одновременной балластировке и грузовых операциях необходимо учитывать скорость погрузки-выгрузки и скорость откачки-приема балласта.

Специальный анализ позволил оценить расчетную степень неравномерности распределения груза по длине трюма в ступенчатой форме в 7,5%. При этом учтено, что навалочный и генеральный (кроме контейнеров) груз по технологическим причинам не заполняет все грузовое пространство и размещается в среднем на расстоянии  $0,18+0,02L$  м, но не более 2,5 м от кормовой и носовой переборки, ограничивающих трюм. Для сравнения, в действующих Правилах РС [8] принята степень неравномерности 5%.

Для наливных и сухогрузных судов, предназначенных для перевозки опасных грузов, значительный риск представляют переломы корпусов при посадке на мель.

На основе анализа имевших место аварийных происшествий и моделирования последствий посадок на мель в условиях системы ДМР сделан вывод, что расчет следует производить для состояний с грузом, приводящих к наибольшим значениям прогиба и перегиба с учетом реакции грунта как сосредоточенной силы (или распределенной на участке не более одной теоретической шпации  $L/20$ ) величиной  $0,050\Delta$  для несамоходных судов и  $0,060\Delta$  для самоходных судов, прилагаемой для прогиба – к точке, отстоящей от носового перпендикуляра на  $0,025L$  (модель посадки судна на мель с ходу) и для перегиба – к точке на миделе (модель посадки судна на мель при обсыхании – “выморозка”), где  $\Delta$  – водоизмещение судна. Для наливных несамоходных барж-секций, предназначенных для толкания, такой расчет выполняется для реакции грунта  $0,075\Delta$ , т.к. потеря осадки головной секции состава больше, чем аналогичная величина для единичного объекта.

Для судов, на которые распространяются требования к непотопляемости части IV “Остойчивость, надводный борт и непотопляемость” Правил РС, для состояний в полном грузу и в порожнем (балластный переход), приводящим к наибольшим значениям прогиба и перегиба, необходимо рассмотреть случаи нагрузки с учетом затопления соответственно носовых отсеков и средних отсеков. Например, для несамоходного СВВП длиной 80 м при затоплении форпика возникает изгибающий момент, значение которого примерно равно соответствующей величине при грузовых операциях в один проход с учетом 5% неравномерности.

Коэффициенты проницаемости (если они не определены частью IV Правил РС) при определении массы влившейся в поврежденные отсеки забортной воды принимаются равными:

0,98 – для бортовых и междудонных отсеков, балластных цистерн, порожних рефрижераторных трюмов, сухих отсеков;

0,95 - для жилых и пассажирских помещений, сухих форпиковых и ахтерпиковых отсеков, помещений с порожней колесной техникой и порожними контейнерами;

0,93 - для порожних рефрижераторных трюмов;

0,85 – для помещений, занятых механизмами, электростанциями, технологическим оборудованием;

0,80 – для грузовых помещений накатных судов;

0,60 – для помещений, занятых генеральными или навалочными грузами или судовыми запасами;

0,35 – для трюмов, занятых лесным грузом;

0,25 – для трюмов, загруженных мешками с мукой или цементом в пакетах.

Опасное состояние, возникающее при удифферентовке самоходного судна для осмотра винто-рулевого комплекса моделируется приемом жидкого или (и) твердого балласта в носовые отсеки при неблагоприятном распределении запасов, которое обеспечивает наибольший перегиб. Для кормового расположения машинного отделения, когда запасы сосредоточены в цистернах в пределах машинного отделения, таким состоянием является 100% запасов.

Для типовых судов системы ДМР было произведено определение расчетных усилий на тихой воде. Результаты численного моделирования в виде наибольших величин коэффициентов изгибающих моментов  $m_{\text{расч}} = M_{\text{расч}} / (9,81 \Delta L)$  для опасных состояний судов приведены в табл. 1.

Два варианта, моделирующие нарушения во время грузовых операций и дающие как наибольший перегиб, так наибольший прогиб, сведены в один – сводный. Следует отметить, что полученные величины при этом практически одинаковы по абсолютному значению.

Среди величин усилий от общего изгиба, возникающих при посадке на мель и при нарушении непроницаемости, наибольшие значения дает затопление отсеков. Однако при этом необходимо отметить, что расчет производился для самых неблагоприятных (наибольших) размеров отсеков, подлежащих затоплению. При уменьшении размеров, соответственно, снизятся усилия на тихой воде от затопления.

Для СВВП, имеющих в классе запись о погрузке в два равных слоя, на всем диапазоне длин определяющими по величине будут усилия, возникающие при нарушении непроницаемости (если применимо) и (или) при посадке на мель (если применимо).

Для СВВП, имеющих в классе запись о погрузке в один проход, при длинах судов не более 80 м определяющими по величине будут усилия, возникающие при нарушении непроницаемости (если применимо) и (или) при посадке на мель, при длинах судов более 80 м усилия, возникающие в процессе грузовых операций, являются определяющими.

Для СВВП, которым разрешен произвольный порядок грузовых операций, во всем диапазоне длин определяющими являются усилия, возникающие при грузовых операциях.

Таблица 1. Сводная таблица максимальных значений  $m_{расч}$

Состояние нагрузки судна	L = 40 м		L = 80 м		L = 120 м	
	перегиб	Прогиб	перегиб	Прогиб	перегиб	Прогиб
Погрузка в 1 проход	0.0146	-0.0156	0.0131	-0.0169	0.0155	-0.0191
Погрузка в 2 прохода	0.0102	-0.0107	0.0089	-0.0122	0.0110	-0.0136
Неравномерная погрузка двумя устройствами – сводный вариант	0.0273	-0.0243	0.0258	-0.0257	0.0308	-0.0298
Посадка на мель	0.01129	-0.0137	0.00958	-0.01497	0.01203	-0.01669
Затопление отсека	0.01601	-0.01991	0.01424	-0.01734	0.01569	-0.01785

В качестве характеристики несущей способности корпуса СВВП в предлагаемой методике используется предельный момент “фибровой” текучести корпуса при прогибе и перегибе (в дальнейшем просто предельный момент), под которым понимается изгибающий момент, вызывающий в любой (как



правило, наиболее удаленной от нейтральной оси) жесткой связи поперечного сечения (“фибре”) нормальные напряжения, равные нормативному пределу текучести материала корпуса. Характеристики сечения при этом определяются с учетом редуцирования связей, критические напряжения которых меньше действующих.

В случае применения для корпуса судна сталей, имеющих разный предел текучести, предельный момент определяется с учетом того, в какой из жестких связей поперечного сечения корпуса нормальные напряжения, равные нормативному пределу текучести, достигают в первую очередь.

Определение предельного момента производится для тех сечений корпуса, в которых можно ожидать наименьшие запасы прочности, включая наиболее слабое средней части сечение, а также сечения в местах окончания основных продольных связей, сечения перехода одной системы набора в другую или сечения изменения марки стали корпуса, в сечениях, где возникает наибольший расчетный изгибающий момент.

Величина предельного момента  $M_{пр}$ , кН·м определяется (раздельно для перегиба и для прогиба) по формуле

$$M_{пр} = \pm 10^{-1} \sigma_n W, \text{ кН м.}$$

При вычислении момента сопротивления  $W$  редуцируются гибкие связи корпуса, принимая на одной из кромок эквивалентного бруса во всех приближениях напряжение равное нормативному пределу текучести  $\sigma_n$ . При этом используемая в расчете величина  $\sigma_n$  не должна превышать величину критических напряжений  $\sigma_{cr}$  жестких связей, если устойчивость последних не обеспечена до предела текучести материала.

Напряжения на противоположной кромке эквивалентного бруса  $\sigma < \sigma_n$  определяются методом последовательных приближений в зависимости от положения нейтральной оси с соответствующим редуцированием гибких связей - пластин обшивки днища, борта, продольных переборок и настилов палуб, платформ, второго дна.

Для расчета критических напряжений  $\sigma_{cr}$  пластин при поперечной системе набора применяется формула Джонсона-Остенфельда для определения  $\sigma_{cr}$  по эйлеровым напряжениям  $\sigma_e$ , которая в отличие от схемы из Норм прочности РС [7], дает более осторожную оценку  $\sigma_{cr}$  – см. рис. 1. Тем самым неявно учитываются начальные прогибы пластин.

Редукционные коэффициенты гибких частей растянутых пластин толщи-

ной  $s$ , мм при поперечной системе набора определяются по формулам

$$\varphi = -0,3491 + 0,1201 s - 0,003409 s^2 \geq 0 \text{ при } s < 16 \text{ мм};$$

$$\varphi = 0,70 \text{ при } s \geq 16 \text{ мм}.$$

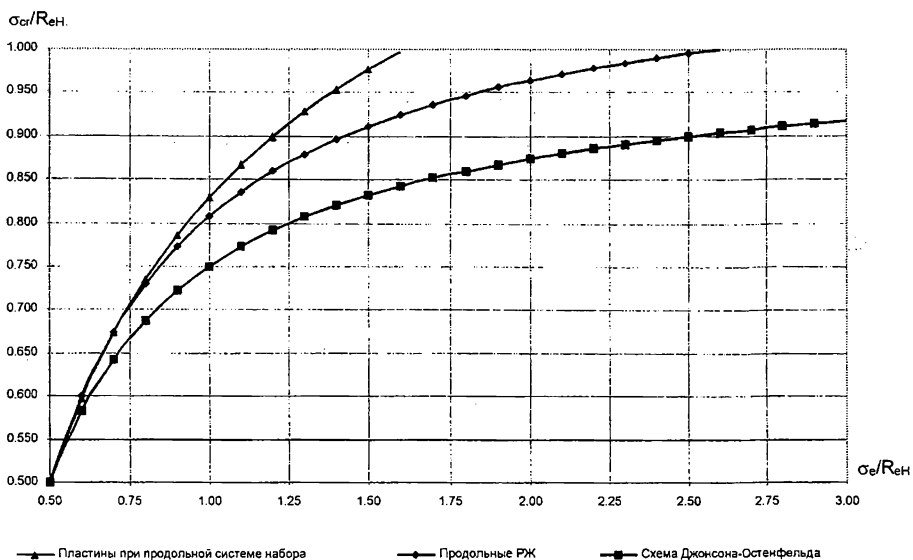


Рис.1. Схема определения  $s_{cr}$

Проверку общей прочности корпуса СВВП предлагается свести к выполнению следующего условия: для всех типовых случаев нагрузки, как при прогибе, так и при перегибе корпуса судна отношение предельного изгибающего момента  $M_{пр}$  к расчетному значению  $M_{расч}$  для соответствующего случая нагрузки должно удовлетворять

$$M_{пр} / M_{расч} \geq K_3, \quad (1)$$

где  $M_{пр}$  – предельный изгибающий момент, кНм, определенный для корпуса с толщинами элементов  $S = S_o - u T$  к концу срока службы  $T$  (расчетная скорость износа  $u$  назначается согласно табл. 2, данные которой получены путем обработки статистики износов);

$S_o$  – толщина элемента корпуса без износа, определенная в первом приближении в соответствии с Правилами РС, в случае невыполнения (1) должна быть увеличена, степень изменения геометрических характеристик поперечных сечений продольных связей определяется последовательными приближениями до удовлетворения условию (1);

$M_{расч}$  – расчетный изгибающий момент, кНм, определенный для типовых загрузок в различных расчетных состояниях:

при грузовых операциях с учетом неравномерности распределения груза для сухогрузных судов согласно классу судна и инструкции по загрузке;

при удифферентовке для осмотра винто-рулевого комплекса во время ремонтных операций для самоходных судов;

при посадке на мель для грузовых судов, предназначенных для перевозки сырой нефти, нефтепродуктов, а также опасных грузов наливом, навалом или в упаковке с учетом неравномерности распределения груза для сухогрузных судов;

при затоплении отсеков для судов, на которые распространяются требования части “Остойчивость, надводный борт и непотопляемость” Правил РС с учетом неравномерности распределения груза для сухогрузных судов;

$K_3$  – минимальные коэффициенты запаса общей предельной прочности, указанные в табл. 3 и полученные на основе технико-экономического анализа риска переломов корпусов СВВП.

*Таблица 2. Среднегодовое уменьшение толщины элементов конструкции корпуса*

Элемент конструкции корпуса	$u$ , мм/год
Палубный настил и набор, комингсы люков	0,04
Настил грузовой палубы судов-площадок	0,13
Палубные настилы и набор, верхние листы обшивки переборок и бортов в районе грузовых танков нефтеналивных судов	0,13
Палубные настилы и набор, верхние листы обшивки переборок и бортов в районе грузовых танков наливных судов, перевозящих сырую нефть	0,20
Ширстречный пояс наружной обшивки	0,12
Наружная обшивка борта между ширстречным и скуловым поясами	0,06
Скуловой пояс наружной обшивки	0,12
Наружная обшивка днища	0,08
Настил второго дна, нижние листы обшивки вторых бортов и переборок	0,05
Верхние и средние листы обшивки вторых бортов и переборок	0,04
Настил второго дна, нижние листы внутренних бортов и переборок судов, перевозящих навалочные грузы	0,11
Верхние и средние участки обшивки вторых бортов и переборок, комингсы судов, перевозящих навалочные грузы	0,08
Комингсы судов, перевозящих навалочные грузы	0,05
Набор борта	0,04
Набор днища и второго дна, набор в двойных бортах	0,05

*Таблица 3. Минимальные коэффициенты запаса общей предельной прочности для корпуса с износом к концу срока службы*

Вариант нагрузки	Крайняя связь эквивалентного бруса, в которой напряжения от общего изгиба равны пределу текучести	$K_3$
Грузовые операции	Верхняя палуба, непрерывный продольный комингс	1,20
Грузовые операции	Грузовая палуба судов-площадок, верхняя палуба наливных судов, днище	1,32
Удифферентовка при ремонтных операциях	Верхняя палуба, непрерывный продольный комингс	1,10
Удифферентовка при ремонтных операциях	Днище	1,21
Посадка на мель	Верхняя палуба, непрерывный продольный комингс	1,15
Посадка на мель	Грузовая палуба судов-площадок, верхняя палуба наливных судов, днище	1,27
Заоплечение отсеков	Верхняя палуба, непрерывный продольный комингс	1,10
Заоплечение отсеков	Грузовая палуба судов-площадок, верхняя палуба наливных судов, днище	1,21

Для удовлетворения условия (1) допускается уменьшать значение расчетного изгибающего момента  $M_{расч}$  введением ограничений грузоподъемности, количеству слоев груза, степени неравномерности его распределения, изменением класса судна и т.п. в соответствии с техническим заданием на проектирование.

При этом на дату введения указанных ограничений  $T_1 < T$  условие (1) должно быть выполнено.

Удовлетворение условий в конце срока службы путем замены обшивки, настилов и набора может быть допущено только в соответствии с указанием технического задания на проектирование.

При этом на дату проведения замен  $T_2 < T$  условие (1) должно быть выполнено.

Величина предельного момента  $M_{пр}$  для нового корпуса должна удовлетворять условию

$$M_{пр} \geq 9,81 m_{min} \Delta L, \quad (2)$$

где  $m_{min}$  — минимальная величина коэффициента предельного момента, определяемая по табл. 4 и обоснованная на основе теории риска;

$\Delta$  — водоизмещение судна в полном грузу, т.

Результаты применения условия (1) в виде стандарта прочности  $m_{пр} = M_{пр} / (9,81 \Delta L)$  для корпусов тест-судов системы ДМР приведены в табл. 5.

При этом коэффициенты изгибающего момента принимались согласно табл. 1, а коэффициенты запасов – согласно табл. 3, с учетом определяющей фибры эквивалентного бруса.

Таблица 4. Минимальная величина  $m_{\min}$

Тип судна	$L, \text{ м}$				
	20	60	80	100	140
Несамоходные сухогрузные	0,048	0,032	0,020	0,015	0,012
Несамоходные сухогрузные, предназначенные для перевозки опасных грузов	0,056	0,043	0,028	0,021	0,018
Несамоходные наливные	0,056	0,043	0,028	0,021	0,018
Самоходные	0,068	0,055	0,040	0,032	0,028

Таблица 5. Требуемые значения стандарта прочности  $m_{\text{пр}}$  для корпуса с износом к концу срока службы для типовых сухогрузных судов системы ДМР по видам нагрузки от общего изгиба

Состояние нагрузки судна	$L = 40 \text{ м}$		$L = 80 \text{ м}$		$L = 120 \text{ м}$	
	перегиб	прогиб	перегиб	прогиб	Перегиб	прогиб
Погрузка в 1 проход	0.0193	-0.0187	0.0173	-0.0203	0.0205	-0.0229
Погрузка в 2 прохода	0.0135	-0.0128	0.0117	-0.0146	0.0145	-0.0163
Неравномерная погрузка двумя устройствами – сводный вариант	0.0360	-0.0291	0.0340	-0.0308	0.0406	-0.0358
Посадка на мель	0.0143	-0.0157	0.0122	-0.0172	0.0153	-0.0192
Затопление отсека	0.0194	-0.0219	0.0172	-0.0191	0.0190	-0.0196

Для СВВП, имеющих в классе запись о погрузке в два слоя, на всем диапазоне длин определяющими будут условия, возникающие при нарушении непроницаемости (если применимо) и (или) при посадке на мель (если применимо).

Для СВВП, имеющих в классе запись о погрузке в один проход, стандарт прочности будут определять усилия при грузовых операциях.

Для СВВП, в “Инструкции по загрузке” которых разрешено произвольное ведение грузовых операций, или предназначенных для погрузки-выгрузки в варианте (б), на всем диапазоне длин определяющими стандарт прочности будут усилия, которые возникают при грузовых операциях.

Следует отметить, что для самоходных судов существенную роль играют усилия на тихой воде, возникающие при удифферентовке для осмотра винто-рулевой группы. Например, для судов пр. 559Д при этой операции требуемый стандарт общей прочности будет равен  $0,0214 \cdot 1,21 = 0,0259$ , т. е. больше, чем для способа погрузки “А”.

Сравнивая минимальные стандарты прочности  $m_{\min}$  для корпуса с износом к концу срока службы из табл. 5 и табл. 6 со значениями из табл. 7

стандартов прочности корпусов  $m_{пр}$ , набранных по проекту Правил РС при различной степени износа, можно сделать следующие выводы:

для судов длиной 40 м условие (1) вплоть до состояния с 40-летним износом выполняется для всех видов нагрузок от общего изгиба, включая нагрузки при неконтролируемых грузовых операциях, что подтверждается практикой эксплуатации судов внутреннего плавания, т.к. переломов корпусов судов с длинами менее 60 м практически не наблюдается;

для судов длиной 80 м условие (1) вплоть до состояния с 35-летним износом выполняется для всех видов нагрузок от общего изгиба, кроме нагрузки при неконтролируемых грузовых операциях, которое не выполняется даже для нового корпуса;

для судов длиной 120 м условие (1) вплоть до состояния с 25-летним износом для поперечной системы набора и с 35-летним износом для продольной системы набора выполняется для всех видов нагрузок от общего изгиба, кроме нагрузки при неконтролируемых грузовых операциях, которое не выполняется даже для нового корпуса.

Уменьшение величины предельного момента при продольной системе набора (в перегибе и в прогибе) и при поперечной системе набора (в прогибе) происходит достаточно равномерно и с практически одинаковым градиентом.

Уменьшение величины предельного момента в перегибе (днище сжато) при поперечной системе набора происходит с большим градиентом, чем при иных условиях. Это приводит к тому, что корпус судна, набранный в соответствии с проектом Правил РС при поперечной системе набора, при относительно большем предельном моменте нового корпуса, быстро теряет несущую способность и в возрасте 15-17 лет падает до уровня продольной системы набора, а в последующие годы эксплуатации становится менее безопасен.

Таким образом, подтверждаются принятые в проекте Правил РС решения о назначении относительно больших толщин для элементов нового корпуса при поперечной системе набора по сравнению с продольной системой набора, т.к. полученный запас при поперечной системе набора в эксплуатации исчерпывается быстрее.

Таблица 6. Требуемые значения стандарта прочности  $m_{np}$  для корпуса с износом к концу срока службы для типовых сухогрузных судов системы ДМР по классам

Вариант грузовых операций	L = 40 м		L = 80 м		L = 120 м	
	Перегиб	прогиб	Перегиб	прогиб	перегиб	прогиб
Способ "А"	0.0194	-0.0291	0.0173	-0.0203	0.0205	-0.0229
Способ "В"	0.0194	-0.0291	0.0172	-0.0191	0.0190	-0.0196
Неконтролируемая погрузка-выгрузка	0.0360	-0.0291	0.0340	-0.0308	0.0406	-0.0358

Представляет интерес степень падения величины предельного изгибающего момента в эксплуатации (т.е. с учетом износа) при различных системах набора. Уменьшение предельного момента корпуса при поперечной системе набора составляет 0,4-2,1% в год от построечной величины. Уменьшение предельного момента корпуса при продольной системе набора крайних связей составляет 0,4-1,8% в год от построечной величины. Большие значения изменений имеют отношение к судам длиной менее 60 м, меньшие – к судам длиной более 80 м.

В среднем, можно принимать, что среднегодовое уменьшение предельного момента составляет 0,8% при продольной системе набора и 1,8% - при поперечной системе набора.

Таблица 7. Изменение значений стандарта прочности  $m_{np}$  для корпусов СВВП, набранных по Проекту Правил РС, в зависимости от продолжительности эксплуатации

Длина судна, система набора	Возраст, лет	0	5	10	15	20	25	30	35	
L = 40 м	Попер	Перегиб	0.0682	0.0652	0.0623	0.0581	0.0530	0.0481	0.0436	0.0392
		Прогиб	0.0723	0.0690	0.0658	0.0625	0.0592	0.0558	0.0525	0.0458
	Продольн	Перегиб	0.0598	0.0564	0.0531	0.0499	0.0467	0.0436	0.0406	0.0376
		Прогиб	0.0575	0.0538	0.0504	0.0472	0.0441	0.0410	0.0380	0.0350
L = 80 м	Попер	Перегиб	0.0285	0.0276	0.0258	0.0238	0.0220	0.0203	0.0187	0.0171
		Прогиб	0.0290	0.0283	0.0275	0.0268	0.0259	0.0251	0.0243	0.0234
	Продольн	Перегиб	0.0264	0.0256	0.0248	0.0238	0.0229	0.0220	0.0211	0.0202
		Прогиб	0.0256	0.0249	0.0243	0.0234	0.0226	0.0219	0.0211	0.0204
L = 120 м	Попер	Перегиб	0.0285	0.0268	0.0252	0.0237	0.0221	0.0206	0.0192	0.0178
		Прогиб	0.0297	0.0292	0.0287	0.0282	0.0277	0.0272	0.0266	0.0261
	Продольн	Перегиб	0.0259	0.0254	0.0249	0.0244	0.0238	0.0232	0.0226	0.0219
		Прогиб	0.0257	0.0252	0.0247	0.0242	0.0238	0.0233	0.0228	0.0223

Интересно отметить, что корпус типовой дунайской баржи "Европа-2Б" обладает несколько большим стандартом прочности при прогибе, чем аналогичный объект с поперечной системой набора, набранный по проекту Правил РС и примерно одинаковым стандартом при перегибе. Однако, при эксплуа-

тации степень падения предельного момента баржи типа “Европа-2Б” больше. Она достигает 2,4% в год при перегибе и 1,8% при прогибе. Причина – отсутствие днищевых стрингеров и вертикального киля в двойном дне, что приводит к сильному редуцированию пластин днища и второго дна.

Таким образом, обеспечена хорошая сходимость результатов проекта Правил РС и предлагаемой методики расчета, подтверждается необходимость проведения прямых расчетов прочности для судов длиной более 80 м и для судов с неконтролируемыми и нестандартными вариантами грузовых операций.

Незначительная разница в табл. 6 между требованиями по стандарту прочности к концу срока службы  $m_{пр}$  для способа “А” и способа “В”, для судов длиной 80 м и менее связана с тем, что общую прочность для них определяют нагрузки при затоплении отсеков, которые от способа погрузки не зависят. Для судов, на которые не распространяются требования части IV “Остойчивость, надводный борт и непотопляемость”, требования отличаются – см. табл. 4.

В табл. 8 приведены значения требуемого стандарта прочности  $m_{про}$  для корпусов СВВП без износа (нового корпуса) с заданным сроком службы  $T = 15-35$  лет, полученные по нормативам предлагаемой в статье методики. Расчет производился по приближенной формуле  $m_{про} = m_{пр} (1 + 0,01 T K_{н})$ , где  $K_{н} = 0,8$  для продольной системы набора;  $K_{н} = 1,8$  для поперечной системы набора.

Предлагаемая методика расчета прочности позволяет получить корпуса судов с меньшей металлоемкостью в сравнении с Правилами РС, учесть основные особенности эксплуатации, конструкции и опасности, способствующие переломам судов на европейских ВВП, задать срок эксплуатации судна явно и обеспечить надежность корпуса на всем протяжении “жизненного” цикла.

Результаты, полученные автором, докладывались и обсуждались в 1999-2000 гг. на научно-технических конференциях в Украине и России [2, 3, 5, 6] и заседаниях секции научно-технического совета РС.

Методика использовалась в 1998-2000 гг. Морским Инженерным Бюро и Килийским судостроительным-судоремонтным заводом при проектировании и постройке сухогрузных и наливных несамоходных барж-секций проектов 1635О, 1635А, 1635Т, 1635РН, 1635ОУ, 1635МУ по заказам ОАО “УДАСКО” и ряд иностранных заказчиков.



Таблица 8. Требуемые значения стандарта прочности  $m_{пр}$  для нового корпуса для типовых сухогрузных судов системы ДМР (при продольной системе набора / при поперечной системе набора)

Класс суда, срок службы	L = 40 м		L = 80 м		L = 120 м	
	Перегиб	прогиб	Перегиб	прогиб	Перегиб	прогиб
Способ "А" T = 15 лет	0.0217/ 0.0246	-0.0326/ -0.0370	0.0194/ 0.0220	-0.0227/ -0.0258	0.0230/ 0.0260	-0.0256/ -0.0291
Способ "А" T = 25 лет	0.0233/ 0.0281	-0.0349/ -0.0422	0.0208/ 0.0251	-0.0244/ -0.0294	0.0246/ 0.0297	-0.0275/ -0.0332
Способ "А" T = 35 лет	0.0248/ 0.0316	-0.0372/ -0.0474	0.0221/ 0.0282	-0.0260/ -0.0331	0.0262/ 0.0334	-0.0293/ -0.0373
Способ "В" T = 15 лет	0.0217/ 0.0246	-0.0326/ -0.0370	0.0193/ 0.0218	-0.0214/ -0.0242	0.0212/ 0.0241	-0.0219/ -0.0249
Способ "В" T = 25 лет	0.0233/ 0.0281	-0.0349/ -0.0422	0.0206/ 0.0249	-0.0229/ -0.0277	0.0228/ 0.0276	-0.0235/ -0.0284
Способ "В" T = 35 лет	0.0248/ 0.0316	-0.0372/ -0.0474	0.0221/ 0.0280	-0.0244/ -0.0311	0.0243/ 0.0310	-0.0251/ -0.0319

## ЛИТЕРАТУРА

1. Евенко В.И., Егоров Г.В. Направления совершенствования требований Регистра к корпусам судов внутреннего плавания системы Дунай-Майн-Рейн // Науч.- техн. сб. Российского Морского Регистра Судоходства. - Вып. 23. - СПб: Российский Морской Регистр Судоходства, 2000. - С. 71–83.
2. Евенко В.И., Егоров Г.В., Козляков В.В. Требования к общей прочности корпусов судов внутреннего плавания бассейна Дунай - Майн-Рейн // Труды научно-технической конф. по строительной механике корабля памяти проф. П.Ф. Папковича – СПб: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2000. - С. 8-9.
3. Евенко В.И., Егоров Г.В., Соловьев А.А. Требования к минимальным толщинам корпусов судов внутреннего плавания бассейна Дунай – Майн-Рейн // Труды научно-технической конф. по строительной механике корабля памяти проф. П.Ф. Папковича - СПб: ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова, 2000. - С. 10-11.
4. Егоров Г.В. Учет требований эксплуатационной прочности при назначении толщин корпусов судов внутреннего плавания системы Дунай-Майн-Рейн // Зб. наук. праць УДМТУ. – Миколаїв: УДМТУ, 2000. – N 3. – С. 32–43.

5. Егоров Г.В., Козляков В.В. Совершенствование и унификация требований к корпусам судов бассейна Дунай - Майн - Рейн // Состояние и перспективы развития морского транспорта: Сборник докладов на межотраслевой научно - практической конф., посвященной 55-летию Украинского Дунайского пароходства. - Измаил - Одесса: ОГМА, 1999. - С. 95-101.
6. Егоров Г.В., Станков Б.Н. Развитие требований к корпусам судов внутреннего плавания в рамках единой европейской классификации // Труды научно-технической конф. "Проблемы прочности и эксплуатационной надежности судов" (ПЭНС 99). – Владивосток: ДВГТУ, 1999. - С. 127-134.
7. Нормы прочности морских судов. - Л.: Регистр СССР, 1991. – 92 с.
8. Правила классификации и постройки судов внутреннего плавания (для Дунайского бассейна). Регистр СССР.- Л.: Транспорт, 1978. – Том 1. – 323 с.

# ПРИЧИНЫ ПОВРЕЖДЕНИЙ СТАЛЬНЫХ ПЛАВУЧИХ ДОКОВ

**В.В.Козляков, Б.Н.Станков**

1. Современные плавучие доки являются достаточно сложными и крупными сооружениями с грузоподъёмностью до 80000 т и длиной до 300 м с плановым сроком эксплуатации до 50 лет.

Требования правил классификационных обществ к конструкциям и прочности их корпусов до настоящего времени не унифицированы и относятся к упругим характеристикам корпусов без редуцирования сжатых связей. Поэтому фактические величины предельных изгибающих моментов оказываются существенно различными для доков, имеющих поперечную, продольную или смешанную системы набора, и зависящими от возраста, типа дока и параметров его фактического технического состояния.

Повреждаемость корпусов плавучих доков всех типов и размеров является достаточно высокой, особенно при морских буксировках, из-за образования трещин малоциклового усталости [1-3].

При обычной эксплуатации повреждения чаще всего возникают в процессах погружения и всплытия без судна из-за плохо контролируемой неравномерности распределения огромных количеств балласта.

Наряду с образованием пластических шарниров при общем продольном и поперечных изгибах достаточно часто разрушаются сжатые распорки и рамные шпангоуты в балластных отсеках. Характеристики предельной пластической прочности отличаются большой изменчивостью, поскольку в правилах классификационных обществ они чётко не регламентированы.

Поэтому в статье выполнен анализ особенностей пластических повреждений корпусов доков с учётом износов и остаточных деформаций. В качестве эталонных для сравнения использованы требования Правил Российского Морского Регистра Судоходства (РС), сформулированные для конца срока службы [4].

2. В соответствии с Правилами РС расчётная величина изгибающего момента  $M_p^0$ , кНм, определяется по формуле

$$M_p^0 = -\frac{\Delta_s^0 \cdot g \cdot L_d}{8} \left( 1 - \frac{3\varphi_s - 1}{2\varphi_s} \frac{L_s}{L_d} \right) \cong \mp 0.0375 \cdot \Delta_s^0 \cdot g \cdot L_d, \quad (1)$$

где  $\Delta_s^0$ ,  $L_s$ ,  $\varphi_s$  - доковый вес, т, длина, м и коэффициент полноты весовой эпюры судна,  $L_d$  - длина дока,  $g = 9,81$  м/с<sup>2</sup>.

Для стандартных характеристик судна и дока  $L_s \cong 0.8L_d$ ;  $\varphi_s = 0.8$ ;  $L_s \cong 1.3L_d$ ;  $\varphi_s = 1$  расчётные моменты одинаковы и определяются второй частью формулы (1). Эти величины при эксплуатации реализуются крайне редко только при капитальном ремонте или модернизации судов, так как при профилактических ремонтах жёсткость корпусов судов сохраняется и существенно превышает жёсткость корпусов доков. Поэтому доки воспринимают только часть расчётной нагрузки прямо пропорциональную относительной жёсткости дока и судна

$$M^R \cong M_p^0 \frac{J_d}{J_s + J_d} = (0.15 \div 0.5) M^0. \quad (2)$$

При неравномерном распределении балласта, например, при избытке балласта в 2-х средних или крайних отсеках, равном  $\Delta P_b$ , дополнительные изгибающие моменты в миделевом сечении достигают величин

$$\Delta M_d = \mp 0.083 P_b \cdot L_d; \quad \Delta M_d'' = \mp 0.094 \cdot \Delta P_b'' \cdot L_d; \quad \Delta M_d''' = \mp 0.1 P_b''' \cdot L_d \quad (3)$$

соответственно для 6-, 8- и 10-понтонных доков.

Величины  $\Delta M_b$  могут превысить расчётные значения по формуле (1) при

$$\Delta P_b' > 0.45 \Delta_s^0; \quad \Delta P_b'' > 0.4 \Delta_s^0; \quad \Delta P_b''' > 0.375 \Delta_s^0 \quad (4)$$

для 6-, 8- и 10-понтонных доков. Эти величины значительно меньше балластместимости отсеков и могут быть достаточно часто реализованы при грузовых операциях из-за низкой надёжности измерителей уровня балласта в отсеках и общих прогибов (или напряжений) корпусов доков. Наиболее вероятны случаи погружения или всплытия с отдельными пустыми балластными отсеками. С позиций теории риска [5] общие и местные экстремальные нагрузки при возможном погружении с отдельными пустыми отсеками следует явно учитывать при проектировании, так как вероятность их появления значительно больше, чем традиционных расчётных нагрузок по формуле (1).

В соответствии с требованиями Правил РС, минимальная величина мо-

мента сопротивления корпуса в конце срока службы  $W_{\min}(T)$ , см<sup>3</sup> должна удовлетворять условию

$$W'_{\min}(T) \geq \frac{M_p^0 \cdot 10^3}{235} \eta(R_{EH}), \quad (5)$$

где  $\eta(R_{EH}) = 1 \div 0.68$  при  $R_{EH} = (235 \div 330)$  МПа.

Для начала срока службы

$$W_{\min}(0) \geq W'_{\min}(T) \cdot \omega_k; \quad \omega_k = \frac{W_{\min}(0)}{W'_{\min}(T)} \cong 1.7 \div 1.3 \quad (6)$$

при  $L_d = 100 \div 300$  м.

При определении  $\omega_k$  предполагается, что скорость износа листов находится в пределах  $u_i = (0.04 \div 0.12)$  мм/г, поэтому за 50 лет изменения толщины достигают  $\Delta s_i = 50u_i = (2 \div 6)$  мм.

Для обеспечения предельной пластической прочности в Правилах RS вводятся косвенные требования к устойчивости сжатых связей через величины критических напряжений  $\sigma_{cri}$ , Мпа для пластин и рёбер

$$\sigma_{cri}(T) = R_{EH} \left( 1 - \frac{R_{EH}}{4\sigma_{ii}(T)} \right) \geq 0.8R_{EH} \frac{Z_i}{Z_{\max}}. \quad (7)$$

При полном выполнении условия (7) величина предельного изгибающего момента при прогибе и перегибе  $M_{ult}$ , кНм будет удовлетворять условию

$$\left. \begin{aligned} M_{ult}(T) &\geq 0.8W'_{\min}(T) \cdot \frac{235}{\eta(R_{EH})} \cdot 10^3 \cong 0.8M_p^0; \\ M_{ult}(0) &\geq 0.9W'_{\min}(T) \cdot \frac{235}{\eta(R_{EH})} \cdot 10^3 \cong 0.9M_p^0 \cdot \omega_k \cong (1.53 \div 1.17)M_p^0 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Необходимо отметить, что процедура определения предельного момента  $M_{ult}$  до настоящего времени не унифицирована. В Нормах прочности РС и Правилах Российского Речного Регистра проверка корпусов по предельному моменту была введена в 1958 г. [6-7] и базировалась на осторожном предположении, что предельным является момент, при котором в крайней жёсткой связи корпуса с учётом редуцирования пластин и рёбер с недостаточной устойчивостью возникают напряжения, равные пределу текучести. В Правилах других классификационных обществ эта проблема до настоящего времени находится в стадии обсуждения. Схема, предложенная в работе [8], реализована в статье [9]. Подробный анализ многочисленных исследований в

этой области выполнен в докладе [10]. Все они основаны на гипотезе плоских сечений и построении зависимости «изгибающий момент-кривизна», максимуму которой и соответствует  $M_{ult}$ . Фактический процесс перехода корпусов в предельное состояние является значительно более сложным и катастрофическим [11].

3. Ранее уже было отмечено, что аварийные ситуации чаще всего возникают из-за неравномерного распределения балласта. Процесс разлома, как правило, начинается в одной наиболее ослабленной шпации с потери устойчивости листов и продольного набора с быстрым распространением по стенкам башен возникшей гофрировки по направлению растянутого пояса. При этом происходит быстрое уменьшение начальной величины предельного момента  $\Delta M_{ult}$  вплоть до полного сбрасывания  $\Delta M_{ult} \rightarrow M_{ult}$  и, соответственно, быстрое увеличение остаточной стрелки прогиба (перегиба)  $\Delta \omega_{ult}$ , которые связаны очевидными соотношениями:

$$\Delta \omega_{ult} \cong \frac{48 \Delta M_{ult}}{\rho g \cdot BL^2}; \quad \Delta M_{ult} = \frac{\rho g \cdot BL^2 \Delta \omega_{ult}}{48}. \quad (9)$$

Процесс разлома при пластическом разрушении аналогичен процессу хрупкого разрушения и происходит также с нарушением гипотезы плоских сечений. Роль трещины в этом случае выполняет гофрировка-вмятина, которая распространяется по бортам с меньшей скоростью, чем хрупкая трещина. Продвижение псевдотрещины-гофра обеспечивается также, как и при хрупком разрушении, освобождением большой потенциальной энергии изгиба при переходе от целого корпуса к шарнирно сочленённым его частям.

В соответствии с традиционной концепцией теории предельного равновесия, величина предельного момента в пластическом шарнире должна оставаться постоянной, и для получения остаточного прогиба, определяемого формулой (9), необходимо существенно увеличить внешнюю нагрузку, например, при  $\Delta M_{ult} = M_{ult}$ , в два раза. В действительности рост прогиба  $\Delta \omega_{ult}$  происходит практически при неизменной нагрузке, так как продолжается всего несколько секунд. Такая катастрофическая схема деформирования возможна только при существенном изменении конструкции после потери ею устойчивости из-за образования вязких трещин по контуру, отделения рёбер от по-

ясков из-за канавочной коррозии вдоль сварных швов, «заваливания» продольных рёбер из-за уменьшения крутильной жёсткости, и т.д.

Все эти особенности ярко проявляются не в новой, а в частично изменённой конструкции (к середине или, особенно, к концу срока службы) со многими явными и неявными дефектами, допускаемыми национальными нормативами оценки технического состояния.

Пример пластического разрушения корпуса монолитного дока с возрастом около 20 лет, грузоподъёмностью 10000 т при прогибе показан на рис. 1а (конструктивный мидель-шпангоут на рис. 1в). Разрушение началось с потери устойчивости продольных рёбер топ-палубы в районе большого отверстия (при шпации 3 м) со стрелкой прогиба рёбер до 0,7 м, с быстрым распространением гофра по бортовой обшивке, а также по настилу стапель-палубы. Таким образом, нейтральная ось, вопреки теории, опустилась почти до уровня днищевой обшивки, которая не получила заметных остаточных деформаций.

Общий вид пластического шарнира, полученного 8-понтонным плавучим доком грузоподъёмностью 60000 т в возрасте 45 лет при перегибе с остаточным прогибом 2,5 м, представлен на рис. 2а, 2в (конструктивный мидель-шпангоут - на рис. 2с).

Разрушение началось с потери устойчивости нижнего фланца башни и быстро распространилось вверх по стенкам внутренних и даже внешних бортов (усиленных бронёй с толщиной 30 мм) почти до настила топ-палубы с потерей устойчивости продольных рёбер выше палубы безопасности.

Аналогично произошло разрушение 6-понтонного плавучего дока грузоподъёмностью 5000 т, с возрастом 30 лет, конструктивный мидель-шпангоут которого показан на рис. 3, с остаточным перегибом 1,2 м.

Прочностные характеристики рассмотренных доков, требуемые Правилами РС, и фактические в начале и конце срока службы  $W'_R(T)$ ,  $W'_R(0)$  собраны в таблице, где приведены также величины  $W^R_{\min}(T)$  и  $W^R_{\min}(0)$ , и величины предельных изгибающих моментов  $M_{ult}(T)$  и  $M_{ult}(0)$ . Во всех случаях выполнялись соотношения между  $\Delta\omega_{ult}$  и  $\Delta M_{ult}$ , определяемые формулой (9), причём в зависимости от типа конструкции и технического состояния соотношение между  $M_{ult}$  и  $\Delta M_{ult}$  было заключено в пределах

$$\Delta M_{ult} = (0.3 \div 0.9) M_{ult}^0 \quad (10)$$

Верхняя граница предельного изгибающего момента  $M_{ult}^0$  является очень

a)



b)

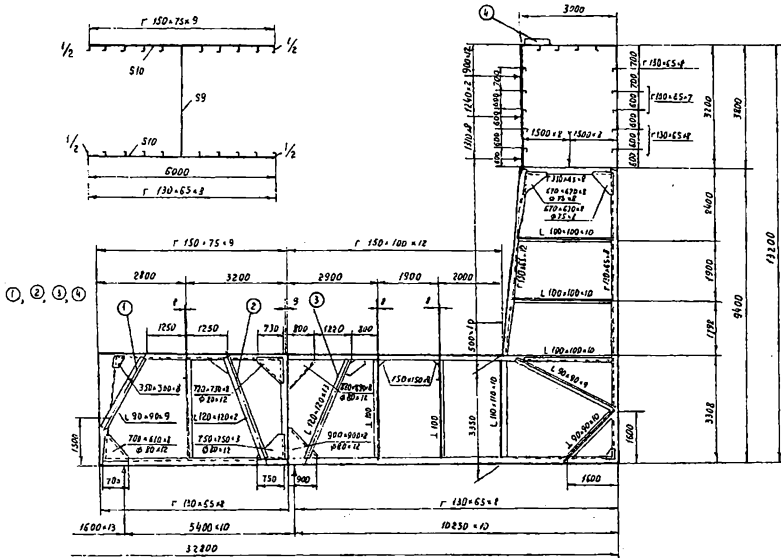


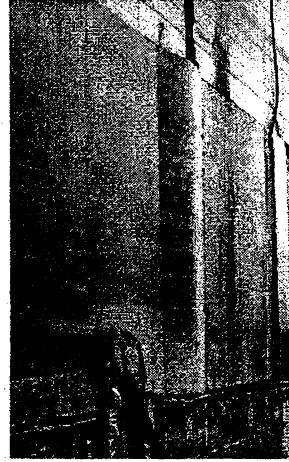
Рис. 1. Конструктивный мидель-шпангоут (b) и фотография пластического шарнира (a) дока грузоподъемностью 10800 т



a)



b)



c)

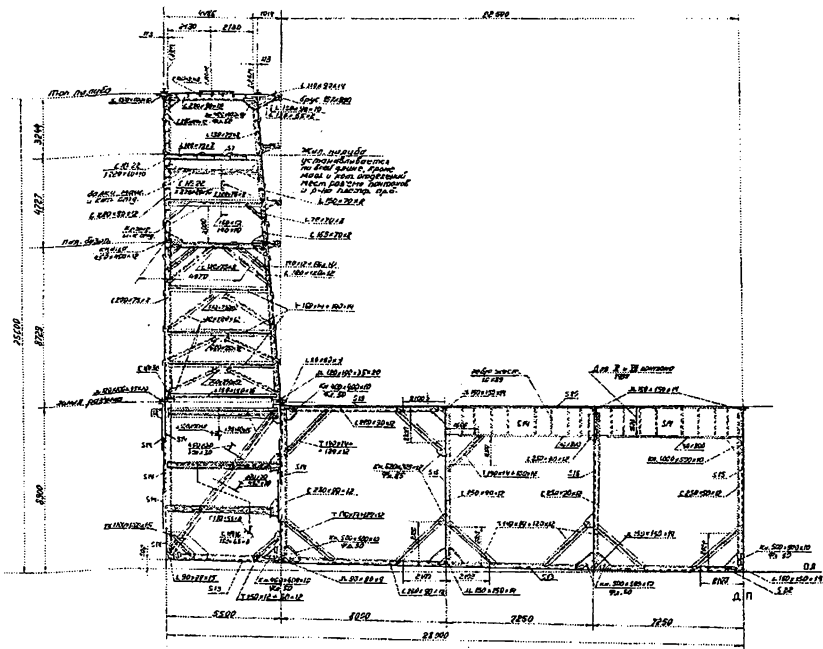
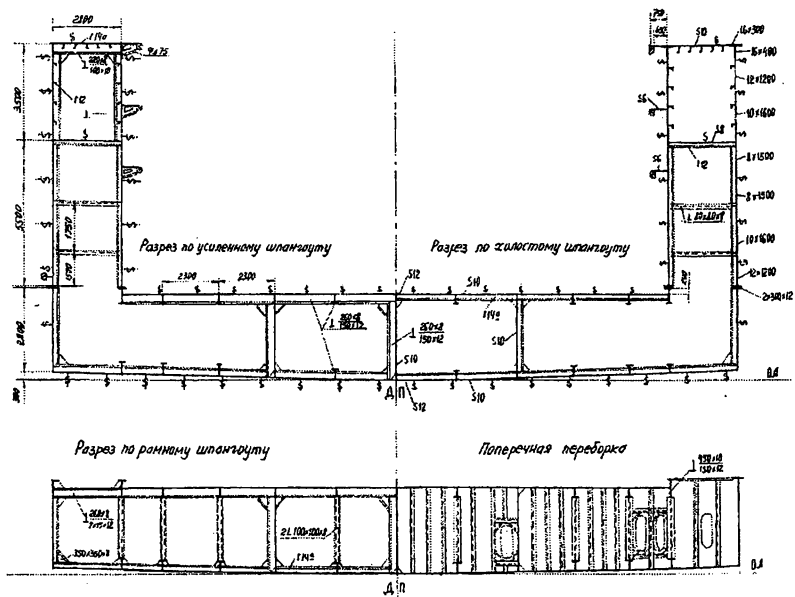


Рис. 2. Конструктивный мидель-шпангоут (с) и фотография пластического шарнира по внутреннему борту (а) и наружному борту (б) дока грузоподъемностью 60000 т

a)



b)

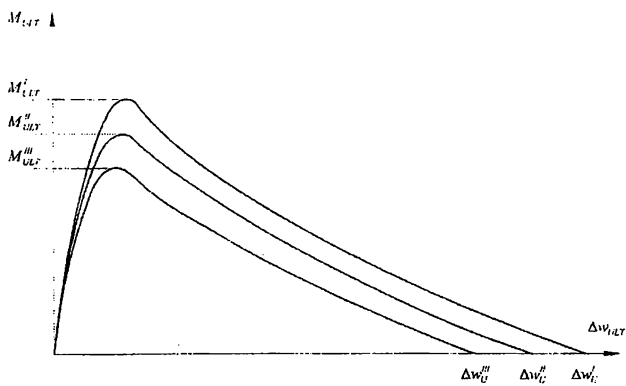


Рис. 3. Конструктивный мидель-шпангоут дока грузоподъемностью 5000 т (а) и иллюстрация изменчивости величин предельных моментов и прогибов (б)

Таблица. Прочностные характеристики 5 плавучих доков

Таблица. Прочностные характеристики 5 плавучих доков

Тип дока, главные размеры, Ld×Bd×Dd×hd, м, Δ <sup>а</sup> , т	Правила РС				Реальный корпус с учетом подбашенного листа				Реальный корпус без учета подбашенного листа			
	Прогиб		Перегиб		Прогиб		Перегиб		Прогиб		Перегиб	
	W (0), W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (0), M <sup>а</sup> , M <sub>ак</sub> (0)	W (T), W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (T), R <sub>ен</sub> , M <sub>ак</sub> (T)	W (0), W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (0), M <sup>а</sup> , M <sub>ак</sub> (0)	W (T), W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (T), R <sub>ен</sub> , M <sub>ак</sub> (T)	W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (0), W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (0), W <sub>ам</sub> <sup>а</sup> (0), M <sub>ак</sub> (0)	W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (T), W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (T), W <sub>ам</sub> <sup>а</sup> (T), M <sub>ак</sub> (T)	W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (0), W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (0), W <sub>ам</sub> <sup>а</sup> (0), M <sub>ак</sub> (0)	W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (T), W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (T), W <sub>ам</sub> <sup>а</sup> (T), M <sub>ак</sub> (T)	W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (0), W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (0), W <sub>ам</sub> <sup>а</sup> (0), M <sub>ак</sub> (0)	W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (T), W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (T), W <sub>ам</sub> <sup>а</sup> (T), M <sub>ак</sub> (T)	W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (0), W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (0), W <sub>ам</sub> <sup>а</sup> (0), M <sub>ак</sub> (0)	W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (T), W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (T), W <sub>ам</sub> <sup>а</sup> (T), M <sub>ак</sub> (T)
	W (0), W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (0), M <sup>а</sup> , M <sub>ак</sub> (0)	W (T), W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (T), R <sub>ен</sub> , M <sub>ак</sub> (T)	W (0), W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (0), M <sup>а</sup> , M <sub>ак</sub> (0)	W (T), W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (T), R <sub>ен</sub> , M <sub>ак</sub> (T)	W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (0), W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (0), W <sub>ам</sub> <sup>а</sup> (0), M <sub>ак</sub> (0)	W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (T), W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (T), W <sub>ам</sub> <sup>а</sup> (T), M <sub>ак</sub> (T)	W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (0), W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (0), W <sub>ам</sub> <sup>а</sup> (0), M <sub>ак</sub> (0)	W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (T), W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (T), W <sub>ам</sub> <sup>а</sup> (T), M <sub>ак</sub> (T)	W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (0), W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (0), W <sub>ам</sub> <sup>а</sup> (0), M <sub>ак</sub> (0)	W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (T), W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (T), W <sub>ам</sub> <sup>а</sup> (T), M <sub>ак</sub> (T)	W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (0), W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (0), W <sub>ам</sub> <sup>а</sup> (0), M <sub>ак</sub> (0)	W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (T), W <sub>а</sub> <sup>а</sup> (T), W <sub>ам</sub> <sup>а</sup> (T), M <sub>ак</sub> (T)
6-ти понтонный док, 126,3×28,5×12,1×2,7 м Δ <sup>а</sup> = 5000 т	1,36	0,99	1,36	0,99	1,5	1,13	1,5	1,13	1,25	0,93	1,25	0,93
	1,22	0,79	1,22	0,79	1,44	0,98	1,44	0,98	0,86	0,54	0,86	0,54
	-232	235	232,3	235	1,2	0,75	1,05	0,39	0,72	0,35	0,55	0,18
	287	186	287	186	282	176	247	92,7	169	82	129	42,5
Монолитный док 165,8×32,8×13,2×3,5 м Δ <sup>а</sup> = 10800 т	658	235	658	235	3,32	2,28	3,32	2,28				
	3,84	2,8	4,2	2,8	5,6	4,2	5,6	4,2				
	3,46	2,24	3,78	2,24	2,66	1,6	2,82	1,71				
	812	526	888	526	624	375	663	402				
10-ти понтонный док, 200×45×20,2×6 м Δ <sup>а</sup> = 27000 т	1986	235	1986	235	8,48	6,8	8,46	6,8				
	10,1	8,45	10,48	8,45	8,46	6,43	8,46	6,43				
	9,1	6,76	9,43	6,76	7,19	5,1	6,77	4,82				
	2138	1589	2216	1589	1690	1199	1590	1133				
8-ми понтонный док, 250×56×25,5×8 м Δ <sup>а</sup> = 60000 т	5517	235	5517	235	10,9*	9,48*	10,9*	9,48*	6,63**	5,53**	6,63**	5,53**
	29,4	23,5	29,4	23,5	11,9	10,34	11,9	8,24	6,82	5,68	6,82	5,68
	26,5	18,8	26,5	18,8	9,47	7,9	9,52	6,86	5,52	4,42	4,54	3,55
	6228	4418	6228	4418	2225	1856	2237	1614	1297	1039	1067	823
Монолитный док 300×79×30,1×6,6 м Δ <sup>а</sup> = 80000 т	8828	360	8828	360	34,2	27,1	34,2	27,1				
	33,5	27,1	33,5	27,1	68,0	50,1	68,0	50,1				
	30,2	21,7	30,2	21,7	30,6	25,8	30,8	26,5				
	9857	7076	9857	7076	9988	8420	10052	8650				

\* — с межпontonным листом (2×6000×14) мм;

\*\* — без межпontonного листа.

нестабильной и зависит не только от возраста дока, но и его технического состояния, допускаемого сильно отличающимися нормативами различных классификационных обществ (рис. 3в). Из таблицы следует, что даже фактические условные характеристики корпусов доков значительно меньше требуемых Правилами РС, так как в качестве расчётных часто принимаются  $L_s = 0.9L_d$  и  $\varphi_s = 1$ , что приводит к уменьшению требуемого Правилами момента (1) в три раза.

Величина предельного момента в конце срока службы, как правило, значительно меньше расчётного по Правилам РС, особенно для понтонных доков с поперечной системой набора нижней части башен и без учёта коротких подбашенных листов.

Таким образом, вероятность разрушения корпусов доков при погружении, особенно понтонных, является достаточно большой, что вполне согласуется со статистикой аварий.

Вторым характерным видом тяжёлых повреждений является разрушение распорок в балластных отсеках вследствие потери устойчивости или сложного изгиба из-за сочетания конструктивных дефектов, износа и перегрузки при погружении с отдельными пустыми отсеками. На рис. 4а показана форма средней распорки после потери устойчивости 10-понтонного дока с возрастом 20 лет, грузоподъёмностью 27000 т, а его конструктивный мидель-шпангоут - на рис. 4в.

Разрушение произошло при погружении на глубину  $d=14.7$  м, меньше предельной  $d_{\text{III}} = 18$  м, и сопровождалось значительным повреждением шпангоутных рам после выхода из строя распорок во всех бортовых отсеках обеих башен. В результате пришлось заменить почти все бортовые перекрытия с модернизацией средней и нижней распорок.

Основной конструктивный дефект распорок состоит в том, что они имеют недостаточную жёсткость в горизонтальной плоскости, в которой и происходит выпучивание. Использование плавных скруглённых книц с постепенным уменьшением ширины свободного пояска приводит к значительному уменьшению устойчивости опорной части распорок, ширина стенок которых существенно увеличивается, а крутильная жёсткость сужающихся поясков значительно уменьшается. Поэтому критические напряжения стенок резко уменьшаются, особенно с учётом износа, и становится возможной схема потери устойчивости, показанная на рис. 4с.

Для устранения этого конструктивного недостатка на рис. 4d представлена модернизированная конструкция распорки с той же общей площадью, но с более широкими поясками и приставной кницей.

На рис. 5а изображены потерявшая устойчивость распорка и связанный с ней рамный шпангоут для большого монолитного дока грузоподъёмностью 80000 т, построенного из стали с  $R_{EH} = 360$  МПа, конструктивный мидель-шпангоут которого показан на рис. 5в.

Распорка в этом случае имела форму швеллера с эксцентрично приложенной сжимающей нагрузкой. Разрушение произошло при пробном погружении нового дока до осадки 22 м. Эксцентриситет нагрузки и возможная начальная погибь  $W_0$  привели к сложному изгибу распорки, с большими дополнительными растягивающими напряжениями в свободной кромке, которые значительно превысили величину предела текучести  $\sigma_y$ :

$$\sigma_{\max} = -\frac{10P}{F} \left[ 1 - \frac{w_0 \cdot F}{\left(1 - \frac{P}{P_d}\right) \cdot W_{\min}} \right] = 811.5 \text{ МПа} = 2.25\sigma_y. \quad (11)$$

После разрушения распорки нормальные и касательные напряжения в опорных сечениях рамных шпангоутов существенно превысили величины предела текучести при изгибе и сдвиге,  $\sigma_{\max} = 1.45\sigma_y$ ,  $\tau_{\max} = 1.2\tau_y$ , эйлеровы напряжения в стенке  $\tau_e = 0.48\tau_y$ , чем и объясняется наличие больших гофров и трещин в стенке повреждённого шпангоута (рис. 5с). Даже построчные размеры стенки рамного шпангоута  $h/s = 1200/12 = 100$  значительно выходят за пределы допускаемых  $h/s = 60 \div 70$ , особенно при наличии вырезов для прохода рёбер.

Характеристики продольной прочности корпусов доков грузоподъёмностью 27000 т и 80000 т также представлены в таблице. Таблица свидетельствует о существенной зависимости прочностных характеристик доков для начала и конца срока службы от типа дока, его размеров, системы набора, предела текучести стали и возраста.

#### 4. Из материалов статьи следуют выводы:

- высокая вероятность общих и местных повреждений корпусов плавучих доков, выявленная в докладе, в значительной мере объясняется исполь-

a)



b)

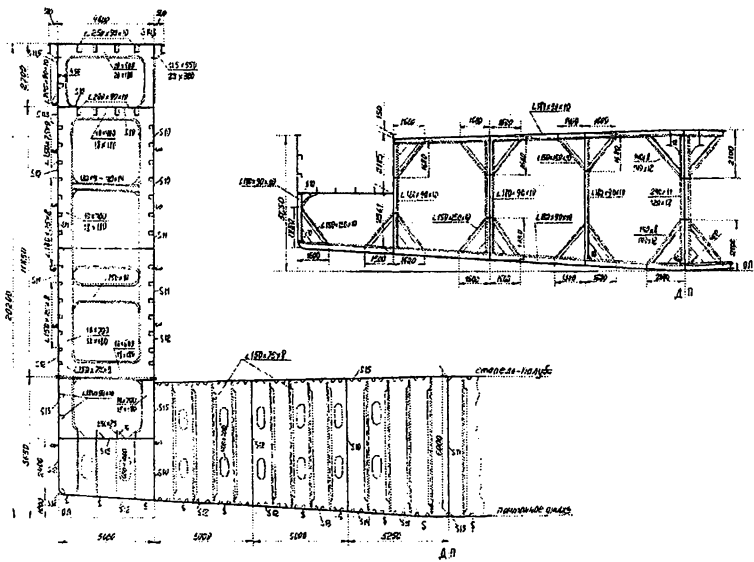
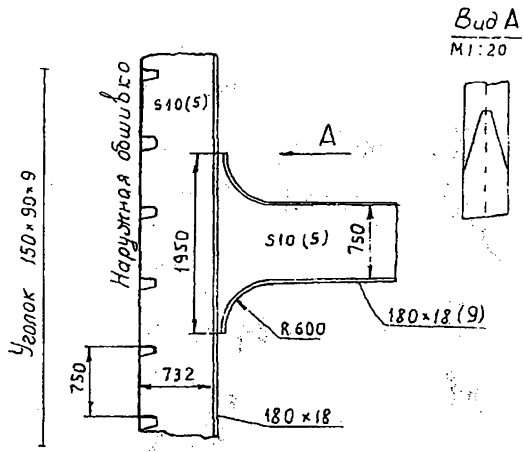


Рис. 4. Конструктивный мидель-шпангоут дока грузоподъемностью 27000 т (b), фотография пластического разрушения распорки (a) и эскизы конструкций распорки в начальном (c) и модернизированном состоянии (d)

c)



d)

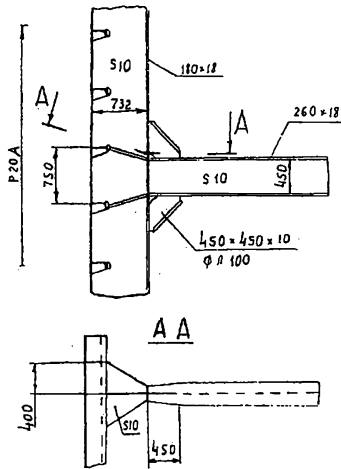
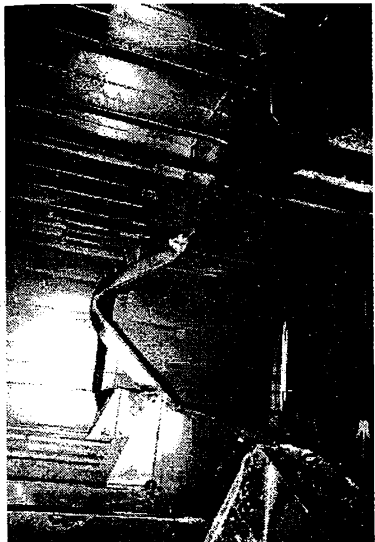


Рис. 4. Продолжение

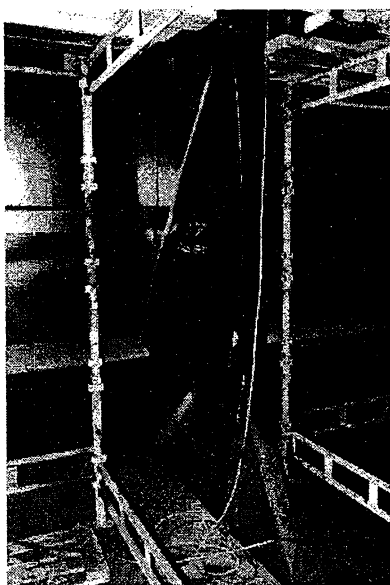
a)



b)



c)



*Рис. 5. Конструктивный мидель-шпангоут (d), фотографии пластического разрушения распорки (a, b) и рамного шпангоута (c)*



d)

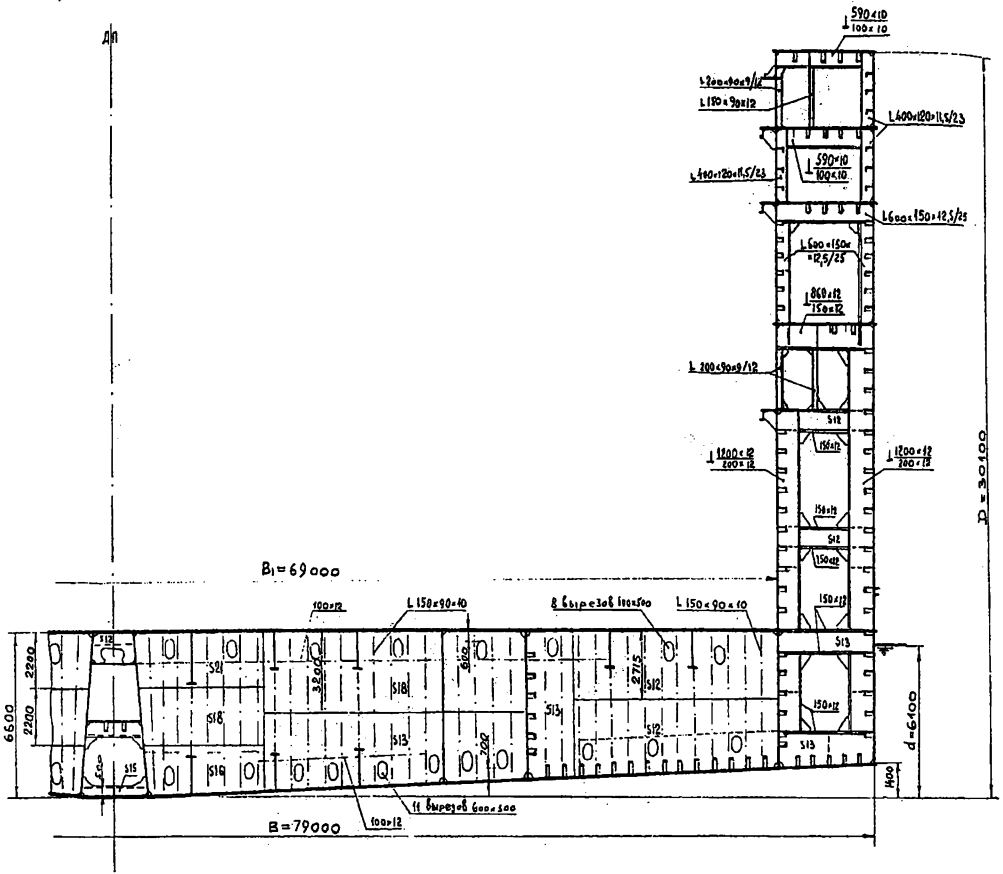


Рис. 5. Продолжение

зованием в Правилах условных критериев нормирования, конструктивными дефектами и рядом субъективных причин, определяемых человеческим фактором;

- величины стандартных скоростей износа, принятые в Правилах РС (0.04 ÷ 0.12) мм/г с добавками за 50 лет  $\Delta s = 2 \div 6$  мм, являются чрезмерными (кроме стапель-палубы) и могут быть значительно уменьшены при использовании современных эффективных средств защиты и должны назначаться доковладельцем;

- для устранения условности требований к общей и местной прочности целесообразно в качестве основного принять критерий предельной пластической прочности как для предельных моментов  $M_{ult}$ , так и для интенсивности поперечных нагрузок  $P_{ult}$

$$M_{ult}(T) \geq M_p^0; \quad P_{ult}(T) \geq P_i^0. \quad (12)$$

где расчётные величины  $M_i^0$  и  $P_i^0$  определяются по формулам типа (1) с учётом погружения с пустыми отсеками;

- для выполнения условий (12) необходимо обеспечить высокую устойчивость элементов корпусных конструкций и их работоспособность после потери устойчивости в зависимости от уровня сжимающих напряжений;

- при гарантированной надёжности инструментальных средств контроля общего изгиба и уровней воды в балластных отсеках расчётные величины экстремальных нагрузок могут быть уменьшены;

- для эксплуатирующихся доков целесообразно ввести ограничения по грузоподъёмности и предельной глубине погружения [12];

- требования к прочности корпусов плавучих доков и величины допускаемых износов и остаточных прогибов элементов конструкций целесообразно унифицировать на уровне МАКО.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Козляков В.В., Павлов М.Г. Анализ повреждений корпуса плавучего дока /Научно-технический сборник Регистра СССР «Теоретические и практические вопросы прочности и конструкции морских судов». Л., - 1970. С.81-95.
2. Kozlyakov V.V., Solovyov A.A. Analysis of Hull Damages of Floating Docks and Special Features of Ensuring their Strength During Sea

*Towing and Non-Standard Operations / Proceedings of the Int. Conf. "Black Sea – 94", Varna, Bulgaria, 1994.*

3. Козляков В.В. Проблемы прочности при эксплуатации и модернизации судов / Труды Одесского института инженеров морского флота "Теория и практика модернизации судов" М., 1981. С.85-101.
4. Российский Морской Регистр Судоходства: Правила постройки и классификации морских судов. СПб., 1999.
5. IMO Interim Guidelines for the Application of Formal Safety Assessment (FSA) to the IMO Rule-Making Process, November, 1997.
6. Российский Морской Регистр Судоходства: Нормы прочности корпусов морских судов. Л., 1958.
7. Российский Речной Регистр: Правила постройки и классификации судов внутреннего плавания. М., 1958-1995.
8. Caldwell J.B. Ultimate Longitudinal Strength / Tr. RINA. Vol. 107. 1965. P. 411-430.
9. Smith C. Influence of Local Compressive Failure on Ultimate Longitudinal Strength of Ships Hull / Proceedings Int. Symposium PRADS-77, Tokyo, Japan, 1977. P. 75-79.
10. Yao T/ et al. Special Task Committee VI.2. Ultimate Hull Girder Strength / Proceedings of the 19<sup>th</sup> ISSC. Japan. Vol. 2. Elsevier.
11. Kozlyakov V.V. Some Problem Assessment of Ship Hulls Ultimate Plastic Strength / Proceedings Int. Conf "Strength and Exploitation Reliability of Ships". Vladivostok, Russia, 1999.
12. Козляков В.В., Станков Б.Н. Обоснование эксплуатационных ограничений для стареющих корпусов стальных плавучих доков / Труды УГМТУ. Вып.5. Николаев, 2000.

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОТНОШЕНИЯ ШИРИНЫ СУДНА К ОСАДКЕ ИСХОДЯ ИЗ ТРЕБОВАНИЙ К АВАРИЙНОЙ ОСТОЙЧИВОСТИ БЫСТРОХОДНЫХ ОДНОКОРПУСНЫХ ВОДОИЗМЕЩАЮЩИХ СУДОВ

А.О. Канифольский

Для исследования аварийной остойчивости и непотопляемости быстроходных однокорпусных водоизмещающих судов (БОВС) необходимо определиться с объемом отсеков, которые могут быть затоплены. International Code of Safety for High Speed Craft (HSC Code), применительно к судам категории А, говорит о возможной длине повреждения равной  $0,1 L$  ( $L$  - длина судна), или  $3m+0,03 L$ , или 11 метров, в зависимости от того, что меньше. Для судов категории В предлагается увеличить возможную длину повреждения днища на 50%, в случае повреждения носовой части судна ( $0,5 L$ ). При расстановке переборок с соблюдением условия

$$l_{omc} \geq 1,5(3 + 0,03L), \quad (1)$$

где  $l_{omc}$  - длина отсека, затопленными могут оказаться не более двух смежных отсеков. Ширину затапливаемого отсека принимаем равной ширине судна. Дальнейшие расчеты будем основывать на детерминированном подходе к решению задачи – обеспечения непотопляемости в наиболее тяжелом случае затопления. Положение затапливаемого отсека по длине судна, вызывающего наибольшую осадку, зависит от характера обводов корпуса. По соображениям ходкости, остойчивости и вместимости для БОВС наиболее благоприятными являются корпуса, имеющие остроскульные образования и уширенную транцевую кормовую оконечность. Отсюда следует, что наихудшим случаем является затопление отсека, примыкающего к транцу, осадка кормой при этом оказывается наибольшей. В справочнике Б.А. Колызаева [1] приведен график, построенный на основе расчетов непотопляемости для судов на подводных крыльях (СПК), при коэффициентах проницаемости затапливаемых отсеков  $\mu = 0,7; 0,8; 0,9$ . Корпуса СПК и БОВС имеют близкие по очертаниям формы и поэтому для расчетов их непотопляемости могут

применяться одинаковые зависимости. HSC Code дает рекомендации для назначения коэффициентов проницаемости, приведенные в таблице 1.

Таблица 1. Значения коэффициентов проницаемости

Назначение помещений	Коэффициент проницаемости
Помещения заняты грузом и запасами	0,6
Помещения с оборудованием	0,95
Машинное отделение	0,85
Танки	0-0,95
Грузовые помещения накатных судов	0,9
Пустое пространство	0,95

В справочнике [1] для определения основных элементов СПК предлагается принять осредненное отношение высоты борта до палубы переборок к осадке, в функции от заданной относительной длины симметрично затопленного эквивалентного отсека (с последующим уточнением на дальнейших стадиях проектирования) в виде

$$\frac{D_{nn}}{d} = 1,15(1 + 2,4l_0 + 12l_0^3). \quad (2)$$

Выражение (2) получено для коэффициента проницаемости отсека  $\mu=0,8$ . Б.З. Леви [2], отмечает, что при полных кормовых обводах наибольшую потерю остойчивости вызывают отсеки, середина которых расположена в корме от миделя на расстоянии  $0,25L$  и более. В этом районе предельная длина затопления оказывается наименьшей и составляет  $0,15-0,25L$ . При подстановке  $l_0=0,1-0,25$  в формулу (2) можно получить высоту борта до палубы переборок  $D_{nn}=(1,4-2)d$ . Анализ по построенным быстроходным паромам показал, что расстояние от основной плоскости до палубы переборок лежит в указанных пределах. Высоту затопляемого отсека принимаем равной  $1,5d$ . Возможен вариант предварительного расчета положения палубы переборок по формуле (2). Требуемая высота борта до палубы переборок в средней части судна меньше, чем в оконечностях, поэтому определяющим фактором при назначении палубы переборок является  $D_{nn}$  в корме.

HSC Code требует обеспечить положительное значение метацентрической высоты в случае аварии. Применяя для изучения вопроса о непотопляемости судна способ постоянного водоизмещения, выйдем на известные из теории корабля формулы для приращений поперечного метацентрического радиуса  $\Delta r$ , аппликаты центра величины  $\Delta z_c$  и осадки  $\Delta d$  [3]. Приращение поперечной метацентрической высоты при затоплении

$\Delta h = h_{ав.} - h = \Delta r + \Delta z_c$ , где  $h_{ав.}$  - аварийная поперечная метацентрическая высота. Изменения поперечного метацентрического радиуса, аппликаты центра величины и приращение осадки будут, соответственно,

$$\Delta r = -\frac{i_x}{V} = -\frac{B^3 L_3}{12c_b L B d}; \Delta z_c = \frac{v_{отс}}{V} \left( d + \frac{\Delta d}{2} - z_{отс} \right);$$

$$\Delta d = \frac{v_{отс}}{S - s_{отс}} = \frac{1,5dBL_3}{\alpha LB - BL_3} = \frac{1,5dl_3}{\alpha - l_3}. \text{ В результате расчетов получаем}$$

приращение относительной метацентрической высоты  $\Delta h/B$ .

$$\frac{\Delta h}{B} = \frac{1,5l_3}{c_b} \left( \frac{0,25d}{B} + \frac{0,75l_3d}{(\alpha - l_3)B} \right) - \frac{l_3B}{12c_b d}, \quad (3)$$

где  $l_3 = \frac{L_3}{L}$  - относительная длина затопления;

$v_{отс}$  - объем влившейся воды;

$s$  - потерянная площадь ватерлинии;

$i_x$  - центральный момент инерции площади  $s$  относительно оси параллельной оси  $OX$ ;

$c_b$  - коэффициент общей полноты судна;

$\alpha$  - коэффициент полноты КВЛ судна;

$B$  - ширина судна.

Задавшись значениями  $c_b$  и  $\alpha$ , можно исследовать приращение относительной метацентрической высоты в зависимости от отношения ширины судна к осадке  $B/d$  в случае гипотетического затопления отсека. На рисунках 1-6 приведены результаты расчетов по формуле (3) при различных значениях  $c_b$ ,  $\alpha$  и положении палубы переборок  $D_{пн} = 1,5d$ . Программное приложение, выполненное в виде файла формата Microsoft Excel-8, позволяет задаваться произвольными значениями упомянутых выше параметров и получать на выходе графики, позволяющие определять значение  $B/d$ .

После определения ширины судна и его осадки необходимо проверить

непотопляемость судна в первом приближении по формуле

$$D_{nn} - \Delta D = d + \Delta d \quad (4)$$

где  $\Delta D$  – минимальный надводный борт аварийного судна.

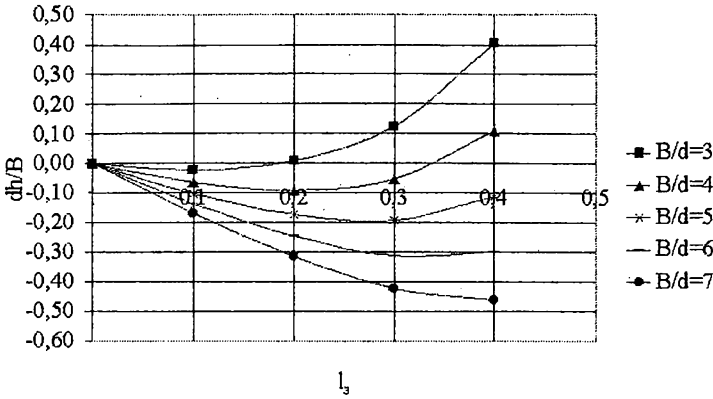


Рис. 1. Приращение  $dh/B$  в зависимости от относительной длины затопления  $l_3$ , при различных  $B/d$ :  
коэффициент общей полноты  $C_b=0,3$ ;  
коэффициент полноты КВЛ 0,75

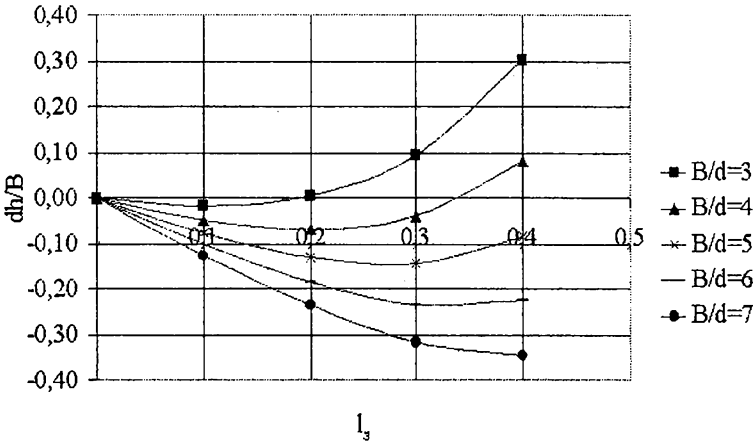


Рис. 2. Приращение  $dh/B$  в зависимости от относительной длины затопления  $l_3$ , при различных  $B/d$ :  
коэффициент общей полноты  $C_b=0,4$ ;  
коэффициент полноты КВЛ 0,75

Требования HSC Code регламентируют величину минимального надводного борта после затопления отсека для пассажирских судов равную 300 миллиметров, для грузовых – 150 миллиметров. Принимая  $\Delta d = \frac{v_{омс}}{S - s_{омс}} = \frac{D_{nn}BL_3}{\alpha LB - BL_3} = \frac{D_{nn}l_3}{\alpha - l_3}$ , можно найти относительную длину

затопления  $l_3$ , при которой судно удовлетворяет условиям непотопляемости и в случае необходимости произвести корректировку входных данных ( $s_b$ ,  $\alpha$ ,  $D_{nn}$ ). Для обеспечения остойчивости БОВС, предназначенных для перевозки большого числа пассажиров, необходимы довольно высокие значения относительной метацентрической высоты (0,08-0,14), так как возможный вариант скопления пассажиров на палубе у борта может привести к нежелательным последствиям. Это в свою очередь приводит к высоким значениям отношения ширины судна к осадке, что хорошо согласуется с данными по построенным скоростным автомобильно-пассажирским паромам ( $B/d=5-7$ ). Такие значения также выгодны с точки зрения создания широких судов, имеющих большие площади палуб, для размещения накатной техники и пассажиров.

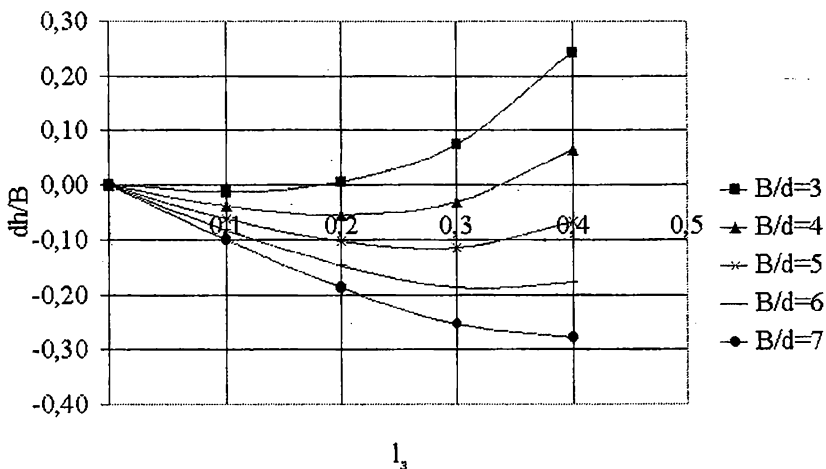


Рис. 3. Приращение  $dh/B$  в зависимости от относительной длины затопления  $l_3$ , при различных  $B/d$ :  
коэффициент общей полноты  $C_b=0,5$ ;  
коэффициент полноты  $K_{ВЛ} 0,75$



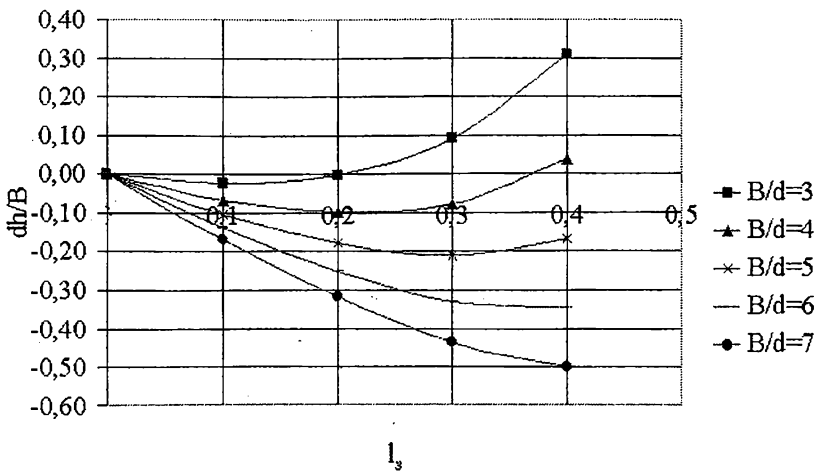


Рис. 4. Приращение  $dh/B$  в зависимости от относительной длины затопления  $l_3$  при различных  $B/d$ :  
 коэффициент общей полноты  $C_b=0,3$ ;  
 коэффициент полноты КВЛ 0,82

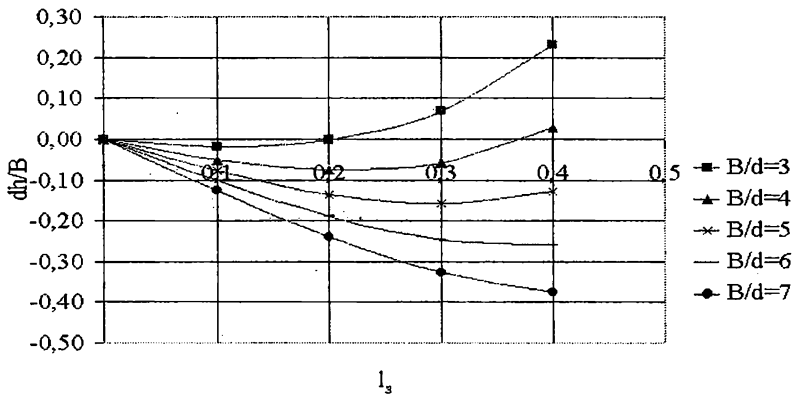


Рис. 5. Приращение  $dh/B$  в зависимости от относительной длины затопления  $l_3$  при различных  $B/d$ :  
 коэффициент общей полноты  $C_b=0,4$ ;  
 коэффициент полноты КВЛ 0,82

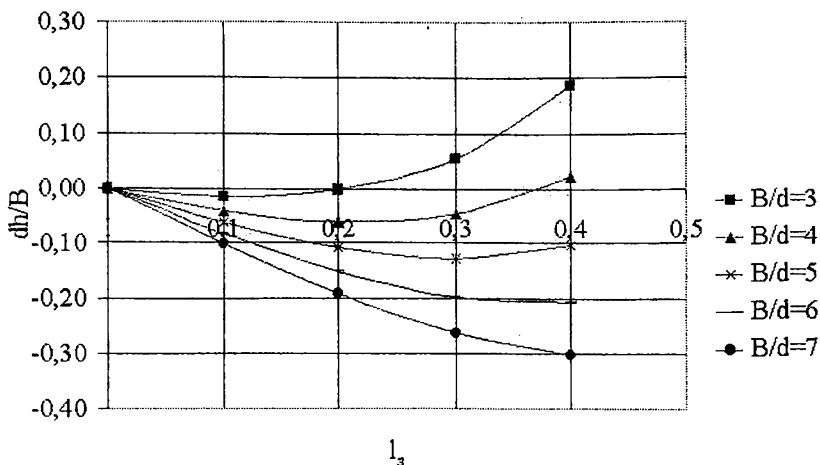


Рис. 6. Приращение  $dh/B$  в зависимости от относительной длины затопления  $l_з$ , при различных  $B/d$ : коэффициент общей полноты  $C_b=0,5$ ; коэффициент полноты КВЛ  $0,82$

Путь решения задачи был предложен А.В. Бронниковым [4]. В этой задаче предполагалось, что высота затапливаемого отсека равна сумме осадки и высоты двойного дна, а также принимались значения  $B/d \leq 4$ . Применение детерминированного подхода к назначению высоты затапливаемого отсека позволяет более точно решать эту задачу применительно к БОВС. Значения отношения ширины судна к осадке  $B \geq 4$  характерны для судов этого типа.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Колызаев Б.А. Справочник по проектированию судов с динамическими принципами поддержания.- Л.: Судостроение, 1980.- 472 с.
2. Леви Б.З. Пассажирские суда прибрежного плавания.- Л.: Судостроение, 1975.- 320 с.
3. Семенов-Тянь-Шанский В.В. Статика и динамика корабля.- Л.: Судпромгиз, 1960.- 576 с.
4. Бронников А.В. Проектирование судов.- Л.: Судостроение, 1991.- 320 с.

# ВЫСОКОТОЧНЫЙ ТРЕУГОЛЬНЫЙ КОНЕЧНЫЙ ЭЛЕМЕНТ ПЛАСТИНЫ ДЛЯ РЕШЕНИЯ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ПЛОСКИХ ЗАДАЧ ТЕОРИИ УПРУГОСТИ

**Б.И. Антонов**

Многие важные задачи строительной механики корабля приводятся к решению плоской задачи теории упругости. При произвольном контуре исследуемой области (пластины) и произвольных внешних нагрузках решение представляет сложную математическую задачу, которая во многих случаях может быть решена только численными методами. Поэтому применение метода конечных элементов (МКЭ) для решения плоской задачи теории упругости является целесообразным.

В работах [1,2] рассмотрены вопросы разработки матрицы жесткости высокоточного треугольного конечного элемента (КЭ) пластины с 18-ю степенями свободы. Опыт применения указанного КЭ для решения статических задач теории упругости показал его высокую эффективность, так как он всегда обеспечивал быструю монотонную сходимость к точному решению на крупной сетке идеализации пластины. Следует отметить, что упомянутый КЭ имеет две особенности. Первая особенность заключается в том, что матрица жесткости КЭ формируются в местной системе координат и должна быть преобразована к общей системе координат при формировании матрицы жесткости всей пластины. Вторая особенность связана с необходимостью преобразования упругих постоянных материала к местной системе координат при расчете анизотропных пластин. Упомянутые особенности КЭ целесообразно устранить.

Ограничимся рассмотрением решения линейных задач теории упругости для тонких ортотропных пластин. Рассмотрим треугольный КЭ пластины, связанный с общей системой координат  $OXY$  (рис. 1). При разработке матриц жесткости и масс использованы координаты площадей ( $L$  - координаты), смысл которых пояснен на рис. 1. Отметим, что только две из

$L$ -координат являются независимыми, так как  $L_3 = 1 - L_1 - L_2$ . На рис. 1 в скобках, расположенных у вершин треугольного КЭ, приведены значения  $L$ -координат этих вершин.

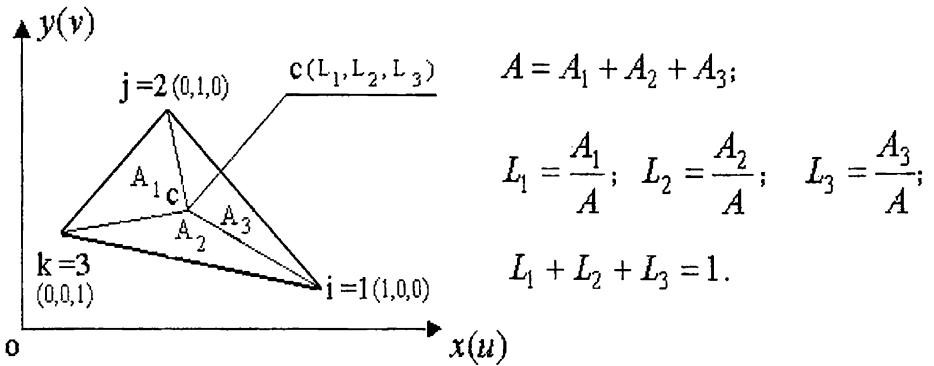


Рис. 1. Треугольный КЭ, связанный с общей системой координат  $Oxy$   $i, j, k$  – номера узлов КЭ

В каждом узле КЭ, совпадающем с вершиной треугольника, введём по 6 степеней свободы – тангенциальные перемещения  $u, v$  и их производные –  $\frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial v}{\partial y}, \frac{\partial u}{\partial y}, \frac{\partial v}{\partial x}$ . В узле, совпадающем с центром тяжести треугольника, введём две степени свободы – тангенциальные перемещения  $u_c, v_c$ . В этом случае вектор-столбец узловых перемещений КЭ в общей системе координат имеет структуру

$$\{q(t)\}_{20 \times 1}^T = [u_1(t), v_1(t), (\frac{\partial u(t)}{\partial x})_1, (\frac{\partial v(t)}{\partial y})_1, (\frac{\partial u(t)}{\partial y})_1, (\frac{\partial v}{\partial x})_1, u_2(t), \dots, (\frac{\partial v(t)}{\partial x})_3, u_c(t), v_c(t)] \quad (1)$$

где  $t$  - время.

Функции тангенциальных перемещений  $u, v$  точек срединной плоскости КЭ можно представить в виде

$$\begin{bmatrix} u(L_1, L_2, t) \\ v(L_1, L_2, t) \end{bmatrix} = [\Psi_{uv}(L_1, L_2)] \{\alpha(t)\} \quad (2)$$

где  $\{\alpha(t)\}^T = [\alpha_1(t), \alpha_2(t), \dots, \alpha_{20}(t)]$  - вектор столбец подлежащих определению множителей;

$$[\Psi_{uv}(L_1, L_2)]_{2 \times 20} = \begin{bmatrix} [f_{uv}(L_1, L_2)] & 0 \\ 0 & [f_{uv}(L_1, L_2)] \end{bmatrix}. \quad (3)$$

В выражении (3) обозначено

$$[f_{uv}(L_1, L_2)]_{1 \times 10} = [1, L_1, L_2, L_1^2, L_1 L_2, L_2^2, L_1^3, L_1^2 L_2, L_1 L_2^2, L_2^3] \quad (4)$$

– матрица-строка координатных функций, включающая члены полного полинома третьей степени.

Применив выражение (2) для формирования кинематических условий в узлах КЭ, получим

$$\{q(t)\} = [B]\{\alpha(t)\}, \quad (5)$$

где  $[B]_{20 \times 20}$  - неособенная квадратная матрица преобразования.

Из выражения (5) найдем

$$\{\alpha(t)\} = [B]^{-1}\{q(t)\}. \quad (6)$$

Выражение (2) с учетом зависимости (6) преобразуется к виду

$$\begin{bmatrix} u(L_1, L_2, t) \\ v(L_1, L_2, t) \end{bmatrix} = [\Psi_{uv}(L_1, L_2)][B]^{-1}\{q(t)\}. \quad (7)$$

Зависимость между производными функциями тангенциальных перемещений  $u, v$  по декартовым координатам  $x, y$  и  $L$ - координатам имеет структуру [2]

$$\{r_1^*\} = [C]\{r_1\}, \quad (8)$$

где

$$\left\{r_1^*\right\}_{3 \times 1}^T = \left[ \frac{\partial u}{\partial x}; \frac{\partial v}{\partial y}; \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right]; \quad (9)$$

$$\left\{r_1\right\}_{4 \times 1}^T = \left[ \frac{\partial u}{\partial L_1}; \frac{\partial v}{\partial L_2}; \frac{\partial u}{\partial L_2}; \frac{\partial v}{\partial L_1} \right]; \quad (10)$$

$$[C]_{3 \times 4} = \frac{1}{2A} \begin{bmatrix} \beta_1 & 0 & \beta_2 & 0 \\ 0 & \eta_1 & 0 & \eta_2 \\ \eta_1 & \beta_2 & \eta_2 & \beta_1 \end{bmatrix}. \quad (11)$$

В выражении (11) обозначено:  $A$  - площадь срединной плоскости КЭ;

$$\beta_1 = y_2 - y_3; \quad \beta_2 = y_3 - y_1; \quad \eta_1 = x_3 - x_2; \quad \eta_2 = x_1 - x_3,$$

где  $x_j, y_j$  - ( $j=1,2,3$  - рис. 1) - координаты узлов КЭ.

Примем, что толщина пластины  $h(L_1, L_2)$  изменяется в пределах КЭ по закону

$$h(L_1, L_2) = h_3 + (h_1 - h_3)L_1 + (h_2 - h_3)L_2 = [f_h(L_1, L_2)] \{h_{y31}\}, \quad (12)$$

где

$$[f_h(L_1, L_2)] = [1, L_1, L_2]$$

- матрица-строка координатных функций;

$$\{h_{y31}\}^T = [h_3, (h_1 - h_3), (h_2 - h_3)],$$

где  $h_j$  - значения толщины пластины в узлах КЭ ( $j = 1,2,3$ ).

Потенциальная энергия деформации КЭ может быть определена по формуле

$$V_j = \frac{1}{2} \iint_A \left\{r_1^*\right\}^T [\bar{E}] \left\{r_1^*\right\} dA, \quad (13)$$

где

$$[\bar{E}] = \frac{[f_h(L_1, L_2)] \{h_{y31}\}}{1 - \mu_1 \mu_2} \begin{vmatrix} E_1 & \mu_2 E_1 & 0 \\ \mu_1 E_2 & E_2 & 0 \\ 0 & 0 & (1 - \mu_1 \mu_2) G \end{vmatrix}. \quad (14)$$

В выражении (14) обозначено:  $E_1, E_2, G$  - модули упругости и  $\mu_1, \mu_2$  - коэффициенты Пуассона для главных направлений упругости материала пластины, совпадающих с направлениями осей  $x, y$  (рис. 1).

Преобразовав выражение (13) с учетом зависимостей (7) и (8), получим

$$V_j = \frac{1}{2} \{q(t)\}^T [\bar{k}] \{q(t)\}, \quad (15)$$

где

$$[\bar{k}]_{20 \times 20} = [B]^{-T} \left( \int_0^l \int_0^{l-L_1} [\Psi_1(L_1, L_2)]^T [E] [\Psi_1(L_1, L_2)] dL_1 dL_2 \right) [B]^{-1} \quad (16)$$

- матрица упругой жесткости КЭ в общей системе координат.

В выражении (16) обозначено:  $[\Psi_1(L_1, L_2)]_{4 \times 20}$  - прямоугольная матрица, элементы которой получены в результате дифференцирования элементов матрицы (7) в соответствии со смыслом элементов вектора-столбца (10);

$$[E]_{4 \times 4} = [C]^T [\bar{E}] [C].$$

Кинетическая энергия КЭ может быть определена по формуле

$$T_j = \iint_A \{r_2\}^T [\bar{m}] \{r_2\} dA, \quad (17)$$

где

$$\{r_2\}^T = \left[ \frac{\partial u}{\partial t}; \frac{\partial v}{\partial t} \right]; \quad (18)$$

$$[\bar{m}] = \rho [f_h(L_1, L_2)] \{h_{y31}\} \begin{vmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{vmatrix}. \quad (19)$$

В выражении (19) обозначено:  $\rho$  - плотность материала пластины.

Применив для формирования элементов вектора-столбца (18) выражение (7), преобразуем формулу (17) к виду

$$T_j = \frac{1}{2} \{ \dot{q}(t) \}^T \left[ \overline{m} \right] \{ \dot{q}(t) \}, \quad (20)$$

где  $\{ \dot{\quad} \}$  - производная по времени;

$$\left[ \overline{m} \right]_{20 \times 20} = [B]^{-T} \left( \int_0^1 \int_0^{1-L_1} [\Psi_{uv}(L_1, L_2)]^T \left[ \overline{m} \right] [\Psi_{uv}(L_1, L_2)] dL_1 dL_2 \right) [B]^{-1} \quad (21)$$

- матрица масс КЭ в общей системе координат.

При вычислении интегралов, входящих в формулы (16) и (21), целесообразно использовать выражение [3]:

$$\int_0^1 \int_0^{1-L_1} L_1^n L_2^m dL_1 dL_2 = 2A \frac{n! m!}{(n+m+2)!}.$$

Если воспользоваться только первым членом полинома (12), то получим матрицы жесткости и масс КЭ постоянной толщины. Остальные члены полинома (12) позволяют дополнительно получить по две матрицы жесткости и масс, учитывающие переменность толщины пластины.

Перед объединением матриц жесткости и масс элементов целесообразно исключить степени свободы внутреннего узла конечного элемента  $u_c, v_c$ , то есть выполнить операцию конденсации (понижения размерности) матрицы жесткости (16) и матрицы масс (21). Воспользуемся методикой конденсации, приведенной в работе [4].

Вектор-столбец узловых перемещений КЭ (1) можно представить в виде

$$\{ q \}_{20 \times 1}^T = \left\{ \begin{array}{l} \{ q_0 \} \\ \{ q_c \} \end{array} \right\}, \quad (22)$$

где  $\{ q_0 \}$  - вектор-столбец, содержащий сохраняемые степени свободы;  $\{ q_c \}^T = [u_c, v_c]$  - вектор-столбец, содержащий исключаемые степени свободы.



Задача состоит в построении соотношения

$$\{q\} = [\Omega] \{q_0\}, \quad (23)$$

где  $[\Omega]$  - матрица преобразования.

Запишем уравнение равновесия конечного элемента

$$[\bar{k}]\{q\} = \{p\}, \quad (24)$$

где  $\{p\}$  - вектор узловых сил КЭ.

С учетом выражения (22) уравнение (24) можно представить в виде

$$\begin{bmatrix} [\bar{k}_{oo}] & [\bar{k}_{oc}] \\ [18 \times 18] & [18 \times 2] \\ [\bar{k}_{co}] & [\bar{k}_{cc}] \\ [2 \times 18] & [2 \times 2] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{q_o\} \\ \{q_c\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{p_o\} \\ \{p_c\} \end{Bmatrix}. \quad (25)$$

Развернув нижнюю часть уравнения (25), найдем

$$\{q_c\} = -[\bar{k}_{cc}]^{-1} [\bar{k}_{co}] \{q_o\} + [\bar{k}_{cc}]^{-1} \{p_c\}. \quad (26)$$

Так как произведение  $[\bar{k}_{cc}]^{-1} \{p_c\}$ , присутствующее в правой части равенства (26), есть константа для заданной нагрузки, характеризующая жесткое смещение КЭ, то соотношения жесткости между степенями свободы  $\{q_o\}$  и  $\{q_c\}$  определяются с помощью матрицы  $-[\bar{k}_{cc}]^{-1} [\bar{k}_{co}]$ . Замечая также, что  $\{q_o\} = [I] \{q_o\}$  можно записать

$$\{q\} = \begin{bmatrix} [I] \\ -[\bar{k}_{cc}]^{-1} [\bar{k}_{co}] \end{bmatrix} \{q_o\}, \quad (27)$$

где  $[I]$  - квадратная единичная матрица.

Сравнивая выражения (23) и (27), устанавливаем, что

$$[\Omega_k]_{20 \times 18} = \begin{bmatrix} [I] \\ -[k_{cc}]_{2 \times 2} \quad -[k_{co}]_{2 \times 18} \end{bmatrix} \quad (28)$$

Конденсированная матрица жесткости КЭ в общей системе координат определяется по формуле

$$[k]_{18 \times 18} = [\Omega_k]_{18 \times 20}^T [k]_{20 \times 20} [\Omega_k]_{20 \times 18} \quad (29)$$

Рассмотренная методика даёт точные результаты при конденсации матрицы жесткости КЭ. Для получения матрицы  $[\Omega_m]$ , с помощью которой можно произвести конденсацию матрицы масс КЭ, необходимо располагать значениями узловых сил инерции, которые становятся известными только после решения задачи. Поэтому конденсация матрицы масс КЭ осуществляется также с использованием матрицы  $[\Omega_k]$  по формуле

$$[m]_{18 \times 18} = [\Omega_k]_{18 \times 20}^T [m]_{20 \times 20} [\Omega_k]_{20 \times 18} \quad (30)$$

Использование выражения (30) предполагает равенство нулю сил инерции, соответствующих исключаемым степеням свободы  $u_c, v_c$  внутреннего узла КЭ, что вносит некоторую погрешность в результаты решения динамических задач.

Просуммировав вклад каждого КЭ в потенциальную и кинетическую энергию, получим потенциальную энергию деформации  $V$  и кинетическую энергию  $T$  пластины

$$V = \frac{1}{2} \{Q(t)\}^T [K] \{Q(t)\}; \quad T = \frac{1}{2} \{Q(t)\} [M] \{\dot{Q}(t)\},$$

где  $[K], [M]$  - матрицы жесткости и масс пластины (ансамбля КЭ) в общей системе координат;  $\{Q(t)\}$  - вектор узловых перемещений пластины в об-

щей системе координат;  $\{\dot{Q}(t)\}$  - вектор узловых скоростей пластины.

Подставив полученные выражения в уравнения Лагранжа II рода

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} + \frac{\partial V}{\partial q_j} = P_j(t),$$
$$(j= 1,2,\dots,n),$$

получим матричное уравнение движения без сопротивления упругой системы (пластины) при действии произвольных возмущающих сил  $P_j(t)$

$$[M]\{\ddot{Q}(t)\} + [K]\{Q(t)\} = \{P(t)\}, \quad (31)$$

где  $n$  - общее число узловых перемещений пластины;  $\{\ddot{Q}(t)\}$  - вектор узловых ускорений пластины.

Из выражения (31) нетрудно получить матричное уравнение равновесия пластины для решения статических задач. Анализ указанного уравнения заслуживает отдельного рассмотрения.

При рассмотрении свободных колебаний необходимо положить  $\{P_j(t)\} = 0$ ,  $\{Q(t)\} = \{Q_o\} \sin \lambda t$ . Уравнение (31) преобразуется при этом к виду

$$([K] - \lambda^2 [M])\{Q_o\} = 0, \quad (32)$$

где  $\lambda$  - собственные частоты пластины;  $\{Q_o\}$  - вектор амплитуд узловых перемещений пластины.

Для иллюстрации применения рассмотренного треугольного конечного элемента пластины с 18-ю степенями свободы выполнен следующий расчет. Определена наименьшая частота  $\lambda_1$  свободных поперечных колебаний изотропной ( $E = 210$  ГПа;  $\mu = 0,3$ ;  $\rho = 7,85$  кН.с<sup>2</sup>.м<sup>-4</sup>) равнобедренной треугольной пластины постоянной толщины, имеющей следующие размеры: длину  $L = 7,2$  м, высоту сечения  $2b = 1,8$  м, толщину  $h = 0,01$  м. Пластина жестко закреплена на кромке  $x = 0$  (рис. 2). Решение получено на ортогональной сетке  $6 \times 12$  по осям  $x, y$ , соответственно. Результат расчета пластины мето-

дом конечных элементов составляет  $\lambda_1 = 269,2 \text{ c}^{-1}$ .

Для рассматриваемой пластины имеется точное решение, полученное Кирхгофом и приведенное в работе [5],  $\lambda_1 = \frac{5,315b}{L^2} \sqrt{\frac{E}{3\rho}} =$   
 $= \frac{5,315 \cdot 0,9}{7,2^2} \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^8}{3 \cdot 7,85}} = 275,5 \text{ c}^{-1}$

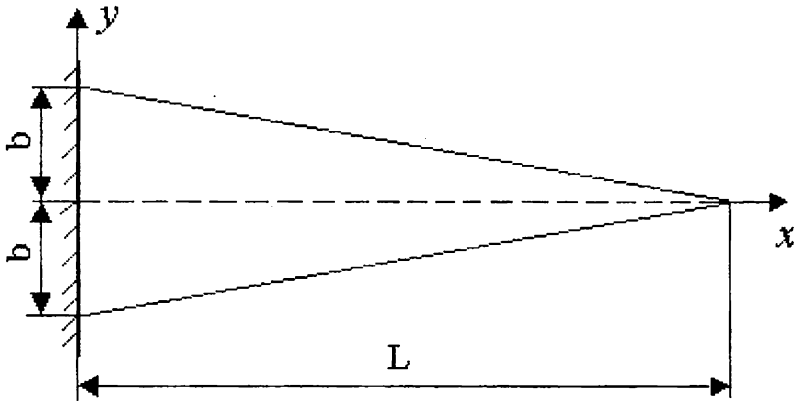


Рис. 2. Расчетная схема треугольной пластины

Расхождение результатов сравниваемых решений составляет 2,29%. Следует отметить, что решение Кирхгофа получено на основании теории поперечных колебаний балки прямоугольного сечения постоянной толщины, высота которого является функцией абсциссы сечения (рис.2).

## ЛИТЕРАТУРА

1. Антонов Б.И. Применение высокоточных конечных элементов для решения плоских задач теории упругости // Судостроение и судоремонт - Сборник научных трудов. Вып. 9. - М.: ЦРИА "Морфлот", 1977, С 40-46. [ОИИМФ].
2. Антонов Б.И. Плоская задача теории упругости для пластин переменной толщины // Вісник Одеського державного морського університету. Вып. 4. - Одеса.: НВФ Астропринт, 1999. С 3-8.

3. Коннор Д.Ж., Бреббиа К. *Метод конечных элементов в механике жидкости. Пер. с англ.* –Л.: Судостроение, 1979. - 264 с.
4. Галлагер Р. *Метод конечных элементов. Основы. Пер. с англ.* – М.: Мир, 1984. – 428 с.
5. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. *Колебания в инженерном деле. Пер. с англ.* – М.: Машиностроение, 1985. – 472 с.

## **ОСНОВАНИЯ ПОРТОВЫХ ГИДРОТЕХНИЧЕСКИХ СООРУЖЕНИЙ В АСПЕКТЕ СОВРЕМЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ СТРОИТЕЛЬСТВА И РЕКОНСТРУКЦИИ**

**Ю.Л. Воробьев**

Анализ конструктивных особенностей гидротехнических сооружений морских портов Украины показывает, что наиболее распространенными сооружениями являются конструкции на свайном основании (эстакады – свыше 50% в общем причальном фронте, больверки из шпунтовых свай – свыше 30% и др.).

Основание эстакадных конструкций, возведенных в 50-60 годы 20 века, в большинстве случаев представляет собой свайное поле из предварительно напряженных железобетонных призматических свай (свыше 80% эстакад); незначительное количество причалов опирается на железобетонные сваи-оболочки диаметром 1,6 м и стальные трубы различного диаметра.

Больверки (начиная с 70-х годов прошлого века) устроены в большинстве случаев из металлических шпунтовых свай корытного профиля типа Ларсен.

Характерными факторами, проявившимися в последние годы, являются необходимость приема судов нового поколения (а соответственно, передача на основание сооружения новых, увеличенных нагрузок) и отсутствие в большинстве случаев необходимых для этого резервов несущей способности как грунтового основания, так и сооружения в целом. Эти обстоятельства определяют целесообразность изучения возможностей новых современных технологий строительства и реконструкции портовых гидротехнических сооружений, с одной стороны, и всесторонней оценки строительных свойств их грунтовых оснований – с другой.

Одним из перспективных направлений совершенствования технологий гидротехнического (в частности, берегового, портового, шельфового) строительства на нескальных грунтах является применение при устройстве свайных, в том числе и шпунтовых, несущих оснований или подпорных стенок современных гидравлических вибропогружателей [1]. В отличие от хорошо

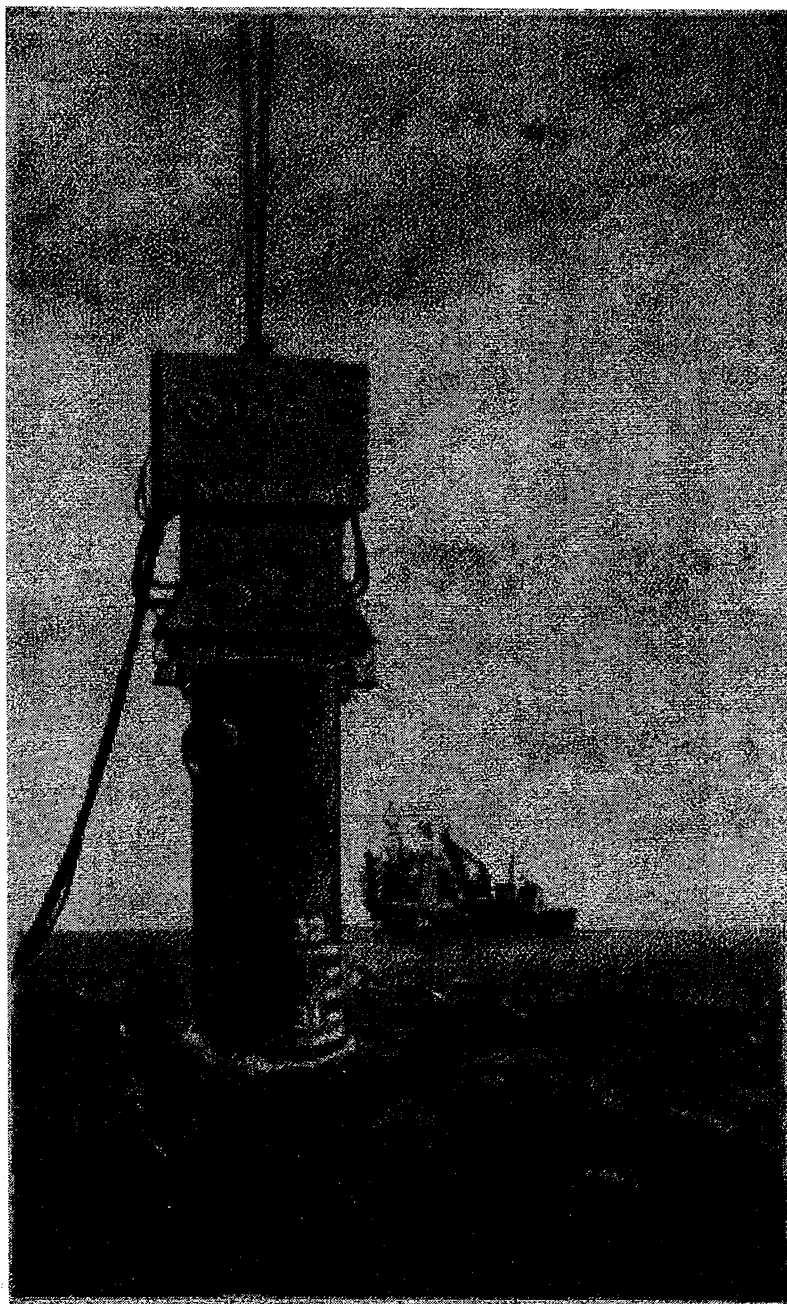
известных нашим строительным организациям электрических вибропогружателей, гидравлические являются не только более эффективными (при том же эксцентриковом моменте обеспечивается большая центробежная сила), но и могут эксплуатироваться в подводных условиях. Это особенно эффективно при строительстве, например, стационарных шельфовых платформ, в конструкции которых предусмотрены так называемые окаймляющие сваи, отметки голов которых близки к отметке дна, либо донного шпунта, применяемого при реконструкции портовых причальных сооружений, а также для защиты грунта дна у причала от размыва донными течениями.

Рассмотрим некоторые основные функциональные принципы работы гидравлического вибропогружателя. Вибропогружатель передает вибрацию погружаемому профилю, например, стальной трубе (рис. 1) или шпунтовой свае (рис. 2) с целью погружения или извлечения в вертикальном направлении. Прилегающий к свае грунт разрыхляется, что способствует погружению в него сваи под действием собственной массы и массы вибратора. Тот же принцип используется для извлечения свай посредством тягового усилия крана.

За счет установленных в редукторе эксцентриков вибрация передается только в вертикальном направлении. Установленные парами эксцентрики вращаются с одинаковой угловой скоростью в противоположных направлениях (рис.3). Оба эксцентрика генерируют центробежные силы  $f_c$ . Горизонтальные составляющие  $f_h$  компенсируются, а вертикальные составляющие  $f_v$  складываются, образуя центробежную силу  $F_c$ . Погружаемая или извлекаемая конструкция зажимается под редуктором специальным гидравлическим зажимом. Над редуктором расположена траверса, предотвращающая распространение вибрации, поглощая ее блоками эластомера. Тяжелая траверса создает своей собственной массой дополнительную направленную вниз силу, которая может быть повышена за счет добавления дополнительной массы.

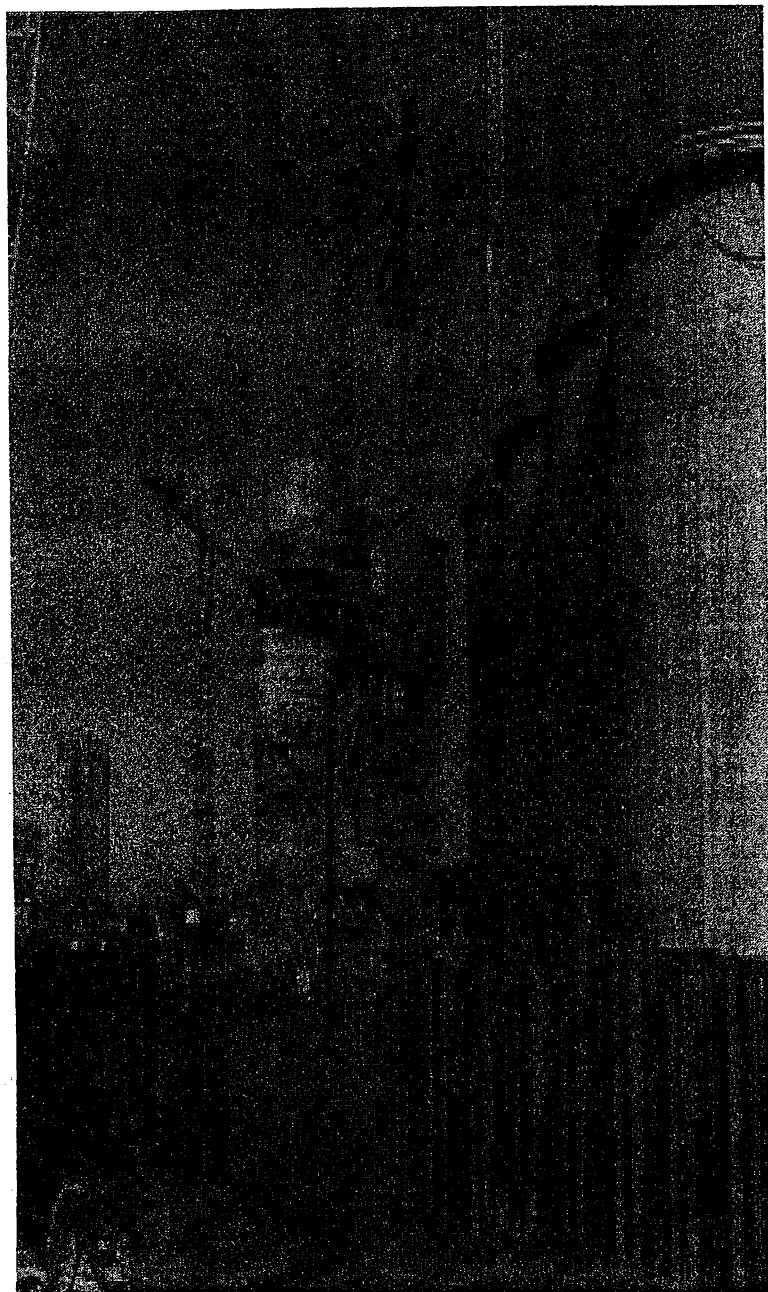
Весьма важным, а иногда и определяющим успех реализации проекта, является правильный выбор вибропогружателя, что является функцией обоих компонентов системы «грунтовое основание – свайная опора».

Как правило, при выборе вибропогружателя анализируют такие параметры как: (а) поперечное сечение сваи и ее масса; (б) глубина погружения сваи; (в) физико-механические свойства грунта дна.



*Рис.1. Вибропогружение стальной трубчатой сваи на континентальном шельфе*





*Рис. 2. Вибропогружение стальных шпунтовых свай при проведении гидротехнических работ*

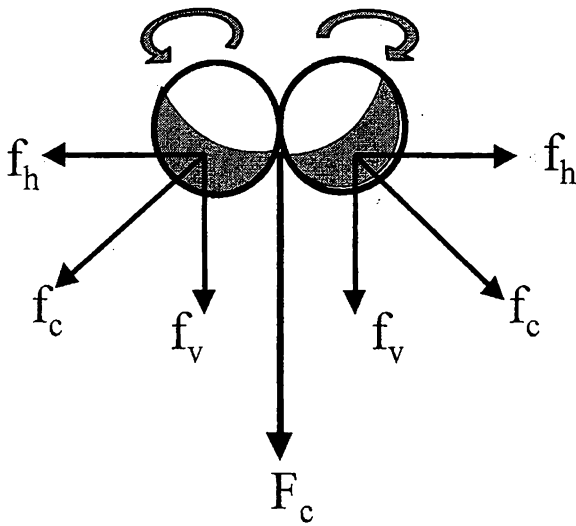


Рис. 3. Принципиальная схема работы гидравлического вибропогружателя

Основными техническими параметрами гидравлического вибропогружателя являются:

Эксцентрикковый момент ( $M_t$ ) - это произведение массы ( $m$ ) эксцентрика на расстояние ( $r$ ) между его центром тяжести и осью вращения. Эксцентрикковый момент (Нм) вибропогружателя равен сумме моментов эксцентриков:

$$M_t = S (m \times r). \quad (1)$$

Центробежная сила  $F_c$  (кН). Каждый эксцентрик образует центробежную силу

$$f_c = m \times r \times w^2, \quad (2)$$

где  $w$  - угловая скорость в радианах в секунду.

Вертикальные составляющие от каждого эксцентрика вместе образуют результирующую центробежную силу, которая достигает своего максимального значения при нахождении эксцентриков в их верхнем и нижнем положениях:

$$F_{c_{\max}} = 1,118 \times M_t \times n^2 \times 10^{-6}, \quad (3)$$

где  $n$  - число оборотов в минуту.

Амплитуда  $A$  (мм) - это общее вертикальное смещение вибрирующих элементов в течение полного оборота эксцентриков. Максимальная амплитуда

да рассчитывается по формуле

$$A = (2 \times M_v) / (10 \times t_v). \quad (4)$$

*Динамическая (вибрирующая) масса*  $m_v$  (т) представляет собой сумму масс вибрирующего редуктора, зажимной головки и погружаемого или извлекаемого элемента.

Современные гидравлические вибропогружатели нормальной частоты, разработанные для портового гидротехнического строительства, обладают эксцентриковыми моментами до 115 кгм и центробежной силой до 2300-2500 кН.

Возможны варианты применения так называемого тандема, когда два стандартных вибропогружателя устанавливаются на одну раму для погружения, например, оболочки большого диаметра (естественно, производительность тандема является удвоенной по сравнению с одним вибропогружателем). Применение тандема весьма эффективно также при погружении свай-оболочек с закрытым концом.

Монтируемый под вибропогружателем зажимной наголовник, предназначен для прочного захвата погружаемой или извлекаемой сваи. Согласно европейским нормам зажимные наголовники сконструированы так, чтобы зажимное усилие было в 1,2 раза больше максимальной центробежной силы.

Обычно применяют четыре основных типа зажимных наголовников:

- *Агриплекс* имеет единственный зажим для фиксации одной шпунтовой сваи или профиля.

- *Мультиплекс* имеет два гидравлических зажима, которые можно переставлять по двум параллельным балкам таврового сечения, установленным под опорной пластиной. Этот зажим наиболее эффективен для применения сдвоенных шпунтовых свай.

- *Дуплекс* - это зажимной наголовник для свай-оболочек, имеющий два зажимных приспособления, как и зажим Мультиплекс. Положение зажима определяется диаметром оболочки.

- *Квадриплекс* - зажимной наголовник, предназначенный для особо больших оболочек. Он включает 4 гидравлических зажима, которые переставляются на балке таврового сечения. Эти балки устанавливаются на специальной, имеющей Х-образную форму, поперечине, называемой также траверсой, непосредственно под оболочкой.

Одним из определяющих параметров при выборе необходимого для вы-

полнения конкретной работы типа вибропогружателя является характеристика прочности и/или плотности грунта. Ввиду того, что в западноевропейских странах и в странах СНГ используются различные методы испытаний грунтов, представляют интерес сравнительные данные, позволяющие в той или иной степени установить корреляционные зависимости между результатами различных видов испытаний грунтов [2]. Эти данные приведены ниже в таблицах 1 и 2.

Таблица 1. Результаты испытаний несвязных грунтов различными методами

DPH	SPT	CPT	Прессиометрические испытания		Характеристика плотности грунта
			$p_l$	$E_M$	
$n_{10}$	$n_{30}$	$q_s$	$pl$	$E_M$	
		$MN/m^2$	$MN/m^2$		
	<4	2.5	<0.2	0.5	Очень рыхлый
3	4-10	2.5-7.5	0.2-0.5	1.5-5	Рыхлый
3-15	10-30	7.5-15	0.5-1.5	5-15	Средней плотности
15-30	30-50	15-25	1.5-2.5	15-25	Плотный
>30	>50	>25	>2.5	>25	Весьма плотный

Таблица 2. Результаты испытаний связных грунтов различными методами

SPT	CPT	Прессиометрические испытания		Характеристика консистенции грунта	Сопротивление сдвигу в недренированных условиях
$n_{30}$	$q_s$	$Pl$	$E_M$		
	$MN/m^2$	$MN/m^2$			$kN/m^2$
<2	<0.25	<0.15	1.50	Весьма мягкий	20
2-4	0.25-0.5	0.15-0.35	1.50-5.25	Мягкий	20-40
				От мягкого до прочного	40-50
4-8	0.5-1.0	0.35-0.55	5.25-8.25	Прочный	50-75
				От прочного до твердого	75-100
8-15	1.0-2.0	0.55-1.0	8.25-20	Твердый	100-150
15-30	2.0-4.0	1.0-2.0	20-40	Весьма твердый	150-200
>30	>4.0	>2.0	>40	Тяжелый	>200

Обозначения:

DPH (Dynamic Probing Heavy) - динамическое зондирование тяжелое;

SPT (Standard Penetration Test; dynamic) - стандартное испытание на динамическое зондирование;

CPT (Cone Penetration Test; static) - статическое зондирование (конический зонд).

Первые опыты применения современных вибропогружателей при строительстве (порт Южный) и реконструкции (порт Мариуполь) причальных сооружений в украинских морских портах свидетельствуют о прикладной ценности подобных исследований, дающих возможность объективно оценивать и правильно (с учетом реальных свойств конкретных грунтовых оснований) выбирать строительное оборудование, а также о необходимости дальнейшего развития таких исследований.

### ЛИТЕРАТУРА

1. *Vibrodriver (success through innovation)*. PTC, France, 1998.
2. *Installation of Steel Sheet Piles*. TESPA (Technical European Sheet Piling Association). 1998.

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ СВАРНЫХ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ, ИСПОЛЪЗУЕМЫХ В КАЧЕСТВЕ ОСНОВАНИЙ ГИДРОТЕХНИЧЕСКИХ СООРУЖЕНИЙ

Ю. Л. Воробьев

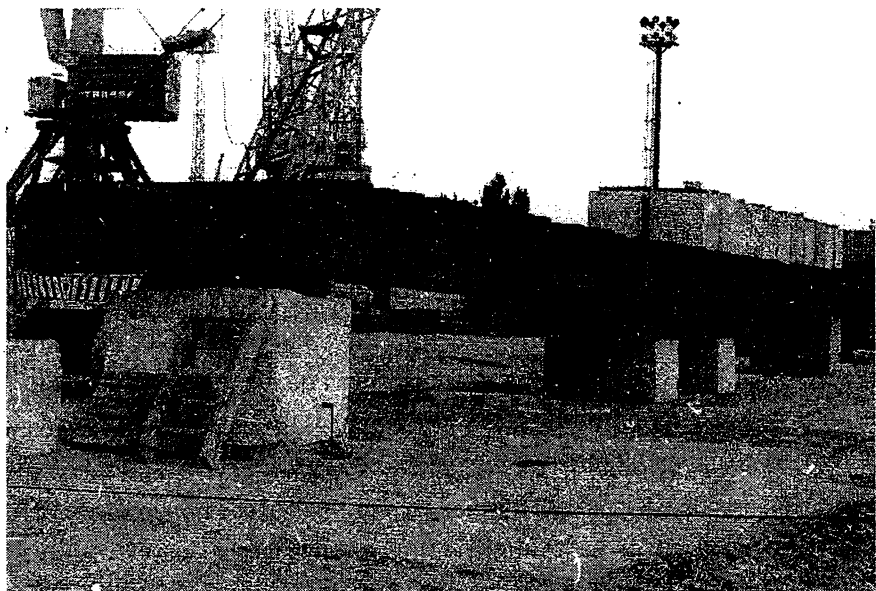
В настоящее время при строительстве морских портовых гидротехнических сооружений применяются сварные металлические конструкции, обладающие повышенной несущей способностью. В первую очередь это сварные шпунтовые профили и трубы диаметром 1420 мм. Рассмотрим некоторые инженерные задачи, с которыми приходится сталкиваться при производственном освоении сложных конструкций, используемых в качестве оснований для портовых гидротехнических сооружений.

*Сварной шпунт зетового профиля (ШЗП).* Как показал опыт освоения ШЗП в портах Одесса и Южный, его погружение в грунты средней плотности выполнялось пакетами, сформированными из двух зетовых профилей.

Образованная шпунтовая свая является композитной конструкцией, состоящей из отдельных тонкостенных элементов, связанных по длине прерывистыми сварными швами, стыковочными накладками, соединительными пластинами, придающими пакету необходимую жесткость. Определить работу такого сложного конструктивного элемента в составе сооружения теоретически весьма сложно. Поэтому для уточнения принятых в проекте расчетных положений выполнены испытания конструкции пакета на действие эксплуатационных нагрузок.

Целью натурных испытаний являлась экспериментальная проверка несущей способности шпунтовых свай из ШЗП-73 при действии расчетного изгибающего момента и поперечной силы в упругой стадии деформирования применительно к условиям работы пакетов в конструкции одного из причалов Одесского порта. Для получения более достоверных результатов испытывались несколько свай серийного производства. Испытания выполняли по схеме статически определимой балки на двух опорах. Общий вид экспериментальной площадки показан на рис 1, а.

а)



б)



*Рис. 1. Натурные исследования несущей способности металлических конструкций: а) сварной шпунт зетового профиля; б) сварные трубы диаметром 1420 мм*

Для сокращения сроков выполнения экспериментальных работ разработана методика, предусматривающая одновременное испытание двух шпунтовых свай. Таким образом, время испытаний удалось сократить примерно

вдвое благодаря уменьшению общего времени стабилизации деформации свай.

В качестве опор для испытания шпунтовых свай служили бетонные блоки размерами 2,0х1,4х1,4 м с размещенными на них опорными частями в виде подвижного и неподвижного стальных катков диаметром 120 мм. Расчетные нагрузки создавались с помощью бетонных огрузочных массивов размером 1х1х1 м, располагаемых по длине испытываемых пакетов. В связи с этим возникла необходимость обеспечения фиксированного зазора (13-15 см) между массивами. С этой целью использовался специальный Г-образный шаблон, состоящий из жестко скрепленных деревянных брусьев, плотно прилегающих при монтаже к ранее установленному массиву. Для установки и снятия шаблона предусмотрены монтажные петли. Таким образом, в процессе деформации испытываемых свай исключалась возможность соприкосновения огрузочных массивов.

Для передачи нагрузок от бетонных массивов на испытываемые элементы использовались деревянные шпалы, которые одновременно создавали первую ступень загрузки, обеспечивали более равномерное распределение нагрузок на сваи и большую безопасность выполнения экспериментальных работ. Ширина сваи значительно меньше ширины огрузочного массива, поэтому при испытании каждой сваи в отдельности возникает опасность опрокидывания массивов. В предложенной схеме этот недостаток полностью устранен; благодаря использованию шпал обеспечивалась устойчивость всей системы.

Длина опытных свай составляла 27 м, высота профиля 73 см, расчетный изгибающий момент 2200 кНм, расчетная поперечная сила 435 кН. Марка стали ВСтЗсп, расчетное сопротивление по пределу текучести  $\sigma_y = 220$  МПа, коэффициент условий работы  $\gamma_c = 1,0$ . Контролируемые в процессе испытаний параметры - нагрузка на сваю и прогибы в характерных по ее длине сечениях.

Значения нагрузок на сваи, кН/м, составляли: от собственного веса порядка 3,45; от шпал 0,619; от массивов первого курса 20,125-20,91; от массивов второго курса 20,58-20,75.

Нагрузки прилагались по нескольким схемам, позволяющим создать максимальные значения: изгибающего момента в сплошном сечении свай, изгибающего момента в сечении со сварной стыковочной накладкой, поперечной силы в опорном сечении.

Испытания проводились с соблюдением необходимых циклов нагрузки и



разгрузки (всего 30 ступеней). Деформации свай измерялись прогибомерами Максимова с ценой деления 0,01 мм. Приборы крепились на специальных металлических подставках и соединялись со сваями с помощью стальных струн. Измерительные приборы имели метрологическую аттестацию.

Максимальные значения усилий и прогибов, зафиксированные в процессе испытаний свай в сплошном сечении и сечении со сварной стыковочной накладкой, составили: изгибающий момент 2256 кНм, прогибы 0,1841-0,1932 м, поперечная сила в опорном сечении 436,3 кН. Прогибомеры фиксировали деформации каждой шпунтины зетового профиля, входящей в пакет. Отличие в величине прогибов при действии расчетных нагрузок на сваю незначительно и достигало 5 %. Зависимость прогибов от расчетной нагрузки показана на рис 2.

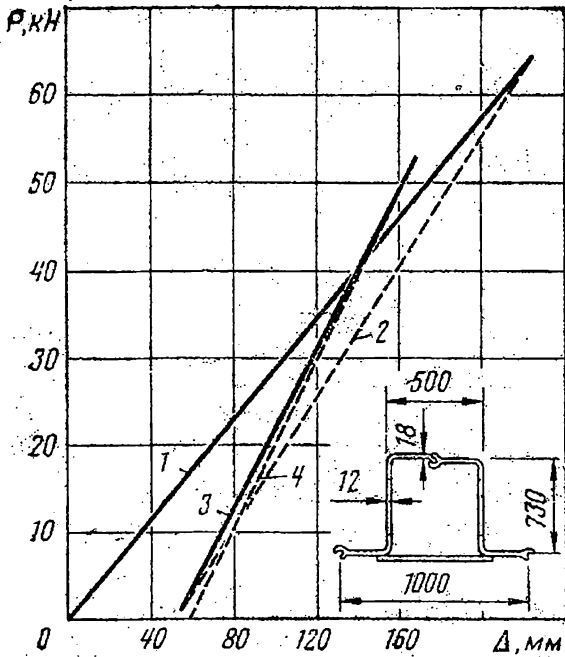


Рис. 2. Зависимости прогиба  $\Delta$  от расчетной нагрузки  $P$ : 1 - при определении максимального изгибающего момента; 2 - то же, разгрузка; 3 - при определении максимальной поперечной силы; 4 - то же, разгрузка.

Отличие теоретического значения момента инерции свай из ШЗП-73 от фактического, полученного пересчетом по данным испытаний, составляет около 2 %.

Таким образом, натурные испытания пакета из ШЗП-73 показали, что шпунт обладает несущей способностью, обеспечивающей восприятие расчетных нагрузок применительно к условиям работы исследуемого причального сооружения, а, следовательно, испытаниями подтверждена надежность принятого проектного решения.

*Сварные металлические трубы.* При строительстве одного из причалов Одесского порта предполагается использовать сварные трубы диаметром 1420 мм.

Для исследования несущей способности такой трубы на восприятие максимального расчета изгибающего момента 3700 кНм выполнены статические испытания (рис. 1, б).

В соответствии с сертификатом, стальная труба диаметром 1420 мм длиной 11360 мм составлена из пяти трехслойных (навитых) секций длиной 1670 мм каждая, а также двух торцевых однослойных секций длиной по 1540 и 1470 мм. Толщина стенки на основном участке трубы - 16,0 мм на концевых участках - 15,7 мм.

Отдельные секции состыкованы с помощью электросварки.

Статические испытания проводились на специально оборудованном силовом стенде. Испытанию подверглись две стальные трубы диаметром 1420 мм, соединенные между собой стальными обоймами - опорами, в качестве которых использована листовая сталь толщиной 14 мм (рабочее сечение 40 см<sup>2</sup>). Расстояние между центрами опор - 10850 мм.

В качестве силового оборудования использовались два гидравлических домкрата грузоподъемностью 100 тс. При испытаниях нагрузка прикладывалась сосредоточенно, ступенями, посередине пролета.

Перемещения труб в горизонтальной плоскости замерялись в характерных сечениях - посередине пролета и у опор прогибомерами Максимова, с ценой деления 0,1 мм.

С помощью гидравлических домкратов нагрузка прикладывалась ступенями по 10 % от расчетной. При каждой ступени нагрузок по приборам фиксировались перемещения опор, а также перемещение центра труб.

При сосредоточенной нагрузке 1520 кН, приложенной по центру труб, достигнута величина изгибающего момента порядка 4110 кНм, что превысило расчетный изгибающий момент на 11%. При этом прогибы труб составили 19,6 и 16,2 мм, что на 16-24% выше прогибов стандартных стальных электро-

сварных прямошовных труб.

Таким образом, исследуемые стальные трубы диаметром 1420 мм, используемые при строительстве причала в Одесском порту, обладают несущей способностью, обеспечивающей восприятие расчетного изгибающего момента 3700 кНм, при этом материал труб работает в упругой стадии.

Установлена также повышенная деформативность исследуемых труб по сравнению со стандартами электросварными прямошовными трубами (разница до 24 %).

Приведенные выше результаты исследований подтверждают высокую эффективность использования статических испытаний при оценке фактической несущей способности конструкций, используемых в качестве оснований портовых гидротехнических сооружений.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Физдель И.А. Дефекты в конструкциях сооружений и методы их устранения. М.: Стройиздат, 1987.
2. Чеботраев О.П., Пойзнер М.Б., Дубровский М.П. Строительство портовых гидротехнических сооружений из сварного шпунта. М.: Транспорт, 1993.
3. Красов Н.В. Стальные шпунтовые сваи в портовом гидротехническом строительстве. М.: Транспорт, 1982.
4. Яковенко В.Г. Строительство причалов. М.: Транспорт, 1981.

# ДЕЙСТВИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ НА ПЛИТУ, ЛЕЖАЩУЮ НА ДЕФОРМИРУЕМОМ ОСНОВАНИИ С ОТВЕРСТИЕМ

А.В. Гришин

На деформируемом основании, ослабленном отверстием, лежит плита, на которую действует сосредоточенная или распределенная импульсная нагрузка. Возможно также динамическое воздействие на поверхность основания или внутри его отверстия. Такое сочетание плиты и основания будет называться системой. Система может быть неоднородной в виде слоев и различных включений. В ее материале в процессе нагружения могут возникать как упругие, так и пластические деформации. Используется теория пластичности, базирующая на ассоциированном законе течения с упрочнением [1]. В качестве функции нагружения для плиты применяется условие Геньева [2], а для основания условие Кулона-Мора [3]. Геометрические соотношения Коши использовались при малых удлинениях и сдвигах. Расчетная схема рассматриваемой задачи показана на рис. 1.

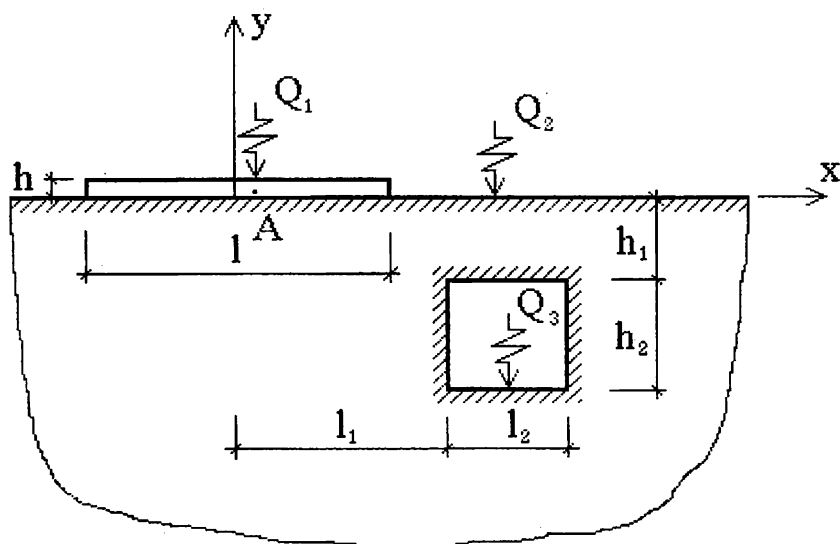


Рис. 1. Расчетная схема

Статические уравнения получены на основании принципа виртуальной работы, который не зависит от соотношений напряжения-деформации. Связь между приращениями деформаций и напряжений в упругой области соответствует закону Гука, а в пластической области она имеет вид дифференциальных неинтегрируемых соотношений, которые являются следствием принципа максимума Мизеса [1]. Используя постулат суммирования приращений упругих и пластических деформации, после преобразований в окончательном виде получаем следующие уравнения состояния

$$\begin{aligned} d\sigma_{ks} &= D_{ksmn}^{(e)} d\varepsilon_{mn}, \quad \text{если } f = 0, \quad d'f > 0 \\ d\sigma_{ks} &= D_{ksmn}^{(ep)} d\varepsilon_{mn}, \quad \text{если } f = 0, \quad d'f \leq 0, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $D_{ksmn}^{(e)}$  - упругие постоянные закона Гука;  $D_{ksmn}^{(ep)}$  - компоненты тензора четвертого ранга, которые сложным образом зависят от производных функций нагружения и параметров упрочнения.

Для дискретизации исходных уравнений по времени, заданный его отрезок  $T$  разбивался на временные интервалы  $\Delta t$ , причем уравнения равновесия удовлетворяются только в граничных точках этих интервалов. Но изменения перемещений, скоростей и ускорения в пределах интервалов влияет на точность и устойчивость решений в граничных точках.

Для дискретизации исходных уравнений по области системы, последняя разбивалась на конечные изопараметрические элементы, а на участках бесконечной границы основания использовались бесконечные изопараметрические элементы, которые позволяли избежать отражения волн от не существующих границ.

После выполнения преобразований, связанных с дискретизацией, было получено для момента времени  $t$  следующее матричное уравнение

$$M\ddot{d} + C\dot{d} + K(d) = Q. \quad (2)$$

Здесь:  $M$  – матрица распределенных масс,  $C$  – матрица демпфирования системы,  $K(d)$  – матрица жесткости, которая зависит от вектора узловых перемещений;  $d$ ,  $\dot{d}$ ,  $\ddot{d}$  – соответственно, векторы узловых перемещений, узловых скоростей и узловых ускорений.

Основными методами решения нелинейных динамических задач являются методы прямого интегрирования по явной или неявной схеме. Алгоритмы этих методов для решения линейных задач изложены в [4]. Здесь рассматриваются нелинейные неявные методы, которые являются безусловно устойчивыми. Это позволяет значительно увеличивать длину временного интервала  $\Delta t$ , что сокращает время счета, а результаты решений делает более надежными. Используется пошаговая схема Ньюмарка, которая модифицируется в связи с нелинейностью матрицы жесткости  $K$ . Как и в линейной схеме предполагается, что ускорение изменяется линейно на временном интервале  $\Delta t$ , а узловые перемещения и скорости определяются в момент времени  $t_{n+1}$  по формулам

$$\begin{aligned} d_{n+1} &= d_n + \Delta t \dot{d}_n + 0,5(1 - 2\alpha)\Delta t^2 \ddot{d}_n + \alpha\Delta t^2 \ddot{d}_{n+1}, \\ \dot{d}_{n+1} &= \dot{d}_n + (1 - \delta)\Delta t \ddot{d}_n + \delta\Delta t \ddot{d}_{n+1}, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $\alpha = 0,25$  и  $\delta = 0,5$  - параметры, определяющие точность и устойчивость метода.

Для определения  $\ddot{d}_{n+1}$  используется уравнение (2) для  $t_{n+1}$ . Начальное ускорение  $\ddot{d}_0$  определяется так же из (2) при  $d_0, \dot{d}_0$ , которые должны быть заданы в начальных условиях.

Для определения приращения узловых перемещений  $\Delta d$  строится дополнительный итерационный процесс, который вкладывается в пошаговую временную процедуру метода Ньюмарка. Такая необходимая модификация метода усложняет решение, а главное увеличивает время счета. Это вызвано тем, что на каждом  $i$ -той итерации приходится для определения  $\Delta d$  решать систему алгебраических уравнений

$$\bar{K}\Delta d^i = d\bar{Q}^i,$$

где  $\bar{K}$  - эффективная матрица жесткости.

При выполнении условий сходимости циклический процесс заканчивается и для момента времени  $t_{n+1}$ , определяется

$$d_{n+1} = d_{n+1}^{i+1} = d_{n+1}^i + \Delta d^i. \quad (4)$$

Для численной реализации предложенной методики был разработан про-

граммный комплекс в системе Delphi, в котором реализуется решение упруговязкопластических динамических задач по явной, неявной и комбинированной схемам интегрирования. Динамическое воздействие может быть импульсным, гармоническим, температурным или в виде заданного во времени ускорения. Исходный файл создается в диалоговом режиме. Выходная информация выводится в виде таблиц в файл вывода или на экран дисплея в виде различных эпюр перемещений, напряжений и пластических зон на заданном отрезке времени.

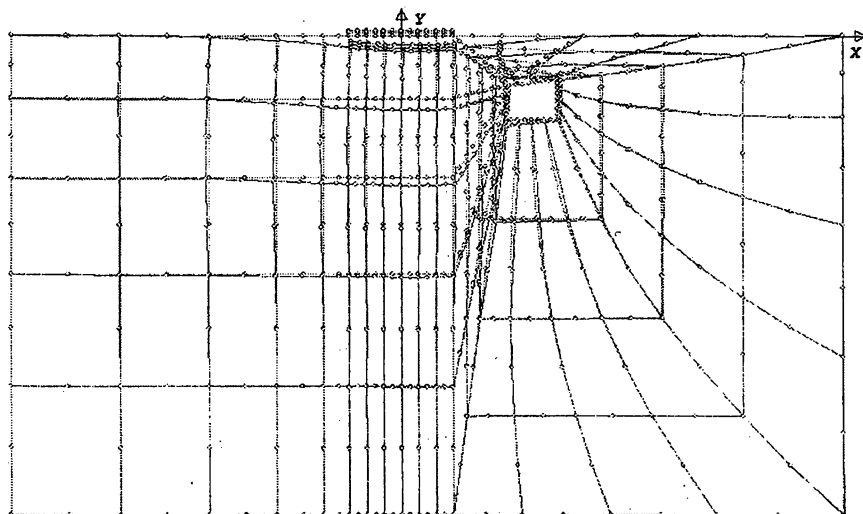


Рис. 2. Схема деформирования системы

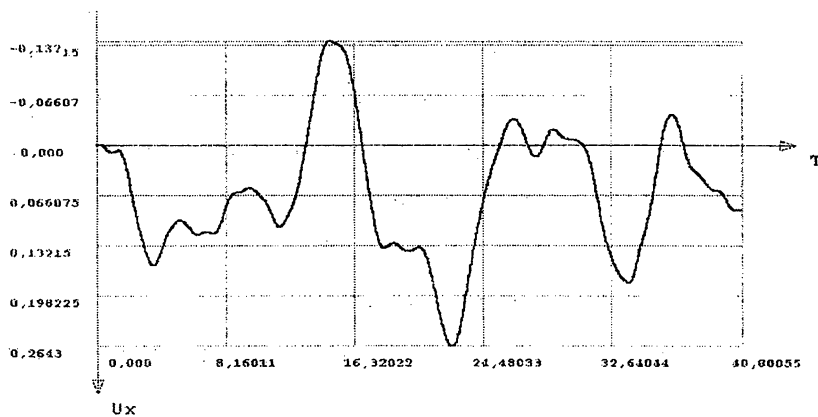


Рис. 3. Эпюра перемещений  $u_x$  точки A

Рассмотрим применение указанной выше методики на конкретном числовом примере. Пусть заданы  $h = 30$  см,  $l = 400$  см,  $l_1 = 400$  см,  $l_2 = 400$  см,  $h_1 = 200$  см,  $h_2 = 200$  см. Характеристики бетона плиты  $E_n = 30000$  МПа,  $\mu = 0,3$ ,  $\sigma_p = 1,2$  МПа,  $\sigma_c = 12$  МПа; грунта основания  $E_o = 30$  МПа,  $\mu = 0,4$ ,  $c = 0,03$  МПа,  $\varphi = 25^\circ$ . Импульсная распределенная нагрузка интенсивностью  $0,12$  Мпа приложена в центральной области плиты. Время ее действия составляет  $40$  сек. Временной шаг  $\Delta t = 0,04$  сек, количество временных шагов  $1020$ .

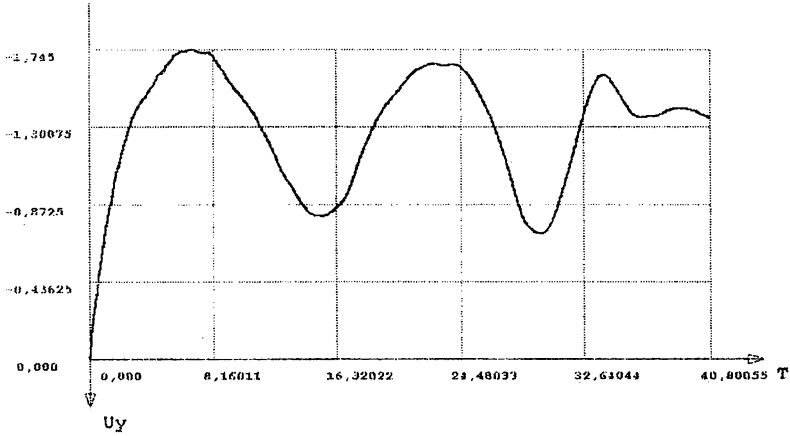


Рис. 4. Эюра перемещений  $u_y$  точки А

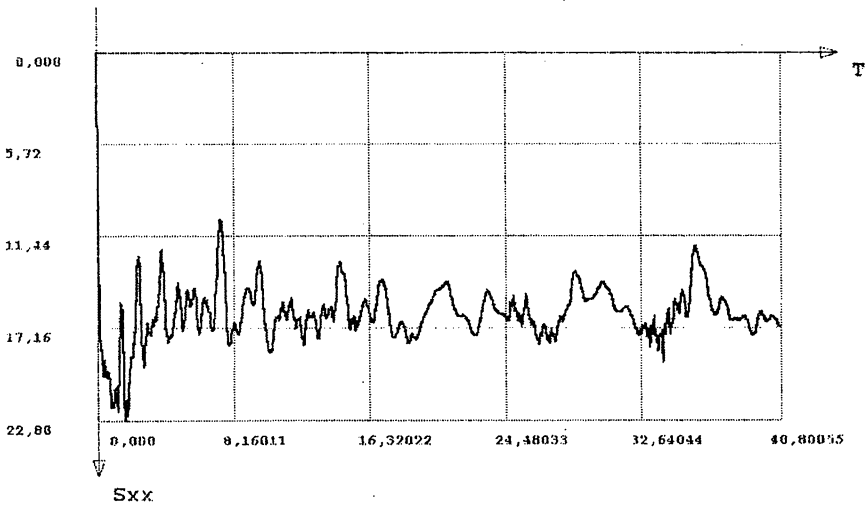


Рис. 5. Эюра напряжений  $\sigma_x$  на временном отрезке  $T=40$  сек.

На рис. 2 изображена общая схема деформирования. В начале пластическая зона образовалась в центре плиты и в основании под ней. Затем, с распространением волнового процесса, она переместилась к отверстию в



основании. С изменением волнового процесса наблюдается появление новых пластических зон и закрытие ранее образованных, т.е. происходит процесс волнового нагружения и разгрузки.

На рис. 3 и 4 изображены эпюры колебаний перемещений  $u_x$  и  $u_y$  точки А, показанной на рисунке 1. Колебания точки А происходят не относительно координатных осей, а относительно смещенных линий. Это вызвано, в какой-то мере образованием остаточных перемещений в пластических зонах и приложенной нагрузкой.

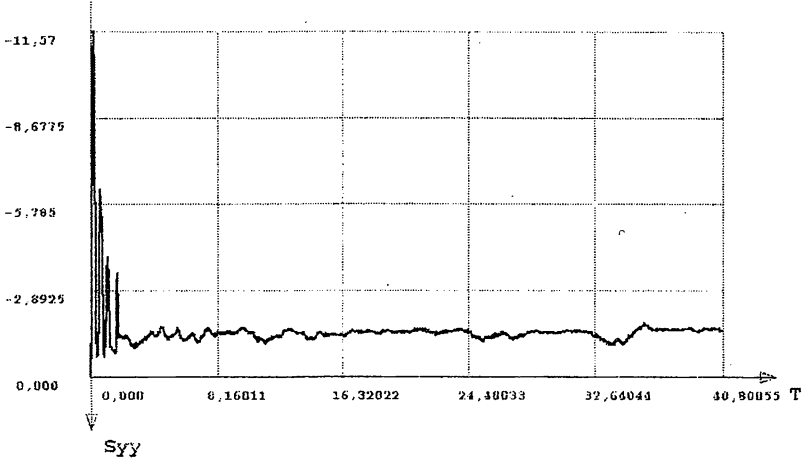


Рис. 6. Эпюра напряжений  $\sigma_y$  на временном отрезке  $T=40$  сек.

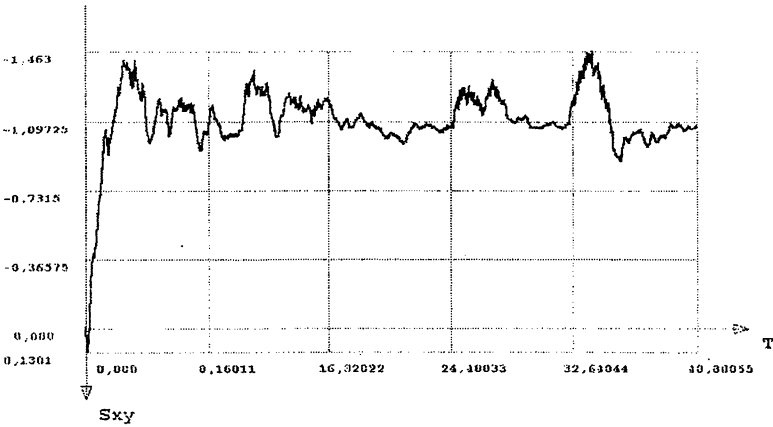


Рис. 7. Эпюра напряжений  $\tau_{xy}$  на временном отрезке  $T=40$  сек.

На рис. 5, 6, 7 показаны эпюры напряжений  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$ ,  $\tau_{xy}$  на временном отрезке  $T = 40$  сек. Всплеск напряжений возникает сразу же после удара. Затем происходит их колебание с незначительной амплитудой, относительно линий смещенных от координатных осей. Это было вызвано также влиянием остаточных напряжений и действующей нагрузкой.

Разработанная методика и программный комплекс позволяют производить расчеты различных конструкций, взаимодействующих с деформируемой грунтовой средой от действия различных динамических нагрузок с учетом пластических и упругих деформаций, возникающих в их материалах.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Ивлев Д.Д., Быковцев Г.И. Теория упрочняющегося пластического тела. – М.: Наука, 1971. – 231 с.
2. Гениев Г.А., Киссюк В.Н., Тюпин Г.А. Теория пластичности бетона и железобетона. – М.: Стройиздат, 1974. – 316 с.
3. Фадеев А.Б. Метод конечных элементов в геомеханике: – М.: Недра, 1987. – 221 с.
4. Бате К., Вилсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов. – М.: Стройиздат, 1982. – 447 с.

# СОВМЕСТНЫЙ РАСЧЕТ ПОДПОРНОЙ СТЕНКИ И ДЕФОРМИРУЕМОЙ СРЕДЫ ПРИ СЛОЖНОМ СТАТИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ

А.В.Гришин, Е.Ю.Федорова

Показанная на рис. 1 конструкция широко используется в гидротехническом строительстве, например, как причальная стенка морских и речных портов или как ограждающее сооружение искусственных островов морского шельфа [1]. В зависимости от ее назначения основная действующая нагрузка может быть статической или динамической. В данной статье будем рассматривать только первый тип нагрузки. Причем она будет действовать не пропорционально временному параметру, т. е. условия простого нагружения будут нарушаться. Вследствие этого для моделирования стенки и окружающей ее среды применяется теория пластического течения с упрочнением [2].

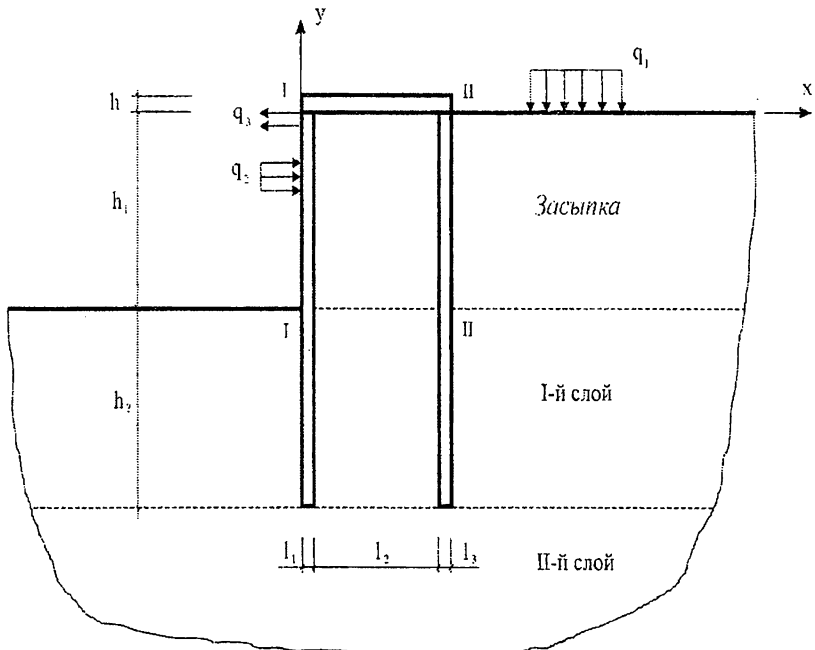


Рис. 1. Расчетная схема

В дальнейшем подпорную стенку и деформируемую среду будем называть системой. Полагаем, что деформации системы происходят при малых удлинениях, сдвигах и углах поворота, поэтому имеет место постулат суммирования приращений упругой и пластической деформации. Он записывается в следующем виде:

$$d\varepsilon_{ks} = d\varepsilon_{ks}^{(e)} + d\varepsilon_{ks}^{(p)}, \quad (1)$$

где  $d\varepsilon_{ks}^{(e)}$  и  $d\varepsilon_{ks}^{(p)}$ , соответственно, компоненты тензоров упругой и пластической деформаций.

Компоненты тензора приращения упругой деформации связаны с компонентами тензора приращения напряжений законом Гука

$$d\varepsilon_{ks}^{(e)} = C_{ksmn}^{(e)} d\sigma_{mn}. \quad (2)$$

Компоненты тензора приращения пластической деформации в окрестности регулярной точки функции нагружения  $f$  определяются из соотношения [2]

$$d\varepsilon_{ks}^{(p)} = d\lambda f_{,\sigma_{ks}}, \quad (3)$$

где  $d\lambda$  - положительная константа,  $f_{,\sigma_{ks}}$  - производная от функции нагружения по  $\sigma_{ks}$ .

Подставляя (2) и (3) в (1), делая преобразования, получаем следующие уравнения состояния системы:

$$\begin{aligned} d\sigma_{ks} &= D_{ksmn}^{(e)} d\varepsilon_{mn}, \quad \text{при } f = 0, \quad d'f \leq 0 \quad \text{или} \quad f < 0; \\ d\sigma_{ks} &= D_{ksmn}^{(ep)} d\varepsilon_{mn}, \quad \text{при } f = 0, \quad d'f > 0, \end{aligned} \quad (4)$$

где  $D_{ksmn}^{(e)}$  - модули упругости;

$$D_{ksmn}^{(ep)} = \left[ D_{ksmn}^{(e)} - \frac{f_{,\sigma_{ks}} D_{ksmn}^{(e)} f_{,\sigma_{ks}} D_{ksmn}^{(e)}}{f_{,\sigma_{ks}} D_{ksmn}^{(e)} f_{,\sigma_{ks}} - a f_{,\rho_{il}} f_{,\sigma_{il}}} \right]; \quad (5)$$

$a$  - параметр кинематического упрочнения;  $\rho_{il} = a\varepsilon_{il}^{(p)}$ .

Компоненты тензора приращения деформации связаны с компонентами вектора приращения перемещений соотношениями Коши

$$d\varepsilon_{ks} = \frac{1}{2} (du_{k,s} + du_{s,k}). \quad (6)$$

Уравнения равновесия были определены из принципа виртуальной работы [3], который записывается как

$$\int_V \left\{ \Delta \sigma_{ks}^i \delta d \varepsilon_{ks}^i - \Delta F_s^i \delta du_s^i + \left[ \sigma_{ks}^{i-1} \delta (d \varepsilon_{ks}^i) - F_s^{i-1} \delta (du_s^i) \right] \right\} dV - \int_{S_1} (dq_s^i + q_s^{i-1}) \delta (du_s^i) dS = 0, \quad (7)$$

где  $\sigma_{ks}^i = \sigma_{ks}^{i-1} + d\sigma_{ks}^i$ ,  $F_s^i = F_{ks}^{i-1} + dF_s^i$ ,  $q_s^i = q_s^{i-1} + dq_s^i$ .

В качестве функции нагружения для деформируемой среды использовалось условие Кулона-Мора, которое через инварианты тензора напряжений представляется как

$$\left( \sigma_0 - \frac{\sigma_i}{\sqrt{3}} \sin \psi \right) \sin \varphi + \sigma_i \cos \psi - c \cos \varphi = 0, \quad (8)$$

где  $\sigma_0, \sigma_i, \psi$  - инварианты тензора напряжений [4];  $\varphi, c$  - угол внутреннего трения и сцепление среды.

Предполагается, что стенка изготавливается из железобетона, поэтому для бетона применялось условие Геньева [5]

$$3(\sigma_c - \sigma_p)\sigma_0 + 3\sigma_i^2 - \sigma_p\sigma_c = 0, \quad (9)$$

где  $\sigma_c, \sigma_p$  - пределы пластичности при сжатии и растяжении, а для металла - условие Мизеса, которое определяется из (9) при  $\sigma_T = \sigma_p = \sigma_c$  как

$$\sqrt{3}\sigma_i - \sigma_T = 0. \quad (10)$$

Численные результаты рассматриваемой краевой задачи могут быть получены только приближенными методами. Для их реализации обычно необходимо выполнить два этапа:

- дискретизацию системы и исходных уравнений;
- построение итерационного процесса для решения полученной системы нелинейных алгебраических уравнений.

Дискретизация краевой задачи была выполнена методом конечных элементов, в качестве которых использовались восьмиузловые изопараметрические четырехугольники, приведенные в [6].

Итерационный процесс применялся для:

- определения решения задачи с заданной точностью;
- возвращения вектора  $s$  в область, ограниченную функцией нагружения.

Он определяется как

$$u^{j+1} = u^j - K_j^{-1} \varepsilon(u^j) \quad , \quad (11)$$

где  $\varepsilon(u^j)$  - невязка в уравнении, которая в процессе решения должна быть меньше заданной величины  $\varepsilon_0$ ;  $K_j^{-1}$  - обратная матрица жесткости, которая вычислялась с использованием различных модификаций метода Ньютона-Канторовича [7].

На основании указанных выше предпосылок был разработан алгоритм решения рассматриваемого типа нелинейных краевых задач, который был реализован в виде программного комплекса в системе Delphi. Рассмотрим его применение к решению конкретной задачи при следующих исходных данных:  $h = 0,8$  м;  $h_1 = h_2 = 12$  м;  $l_1 = l_3 = 0,6$  м;  $l_2 = 6$  м. Массив состоит из двух грунтовых слоев, которые лежат на скальном основании. Верхний слой  $h_2 = 12$  м и засыпка имеют следующие характеристики:  $E_{01} = 40$  МПа;  $\mu_1 = 0,4$ ;  $c_1 = 0,004$  МПа;  $\varphi_1 = 26^\circ$ ; нижний слой  $h = 16$  м определяется механическими параметрами:  $E_{02} = 60$  МПа;  $\mu_2 = 0,3$ ;  $c_2 = 0,06$  МПа;  $\varphi_2 = 30^\circ$ . Для бетона стенки  $E = 30000$  МПа;  $\mu = 0,2$ ;  $\sigma_p = 1,7$  МПа;  $\sigma_c = 17$  МПа.

К системе вначале прикладывается нагрузка  $q_1 = 0,2$  МПа, затем  $q_2 = 1$  МПа и далее  $q_3 = 1$  МПа. Нагрузки  $q_2$  и  $q_3$  могут моделировать действие пришвартованного судна на причал. Указанная нагрузка разбивалась на 10 приращений, из которых 4 приходились на  $q_1$  и по 3 на  $q_2$  и  $q_3$ .

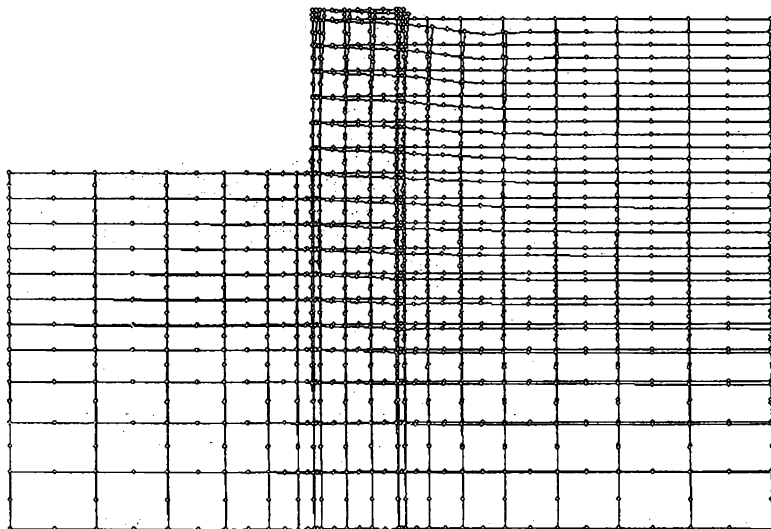
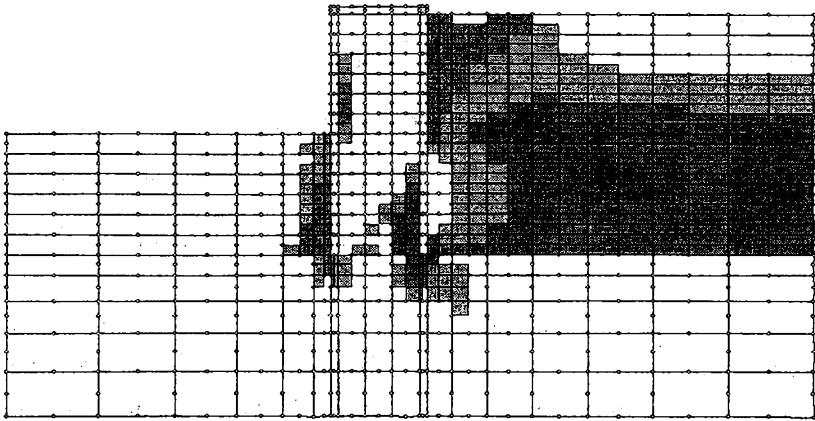
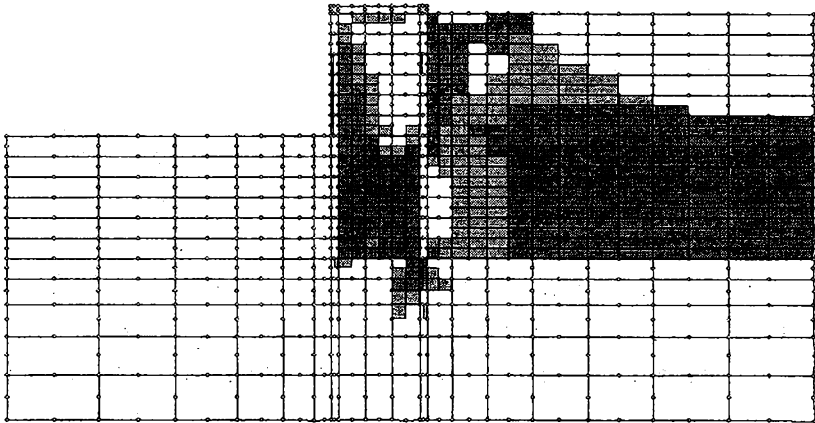


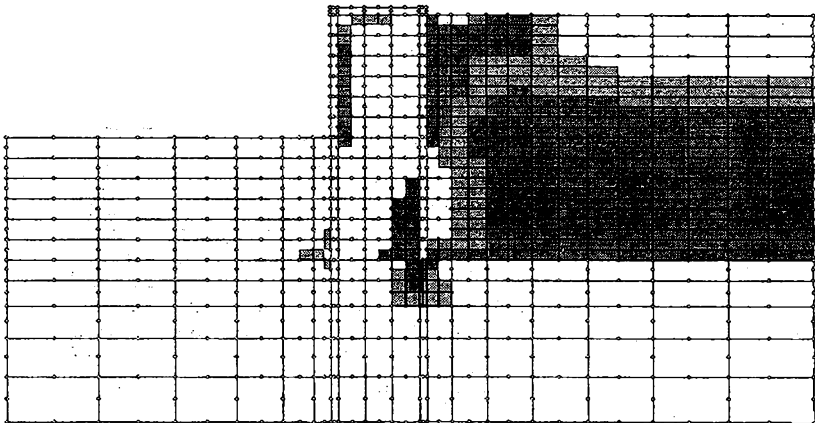
Рис. 2. Общая схема деформирования систем



*Приращение нагрузки 4 из 4*



*Приращение нагрузки 7 из 7*



*Приращение нагрузки 10 из 10*

*Рис. 3. Схемы образования пластических зон в системе*

На рис. 2 показана общая схема разбиения системы на конечные элементы и ее перемещения в увеличенном масштабе после 7-го приращения нагрузки, т. е. после последовательного приложения  $q_1$  и  $q_2$ . При этом учитывалась нагрузка от собственного веса засыпки и элементов стенки. Из рисунка видно, что суммарное перемещение верха стенки от действия  $q_1$  и  $q_2$  происходит вправо, т. е. преобладает влияние  $q_2$ . В районе ее контакта с верхним слоем массива происходят перемещения наоборот влево от оси  $y$ , что обусловлено выпором стенки от действия засыпки.

На рис. 3 приведены графики образования пластических зон от совместного действия собственного веса засыпки, элементов стенки и соответственно, от приложенной нагрузки  $q_1$  (приращение 4), от  $q_1$  и  $q_2$  (приращение 7) и от  $q_1$ ,  $q_2$  и  $q_3$  (приращение 10). Из рисунка видно, что в зависимости от сочетаний нагрузки происходит образование новых зон (активное нагружение), закрытие старых зон (разгрузка) и образование повторных зон (новое активное нагружение). Следовательно, система испытывает сложное нагружение и деформационные теории пластичности в данном случае не применимы [2].

На рис. 4 показаны графики горизонтальных перемещений стенки по сечению I-I (см. рис. 1) в зависимости от следующих сочетаний нагрузок:

- собственный вес и  $q_1$ ;
- собственный вес,  $q_1$  и  $q_2$ ;
- собственный вес,  $q_1$ ,  $q_2$  и  $q_3$ .

Ось  $z$  направлена от точки пересечения верхней границы первого слоя массива и стенки вверх по направлению оси  $y$ .

После действия собственного веса и нагрузки  $q_1$  верхняя точка стенки ( $z = 12$  м) перемещается на 2,005 см, а нижняя ( $z = 0$ ) на -0,803 см. При дополнительном приложении  $q_2$  происходит поворот стенки по часовой стрелке, а при действии  $q_3$  стенка поворачивается в обратном направлении.

На рис. 5 изображены эпюры давлений деформируемой среды на стенку по сечению II-II от действия тех же нагрузок, для которых были построены графики перемещений, изображенные на рис. 4. Под номером I показано давление от 4-го приращения нагрузки, II - от 7-го и III - от 10-го приращения. На этом же рисунке под номером IV показана эпюра давлений от действия только собственного веса засыпки. Под номером V изображена эпюра давлений, построенная по методу Кулона.



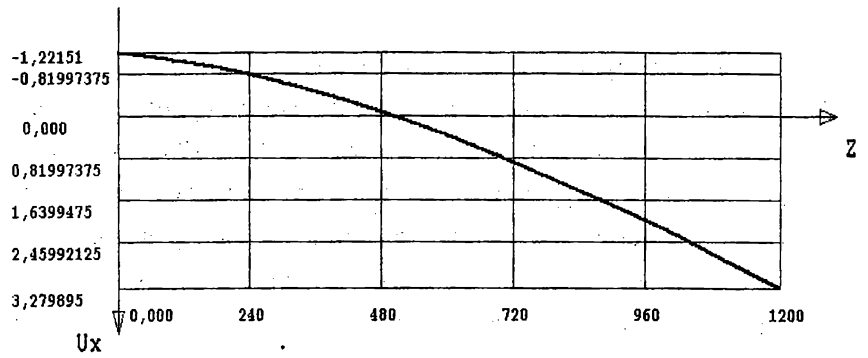
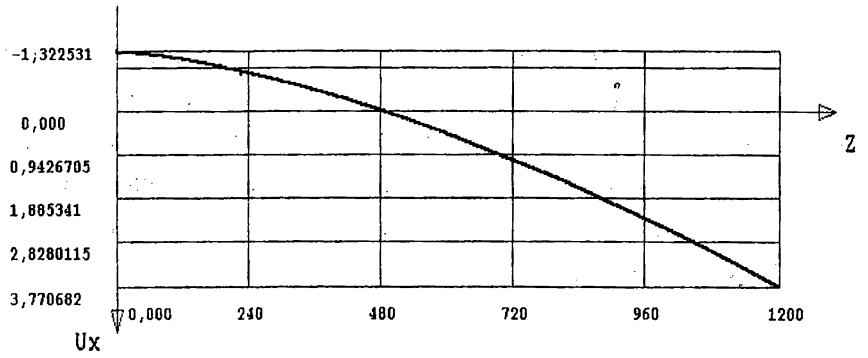
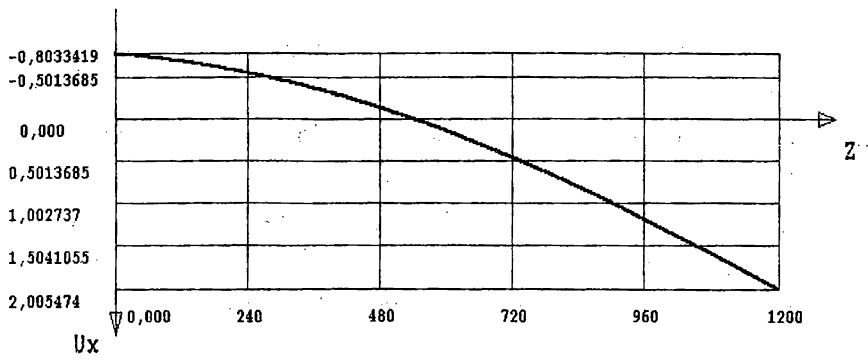


Рис. 4. Горизонтальные перемещения стенки по сечению I-I

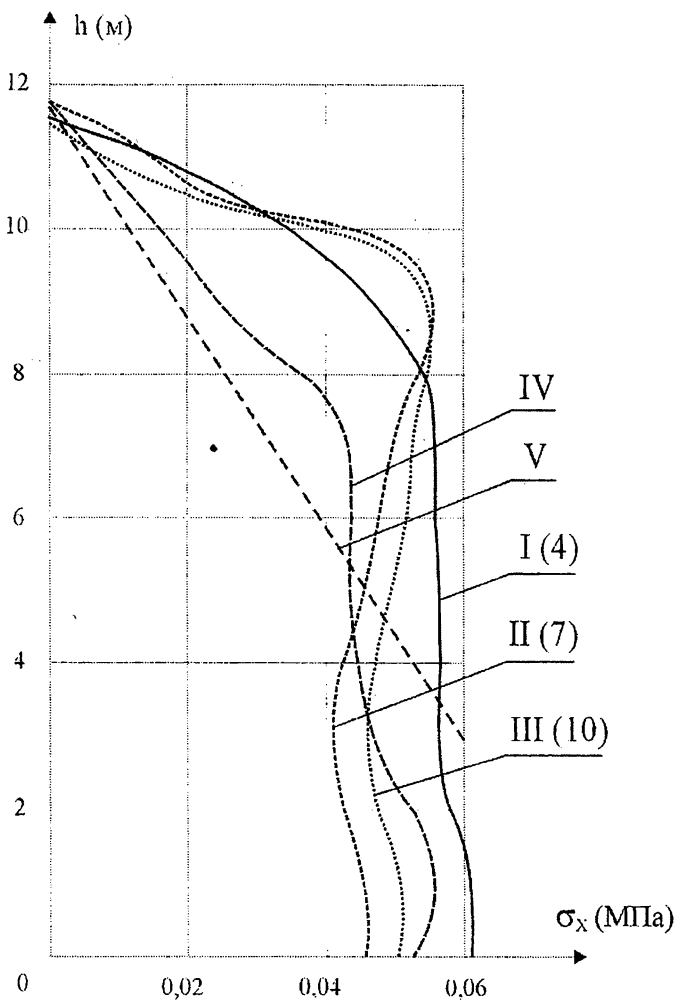


Рис. 5. Эпюры давлений на стенку по сечению II-II

Предложенная методика расчета и программный комплекс позволяют производить расчет различных гидротехнических сооружений от действия сложного нагружения с учетом таких реальных свойств их материалов, как упругость и пластичность.

### ЛИТЕРАТУРА

1.1. Морские гидротехнические сооружения на континентальном шельфе /Г.В. Симаков, К.Н. Шхинек и др. - Л.: Судостроение, 1989. - 328 с.

2. Излев Д.Д., Быковцев Г.И. Теория упрочняющегося пластического тела. - М.: Наука, 1971. - 231 с.
3. Васидзу К. Вариационные методы в теории упругости и пластичности. - М.: Мир, 1987. - 524 с.
4. Новожиллов В.В. Теория упругости. - Л.: Судпромгиз, 1958. - 370 с.
5. Гениев Г.А., Киссюк В.Н., Тюпин Г.А. Теория пластичности бетона и железобетона. - М.: Стройиздат, 1974. - 316 с.
6. Zienkiewicz O.C. *The finite element method*. - Mcgraw - Hill Book Company (UK) Limited. 1986. P. 787.
7. Ортега Дж., Рейнболдт В. Итерационные методы решения нелинейных систем уравнений со многими неизвестными. - М.: Мир, 1975. - 558 с.

# МОДЕЛЬ ДЕФОРМИРОВАНИЯ НЕУПРУГИХ МАТЕРИАЛОВ И ЕЕ ПРИМЕНЕНИЕ К РАСЧЕТУ ГРУНТОВЫХ ОСНОВАНИЙ

С.Ф.Клованич

Учет реальной работы оснований при расчете строительных и гидротехнических сооружений зачастую является определяющим при обеспечении их надежности и долговечности. В то же время, несмотря на обилие физических моделей для различных конструкционных материалов (бетон, сталь и т.д.) и вычислительных средств их реализации (МКЭ), предложения по моделированию грунтовых оснований с учетом основных закономерностей их деформирования носят до сих пор дискуссионный характер и являются предметом исследований. Отметим, что попытки применения классических теорий пластичности применительно к грунтам, в основном, были неудачными, т.к. поведение большинства из них при нагружении явно не укладывается в классические рамки.

Здесь предлагается вариант феноменологической модели прочности и деформирования как конструкционных материалов (бетон, каменные материалы), так и оснований из грунтов или горных пород, учитывающий их физическую нелинейность, дилатацию, уплотнение в процессе деформирования, различную сопротивляемость на сжатие и растяжение. Модель является развитием теории малых упругопластических деформаций А.А.Ильюшина [1], в которой используются следующие основные гипотезы классической теории: 1- материал считается изотропным и однородным; 2- деформации формоизменения нелинейны, т.е. связь между компонентами девиаторов напряжений и деформаций нелинейна; 3-нагружение считается простым и соблюдается соосность тензоров напряжений и деформаций. Однако, как это принято в большинстве современных теорий, например [2-4], связь между компонентами объемных тензоров напряжений и деформаций осуществляется по нелинейному закону.

В общем виде физические соотношения записываются так:

$$\sigma_0 = K \varepsilon'_0; \quad \tau_0 = G \gamma'_0. \quad (1)$$

где  $\varepsilon'_0 = 3\varepsilon_0$ ;  $\gamma'_0 = 2\gamma_0$ ;

$$\sigma_0 = \frac{1}{3}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z) = \frac{1}{3}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3); \quad \varepsilon_0 = \frac{1}{3}(\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z) = \frac{1}{3}(\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3);$$

$$\tau_0 = \frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} =$$

$$= \frac{1}{3} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2};$$

$$\gamma_0 = \frac{2}{3} \sqrt{(\varepsilon_x - \varepsilon_y)^2 + (\varepsilon_y - \varepsilon_z)^2 + (\varepsilon_z - \varepsilon_x)^2 + \frac{3}{2}(\gamma_{xy}^2 + \gamma_{yz}^2 + \gamma_{zx}^2)} =$$

$$= \frac{1}{3} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2};$$

$\sigma_0, \tau_0, \varepsilon_0, \gamma_0$  - октаэдрические напряжения и деформации,  $K$  и  $G$  - нелинейные функции объемного модуля и модуля сдвига.

В основу модели положена зависимость между октаэдрическими касательным напряжением и сдвигом, которая записывается так (рис.1).

$$\xi = \frac{\tau_0}{\widehat{\tau}_0} = \frac{\lambda \eta}{1 + A\eta + B\eta^2 + C\eta^3} \quad (2)$$

$$\text{где } \eta = \frac{\gamma'_0}{\widehat{\gamma}_0}; \quad \lambda = G_0 \frac{\widehat{\gamma}_0}{\widehat{\tau}_0}; \quad C = \lambda \frac{\xi_r - 1}{(\eta_r - 1)^2} - \frac{1}{\eta_r}; \quad B = 1 - 2C; \quad A = C + \lambda - 2.$$

Здесь  $\widehat{\tau}_0$  и  $\widehat{\gamma}_0$  предельные значения, соответствующие исчерпанию прочности материала;  $G_0$  - начальное значение модуля сдвига,  $\eta_r$  и  $\xi_r$  - координаты некоторой характерной точки на кривой, устанавливаемые из опытов, изменяя которые можно регулировать наклон ниспадающего участка кривой. Отметим, что аналогичная зависимость используется для описания диаграммы одноосного деформирования бетона [5]. Из выражения (2) несложно получить выражение для модуля сдвига

$$G = G_0 f_g(\tau_0) \quad (3)$$

в котором функция нелинейности равна

$$f_g(\gamma'_0) = f_g(\eta) = 1/(1 + A\eta + B\eta^2 + C\eta^3) \quad (4)$$

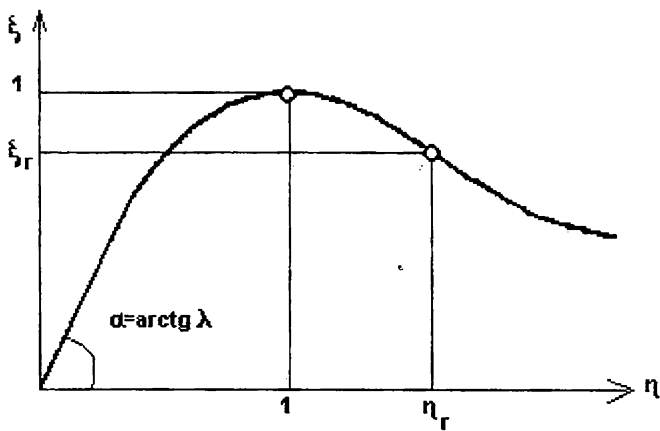


Рис. 1. Исходная диаграмма

В соответствии с принятыми гипотезами объемные деформации также нелинейны. Будем полагать, что их нелинейность обусловлена влиянием октаэдрических объемных деформаций, дилатацией и уплотнением материала в процессе деформирования (для грунтов). Для учета влияния перечисленных эффектов введем соответствующие функции нелинейности  $f_\epsilon, f_d$  и  $f_u$ , а секущий модуль объемных деформаций представим в виде

$$K = K_0 f_k(\epsilon_0) f_d(\tau_0) f_u(\sigma_0) \quad (4)$$

где  $K_0$  - начальное значение объемного модуля.

Функция  $f_k(\epsilon_0)$  учитывает влияние величины октаэдрических деформаций на объемный модуль, т.е. собственно нелинейность объемных деформаций. Ее выражение может быть также записано в виде (4), в котором, однако

$$\eta = \frac{\epsilon_0}{\hat{\epsilon}_0}; \quad \lambda = K_0 \frac{\hat{\epsilon}_0}{\hat{\sigma}_0}$$

Если нелинейность деформирования приводит к уменьшению значений модулей при росте напряжений, т.е. функций (4) убывающая, то дилатация и уплотнение материала ведет к их нарастанию, сначала незначительному, затем, по мере приближения к предельному состоянию, весьма существенному. Поэтому их описание должно осуществляться с помощью непрерывно возрастающих функций. Для этих целей можно также использовать выражение (2), поменяв в нем местами аргумент и функцию, а для коэффициентов  $f_{d(\tau_0)}$  и  $f_u(\sigma_0)$  выражение типа (3), например

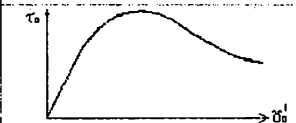


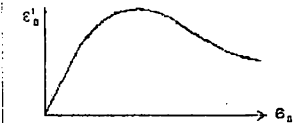
$$f_d(\tau_o) = f_d(\xi) = 1/(1 + A\xi + B\xi^2 + C\xi^3) \quad (5)$$

где  $\xi = \frac{\tau_o}{\hat{\tau}_o}$ ;  $\lambda = \frac{1}{G_o} \frac{\hat{\tau}_o}{\hat{\gamma}_o}$ , а остальные параметры те же, что и в формуле (2).

Аналогично записывается и функция  $f_u(\sigma_o)$ , при  $\xi = \frac{\sigma_o}{\hat{\sigma}_o}$ ;  $\lambda = \frac{1}{K_o} \frac{\hat{\sigma}_o}{\hat{\epsilon}_o}$ . Окон-

чательные выражения для функций нелинейности сведем в следующую таблицу (как это обычно принято в теории пластичности и прочности в ней напряжения сжатия условно принимаются за положительные):

Таблица 1. Функции нелинейности

N п/п	Функция	Диаграмма	Аргумент	Параметр нелинейности
1	$f_g(\gamma_o) = f_g(\eta) = 1/(1 + A\eta + B\eta^2 + C\eta^3)$		$\eta = \frac{\gamma_o}{\hat{\gamma}_o}$	$\lambda = G_o \frac{\hat{\gamma}_o}{\hat{\tau}_o}$
2	$f_\epsilon(\epsilon_o) = f_\epsilon(\eta) = 1/(1 + A\eta + B\eta^2 + C\eta^3)$		$\eta = \frac{\epsilon_o}{\hat{\epsilon}_o}$	$\lambda = K_o \frac{\hat{\epsilon}_o}{\hat{\sigma}_o}$
3	$f_d(\tau_o) = f_d(\xi) = 1/(1 + A\xi + B\xi^2 + C\xi^3)$		$\eta = \frac{\tau_o}{\hat{\tau}_o}$	$\lambda = \frac{1}{G_o} \frac{\hat{\tau}_o}{\hat{\gamma}_o}$
4	$f_u(\sigma_o) = f_u(\xi) = 1/(1 + A\xi + B\xi^2 + C\xi^3)$		$\eta = \frac{\sigma_o}{\hat{\sigma}_o}$	$\lambda = \frac{1}{K_o} \frac{\hat{\sigma}_o}{\hat{\epsilon}_o}$

В приведенные выражения входят значения предельных характеристик прочности  $\hat{\sigma}_o, \hat{\tau}_o$  и деформативности  $\hat{\epsilon}_o, \hat{\gamma}_o$ , соответствующие вершинам диаграмм. Эти характеристики находятся с помощью соответствующих предельных поверхностей.

Условие прочности для материалов, обладающих различным сопротивлением на сжатие и растяжение описывается гладкой поверхностью, симметричной относительно диагонали пространства главных напряжений  $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$ . Строится эта поверхность обычно в местной цилиндрической системе координат

$$z = \sqrt{3}\sigma_o, \quad \rho = \sqrt{3}\tau_o, \quad \varphi = \arccos\left(\frac{3+\mu}{2\sqrt{3+\mu^2}}\right), \quad \text{где } \mu = \frac{2\sigma_2 - \sigma_1 - \sigma_3}{\sigma_1 - \sigma_3}$$

- параметр Лодэ-Надаи, характеризующий вид напряженного состояния (рис.2). Другими словами, эта поверхность описывается уравнением вида  $F(\sigma_o, \tau_o, \mu) = 0$ , которое обычно строится на базе опытных данных при частных видах напряженных состояний способом, предложенным М.М. Филоненко-Бородичем [6]. Сначала формулируются две кривые  $\tau_1(\sigma_o)$  и  $\tau_2(\sigma_o)$ , соответствующие  $\mu = -1$  и  $\mu = 1$  (рис.2), например, в виде [7]

$$\tau_1 = AR \left( \frac{\sigma_o}{R} + f \right)^\alpha; \quad \tau_2 = BR \left( \frac{\sigma_o}{R} + f \right)^\beta, \quad (6)$$

где коэффициенты определяются с использованием характерных точек (рис.2)

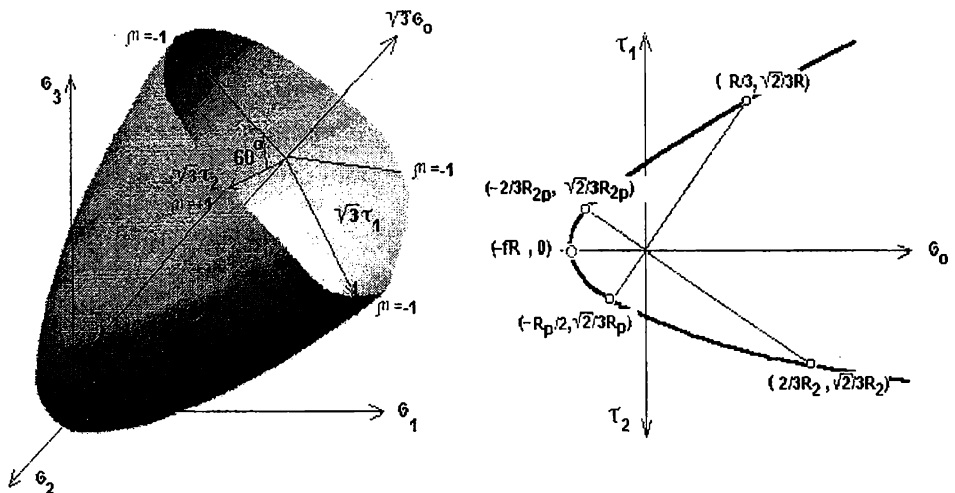


Рис. 2. Поверхность прочности

$$\alpha = \frac{\ln(m_p \chi)}{\ln\left(\frac{f - 2/3m_p \chi}{f + 1/3}\right)} \leq 1; \quad \beta = \frac{\ln(\chi/m)}{\ln\left(\frac{f - \chi/3}{2/3m + f}\right)} \leq 1; \quad A = \frac{\sqrt{2}}{3} \left( \frac{1}{3} + f \right)^{-\alpha};$$

$$B = \frac{\sqrt{2}}{3} \left( f - \frac{\chi}{3} \right)^{-\beta} \chi; \quad m_p = \frac{R_{2p}}{R_p}; \quad m = \frac{R_2}{R}; \quad \chi = \frac{R_p}{R}.$$

$R$  и  $R_p$  - прочность при одноосном сжатии и растяжении;  $R_2$  и  $R_{2p}$  - прочность при равномерном двухосном сжатии и растяжении;  $fR$  - проч-



ность при гидростатическом сжатии. Затем осуществляется интерполяция между значениями  $\mu = -1$  и  $\mu = 1$ , например, с помощью уравнения эллипса [8]

$$\tau_o = \tau_1 \frac{a\zeta + b\sqrt{a(\zeta^2 - 1) + b^2}}{a\zeta^2 + b^2}, \quad (7)$$

где  $a = \tau_1^2 - \tau_2^2$ ;  $b = 2\tau_2 - \tau_1$ ;  $\zeta = 2 \cos \varphi = \frac{3 + \mu}{\sqrt{3 + \mu^2}}$ .

Таким образом, в описанном способе построения поверхности прочности требуется пять независимых параметров материала, соответствующим частным случаям напряженного состояния. По мере накопления экспериментальных данных по различным материалам количество независимых параметров может быть уменьшено при помощи эмпирических формул, связывающих эти зависимости между собой. Отметим также, что большинство известных предельных поверхностей могут быть получены как частные случаи соотношения (7). Так, приняв  $\alpha = \beta = 1$ ,  $A = B = \text{tg} \varphi_o$ , можно получить известный критерий Мизеса-Боткина-Шлейхера для грунтов

$$\tau_o = \sigma_o \text{tg} \varphi_o + c_o, \quad (8)$$

в котором  $\text{tg} \varphi_o = -\sqrt{\frac{3}{2}} \sin \varphi$ ;  $c_o = \sqrt{\frac{3}{2}} c \cos \varphi$ ;  $\varphi$  - угол внутреннего трения;  $c$  - сцепление.

Предельные значения  $\hat{\sigma}_o$ ,  $\hat{\tau}_o$ , необходимые для описания функций нелинейности (табл. 1), получаются из (7). Так для определения  $\tau_o = \hat{\tau}_o$  в уравнение (7) подставляется текущее значение напряжения  $\sigma_o$ , для определения  $\sigma_o = \hat{\sigma}_o$  необходимо решить уравнение (7) при текущем значении  $\tau_o$ . Для грунтов, из соотношения (8)  $\hat{\tau}_o = \sigma_o \text{tg} \varphi_o$ ,  $\hat{\sigma}_o = (\tau_o - c_o) \text{ctg} \varphi_o$ .

Полагается, что для предельных деформаций существует своя предельная поверхность, которая получается аффинным преобразованием поверхности прочности с коэффициентами преобразования  $\lambda$  из табл. 1.

Описанная деформационная модель была реализована в пакете прикладных программ "Concord" [9], предназначенном для решения нелинейных задач с помощью МКЭ шагово-итерационными методами.

В качестве примера использования модели в составе программного ком-

плекса "Concord" приведем решение тестовой задачи о действии квадратного жесткого штампа на грунт и сопоставим результаты расчетов с экспериментальными данными для различных видов грунтов [10]. Испытания проводились в прямоугольном лотке размером 200x140x140 см. Глубина основания штампа - 20 см, его размер 40x40 см. Испытания проводились при постепенном увеличении нагрузки ступенями по 2,4 т/м<sup>2</sup>. В соответствии с этими данными была построена расчетная схема в виде совокупности плосконапряженных прямоугольных элементов. В расчете рассматривалась только симметричная часть образца. Расчетными характеристиками грунта, отвечающими экспериментальным данным [10]: опыт № 2 (песок)  $E=0,3$  МПа,  $\varphi=26^\circ$ ,  $c=0,001$  МПа; опыт № 9 (песок)  $E=8$  МПа,  $\varphi=38^\circ$ ,  $c=0,001$  МПа; опыт № 11 (суглинок)  $E=3,9$  МПа,  $\varphi=18^\circ$ ,  $c=0,065$  МПа; опыт № 13 (суглинок)  $E=2,5$  МПа,  $\varphi=18^\circ$ ,  $c=0,045$  МПа. Коэффициент Пуассона  $\nu=0,35$ . Нагружение в расчете принималось аналогично опытному. Результаты расчета осадок штампа в мм по ступеням нагружения представлены на рис. 3. Здесь даны номера образцов и сопоставление с опытными данными. На рис. 4-6 представлены изолинии напряжений на 25 ступени нагружения ( $P=60$  т/м<sup>2</sup>) под штампом из опыта № 11. Из рисунков видно, что расчетный характер деформированного и напряженного состояния грунта под штампом отвечает истинному.

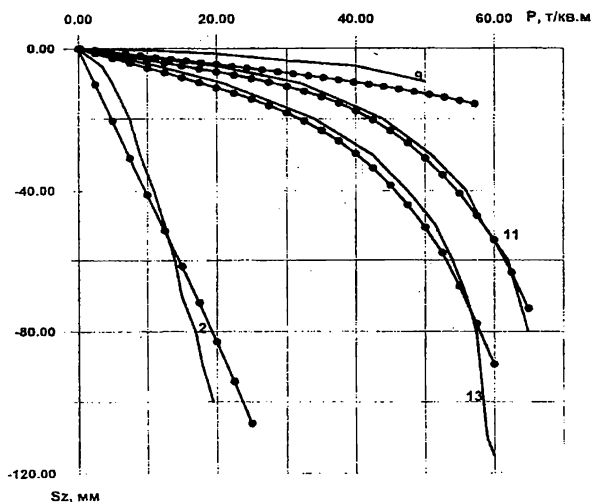


Рис.3. Вертикальные перемещения штампа: ----- опыт; ----● расчет

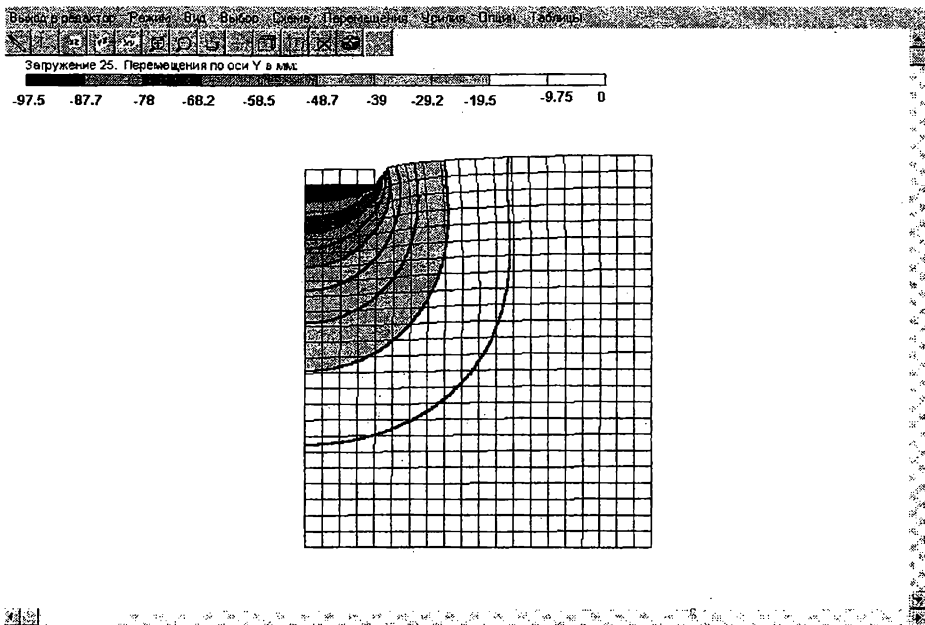


Рис. 4. Распределение вертикальных перемещений под штампом

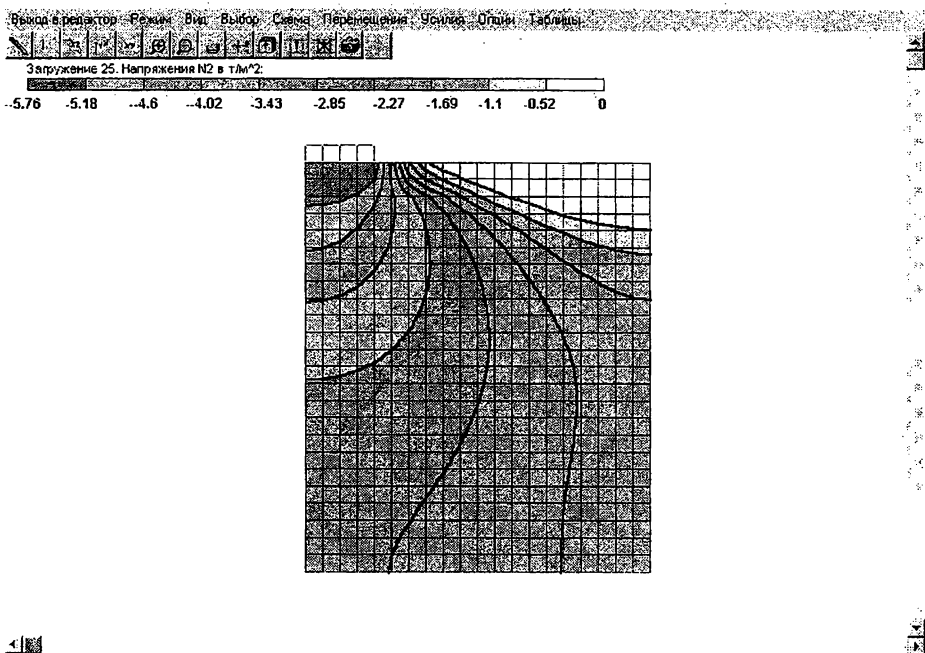


Рис. 5. Распределение напряжений  $\sigma_{min}$  под штампом

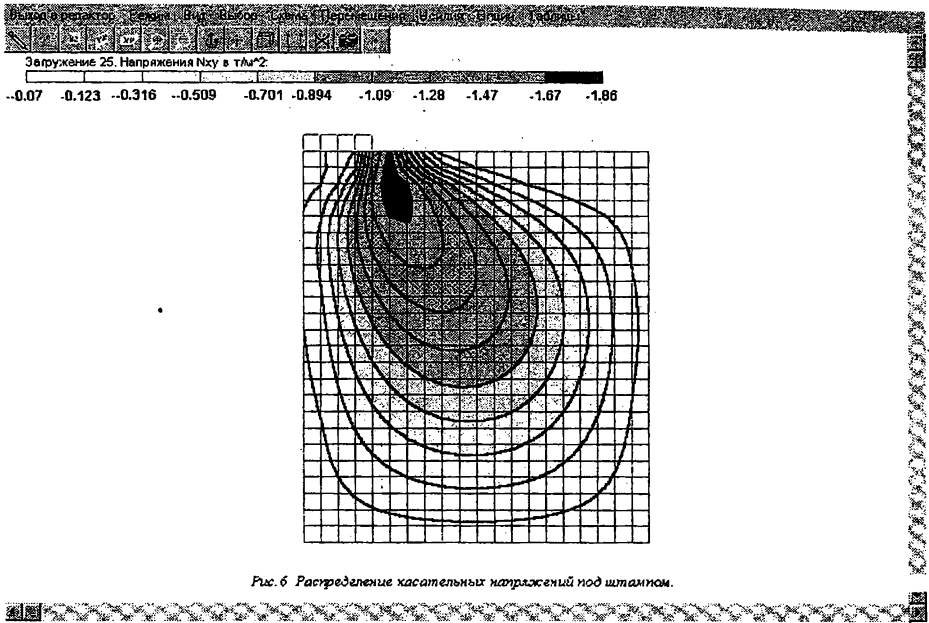


Рис. 6. Распределение касательных напряжений под штампом.

Рис. 6. Распределение касательных напряжений под штампом

## ЛИТЕРАТУРА

1. Ильюшин А.А. Пластичность. - М.: ГИТЛ, 1948. - 376 с.
2. Гениев Г.А., Киссюк В.Н., Тюпин Г.А. Теория пластичности бетона и железобетона. - М.: Стройиздат, 1974. - 316 с.
3. Карпенко Н.И. Общие модели механики железобетона. - М.: Стройиздат, 1996.- 416 с.
4. Максименко В.П. Применение нелинейного шагового процессора "Лири-Степ" для оценки реального состояния сооружений// Будівельні конструкції. - 2001. - Вып.54. - С.439-446.
5. Saennz I.P. Discussion of equation to the stress-strain corner of concrete by P.Desai and S.Krishnan// ACI Journal, Proc. -1964.-V.61.- № 9. - P. 1229-1235.
6. Филоненко-Бородич М.М. Об условиях прочности материалов, обладающих различным сопротивлением растяжению и сжатию/ Инж. сборник. -1954. - Вып.19. - С.36-48.
7. Колчин Г.Б., Клованич С.Ф., Чебан Г.А. К построению поверхности

- прочности структурно-неоднородных материалов при сложном напряженном состоянии//Теоретическая и прикладная механика. - Вып. 19. - Харьков: Виша школа, 1988. - С. 20-24.*
8. *Willam K.J., Warnke E.P. Constitutive model for the triaxial behavior of concrete// Seminar of concrete structures subjected to triaxial stresses, Bergamo, Italy. - 1973.- V. 19. - P.3/1.*
9. *Клованич С.Ф. "CONCORD". Пакет прикладных программ для расчета конструкций методом конечных элементов. Примеры использования .- Одесса, 1999. - 21 с.*
10. *Балюра. М.В. Горизонтальные перемещения в основании под жестким штампом// Основания, фундаменты и механика грунтов. - 1973. -№6. -С.3 9-41.*

# УСОВЕРШЕНСТВОВАННЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА ПОРТОВЫХ ГИДРОТЕХНИЧЕСКИХ СООРУЖЕНИЙ ДЛЯ ПРАВИЛЬНОЙ ОЦЕНКИ ФАКТИЧЕСКОЙ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ГРУНТОВЫХ ОСНОВАНИЙ

**Н.Н. Хонелия**

Определение несущей способности оснований является одной из основных расчетных проверок, выполняемых при проектировании портовых гидротехнических сооружений и анализе технических качеств эксплуатируемых сооружений морских портов.

Применение традиционных методов расчета оснований сооружений приводит в большинстве случаев к чрезмерно большим коэффициентам запаса при оценке устойчивости и несущей способности. Определение оптимальных коэффициентов запаса может быть обеспечено в результате применения усовершенствованных методов расчета, уточняющих характер взаимодействия грунтовых оснований с портовыми гидротехническими сооружениями.

Основной нагрузкой, воспринимаемой причальными сооружениями распорного типа, является нагрузка от бокового давления грунта. Поэтому недооценка распорного давления (принятие его равным минимально возможному - активному) и переоценка отпорного давления (принятие его равным максимально возможному - пассивному), свойственная традиционным методам проектирования рассматриваемых сооружений, приводит в ряде случаев к снижению уровня надежности получаемых проектных решений.

Таким образом, актуально направление исследований, связанное с разработкой и применением методов расчета, в которых боковое давление грунта на сооружение увязано с величиной, направлением и характером перемещений последнего, т.е. методов, учитывающих кинематические параметры системы "сооружение - грунтовая среда".

Известны способы учета связности грунтовой среды при определении нагрузок от бокового давления на портовые гидротехнические сооружения в виде подпорной стенки (например, методы, основанные на теории Кулона, предельного напряженного состояния или технической теории предельного напряженного состояния П. И. Яковлева [1]), которые вводят в рассмотрение равномерно распределенную нагрузку интенсивностью  $m = c \cdot ctg\varphi$ , приложенную нормально к тыловой грани стенки и свободной поверхности грунта позади стенки. При этом весь массив грунта, взаимодействующего с подпорной стенкой, считается находящимся в состоянии предельного равновесия. Отметим также, что методы, основанные на классической теории Кулона, предполагают плоский характер поверхностей обрушения и выпирания. Методы же, базирующиеся на теории предельного равновесия сыпучих и связно-сыпучих сред, учитывают криволинейность упомянутых поверхностей.

Достаточно простое для применения в инженерной практике и физически обоснованное решение смешанной задачи взаимодействия сыпучей среды с подпорной стенкой разработано в кинематическом методе М. П. Дубровского [2-4], что позволяет расчетным путем определять нагрузки от давления грунта на подпорную стенку для любых промежуточных деформированных состояний сооружения.

Напряженное состояние грунтовой среды, взаимодействующей с рассматриваемыми сооружениями, является в общем случае смешанным, когда на части контактной зоны грунта с сооружением реализуется предельное, а на другой части - допредельное состояние.

С учетом вышеизложенного представляется целесообразным развить кинематический метод, предложенный ранее для сыпучей среды [2-4], на случай взаимодействия подпорной стенки со связными грунтами, отражая специфику последних введением, в частности, нагрузки интенсивностью  $m$ .

Рассмотрим подпорную стенку с произвольными наклонными к вертикали (угол  $\alpha_0$ ) контактной гранью и к горизонту (угол  $\beta$ ) поверхностью грунта, причем к последней приложена нагрузка интенсивностью  $q$ . Положительные значения углов  $\alpha_0$  и  $\beta$  показаны на рис. 1а, б.

Для учета одновременного возникновения и взаимодействия в грунтовой среде на контакте со стенкой зон предельного и допредельного напряженных состояний примем во внимание предпосылки, перечисленные ниже.

1. Вид напряженного состояния в произвольной точке на контакте сооружения с грунтом определяется отношением горизонтального смещения  $u(z)$  поперечного сечения стенки, включающего данную точку и расположенного на глубине  $z$  от поверхности грунта в месте ее пересечения с контактной гранью сооружения, к ординате  $z$ . При  $u(z)/z < \alpha$  грунт в сечении на глубине  $z$  находится в допредельном, а при  $u(z)/z > \alpha$  - предельном напряженном состоянии. Границу этих двух зон, расположенную на глубине  $h$ , определяем из равенства

$$u(z)/z = \alpha \text{ при } z = h. \quad (1)$$

Таким образом,

$$h = u(h)/\alpha. \quad (2)$$

Для получения величины  $h$  из формулы (2) следует задаться видом функции  $u(z)$ . В случае жестких стенок при поступательных смещениях  $u(z) = \text{const}$ . На основании известных экспериментальных данных можно принять, что экстремальные напряженные состояния возникают при следующих значениях параметра  $\alpha$ : при смещении стенки от грунта минимальное напряженное состояние (активное давление) реализуется при  $\alpha = \alpha_0 \cong 0,001 - 0,0015$ , при смещении стенки на грунт максимальное напряженное состояние (пассивное давление) возникает при  $\alpha = \alpha_0 \cong 0,01 - 0,03$ . Следовательно, в пределах высоты  $0 < z \leq h$  грунт находится в предельном, в пределах высоты  $h < z \leq H - h$  - допредельном напряженном состоянии.

2. Углы отклонения равнодействующей бокового давления связного грунта от нормали к контактной грани сооружения и равнодействующей реактивного давления массива грунта позади призмы распора (или отпора) от нормали к границе этой призмы принимаются равными:

для зоны предельного напряженного состояния, соответственно,  $\delta$  и  $\varphi$ , причем  $\delta = k \cdot \varphi$ , где коэффициент  $k$  назначается в интервале  $0 \leq k \leq 1$  по результатам экспериментальных исследований или по рекомендациям действующих нормативных документов;

для зоны допредельного напряженного состояния соответственно  $\delta'$  и  $\varphi'$ , причем

$$\delta' = \delta_0 + n(\delta - \delta_0), \quad \varphi' = \varphi_0 + n(\varphi - \varphi_0), \quad (3)$$

где  $n$  - параметр, зависящий от соотношения размеров зон предельного и допредельного напряженных состояний грунта (в пределе, когда весь грунт, контактирующий со стенкой, переходит в напряженное состояние,  $n = 1$ );  $\delta_0$  и



$\varphi_0$  - значения углов, соответствующие давлению связного грунта в состоянии покоя, где  $\delta_0 = k \cdot \varphi_0$ .

3. Для учета связности грунтовой среды нормально к грани стенки и к свободной поверхности грунта позади стенки приложена равномерно распределенная нагрузка следующим образом: в пределах зоны предельного напряженного состояния - интенсивностью  $m = c \cdot \text{ctg} \varphi$ ; в пределах зоны допредельного напряженного состояния - интенсивностью  $m' = c \cdot \text{ctg} \varphi'$ , где угол  $\varphi'$  определяется в соответствии с зависимостью (3).

Равнодействующие указанной равномерно распределенной нагрузки в первом случае  $S$  и  $G_c$ , а во втором -  $S'$  и  $G'_c$  (схемы на рис. 1а, б).

Расчетные зависимости для определения распорного и отпорного давления определяются универсальными формулами, отличающимися в указанных случаях лишь изменением знаков перед углами  $\varphi$ ,  $\delta$  и  $\varphi'$ ,  $\delta'$  на противоположные. В связи с этим в дальнейшем используются в формулах двойные знаки " $\pm$ ", подразумевая, что верхние знаки соответствуют распорному, а нижние - отпорному давлению грунта [2].

Равнодействующая  $E$  бокового давления связного грунта на сооружение может быть определена для каждого текущего деформированного состояния как векторная сумма двух ее составляющих: предельной  $E_c$ , действующей на участке  $h$ , и допредельной  $E'$ , действующей на участке высотой  $H-h$ , в соответствии с выражением

$$E = [E_c^2 + E'^2 + 2 \cdot E_c \cdot E' \cdot \cos(\delta_c - \delta')]^{1/2} \quad (4)$$

$E_c$  и  $E'$  включают в себя составляющие, учитывающие связность грунта в соответствующем напряженном состоянии.

Изложенные предпосылки позволяют учесть кинематику сооружения, т. е. учесть влияние характера, направления и величины смещения контактной грани стенки на величину, направление и характер распределения бокового давления грунта. Экстремальные значения давлений (активные или пассивные) и соответствующие им параметры напряженно-деформированного состояния системы "сооружение - грунтовая среда" снабжены индексом "е", а допредельные давления и отвечающие им параметры обозначены штрихом.

Для определения составляющих  $E_c$  и  $E'$  в предположении образования плоских поверхностей скольжения рассмотрим последовательно условия рав-

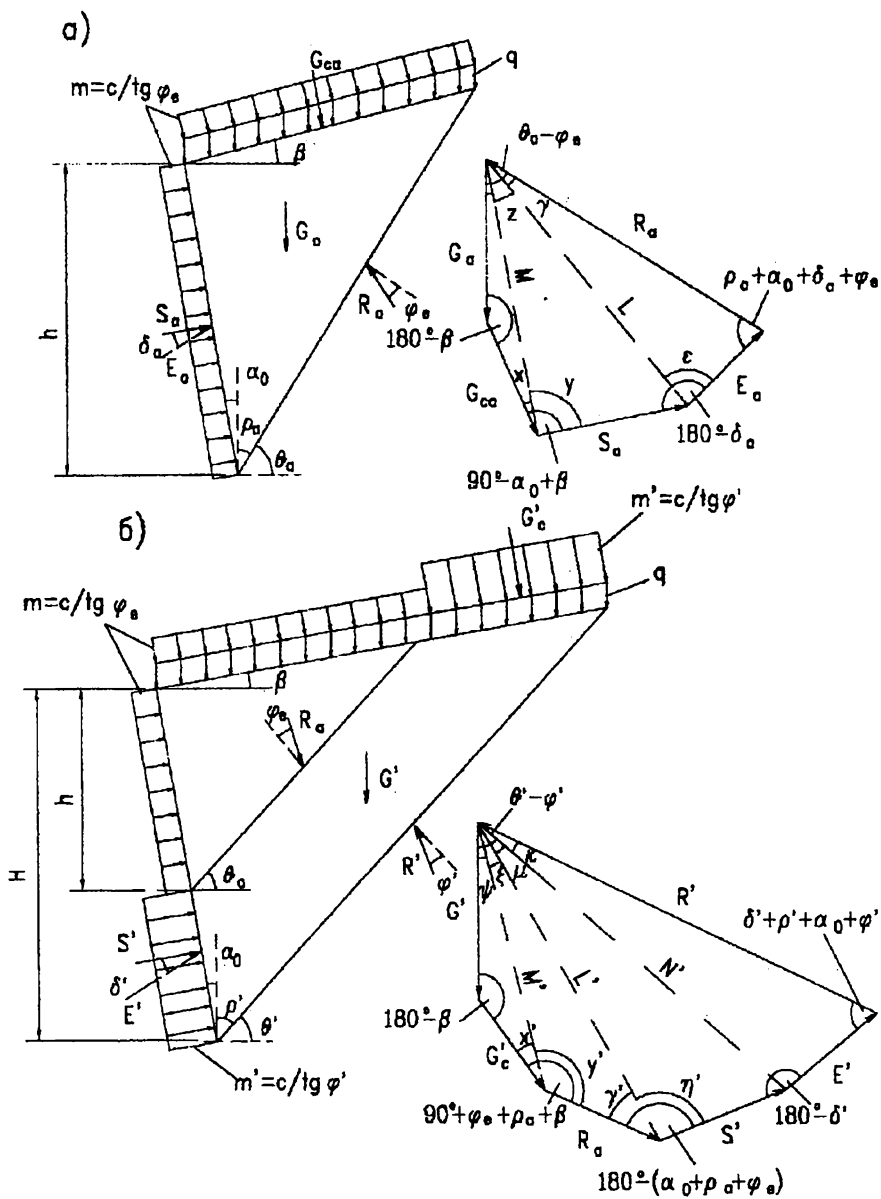


Рис. 1. К расчёту бокового давления связного грунта на подпорную стенку:

а), б) - расчётные схемы при плоских поверхностях скольжения для зон предельного и допредельного напряжённого состояния, соответственно

новесия каждой из двух зон напряженного состояния связного грунта, принимая во внимание их силовое взаимодействие.

Из условия равновесия призмы грунта, находящегося в предельном напряженном состоянии (рис. 1, а) получим

$$E_e = \frac{L \cdot \sin \gamma}{\sin(\rho_e + \alpha_0 \pm \delta_e \pm \varphi_e)} ; \gamma = \theta_e \mp \varphi_e - \eta - z ; z = \arcsin \frac{S_e \cdot \sin y}{L} ;$$

$$L = [M^2 + S_e^2 - 2 \cdot M \cdot S_e \cdot \cos y]^{1/2} ; y = 90^\circ - \alpha_0 + \beta - x ;$$

$$x = \arcsin \frac{G \cdot \sin \beta}{M} ; \eta = \beta - x ;$$

$$M = [G_e^2 + G_c^2 + 2 \cdot G_e \cdot G_c \cdot \cos \beta]^{1/2} ; G_e = G_{je} + G_{qe} ,$$

где  $G_{je}$  и  $G_{qe}$  - составляющие веса рассматриваемой призмы, определяемые из геометрических соображений (рис. 1, а).

Равнодействующие равномерно распределенной нагрузки  $m$  в пределах зоны предельного напряженного состояния равны

$$G_{ce} = \frac{c \cdot h \cdot (\operatorname{tg} \alpha_0 + \operatorname{tg} \rho_e)}{\operatorname{tg} \phi_e \cdot \cos \cdot (1 - \operatorname{tg} \beta \cdot \operatorname{tg} \rho_e)} ; S_e = \frac{c \cdot h}{\operatorname{tg} \phi_e \cdot \cos \alpha_0} ; \rho = 90^\circ - \theta_e ;$$

Реакция со стороны нижележащей призмы связного грунта, находящегося в допредельном напряженном состоянии, может быть получена из треугольника сил (см. рис. 1, а).

$$R_e = \frac{L \cdot \sin \varepsilon}{\sin(\rho_e + \alpha_0 \pm \delta_e \pm \varphi_e)} ; \varepsilon = 90^\circ - \gamma + \theta_e - \alpha_0 \mp \delta_e \mp \varphi_e .$$

Заменяя действие вышележащей призмы связного грунта, находящегося в предельном напряженном состоянии, реакцией  $R_e$ , из условия равновесия допредельной призмы (рис. 1, б) получаем:

$$E' = \frac{N \cdot \sin k}{\sin(\rho' + \alpha_0 \pm \delta' \pm \varphi')} ; k = \theta' \mp \varphi' - \psi - \xi - \mu$$

$$\mu = \arcsin \frac{S' \cdot \sin \eta'}{N} ; N = [L'^2 + S'^2 - 2 \cdot L' \cdot S' \cdot \cos \eta']^{1/2} ;$$

$$\eta' = 90^\circ - \alpha_0 + \theta_e \mp \varphi_e - \gamma' ; \xi = 180^\circ - (y' - \gamma') ; \gamma' = \arcsin \frac{M' \cdot \sin y'}{L'} ;$$

$$L' = [M'^2 + R_e^2 - 2 \cdot M' \cdot R_e \cdot \cos y']^{1/2} ;$$

Равнодействующие равномерно распределенной нагрузки  $m'$  в пределах зоны допредельного напряженного состояния равны

$$G'_c = \frac{c}{\cos \beta} \left( H \frac{tg \alpha_0 + tg \rho'}{(1 - tg \beta \cdot tg \rho') \cdot tg \varphi'} - h \frac{tg \alpha_0 + tg \rho_e}{(1 - tg \beta \cdot tg \rho) \cdot tg \varphi'} \right); \quad S' = \frac{c(H - h)}{tg \varphi' \cdot \cos \alpha_0}.$$

Для использования полученных расчетных зависимостей необходимо знать углы  $\varphi'$  и  $\delta'$ , т. е. определить параметр  $n$  в выражениях (3) как функцию от величины достигнутого смещения  $u$  стенки. Коэффициент  $n$  принят зависящим от соотношения размеров зон с различным напряженным состоянием:  $n(h) = V_e / V$ , где  $V_e$  и  $V$  - соответственно, объемы призмы грунта, находящегося в предельном состоянии, и всего грунта, взаимодействующего с контактной гранью сооружения.

Из геометрических соображений (см. рис. 1 а, б) получаем

$$V_e = h^2 \frac{\cos(\alpha_0 - \beta) \cdot \cos(\theta_e - \alpha_0)}{2 \cdot \sin(\theta_e - \beta) \cdot \cos^2 \alpha_e}; \quad V = H^2 \frac{\cos(\alpha_0 - \beta) \cdot \cos(\theta' - \alpha_0)}{2 \cdot \sin(\theta' - \beta) \cdot \cos \alpha_0},$$

$$n(h) = \frac{h^2 \cos(\theta_e - \alpha_0) \cdot \sin(\theta' - \beta)}{H^2 \cos(\theta' - \alpha_0) \cdot \sin(\theta_e - \beta)}.$$

Откуда можно выразить функцию вида

$$y(n) = h^2 \cos(\theta' - \alpha_0) \cdot \sin(\theta' - \beta) - n \cdot H^2 \cdot \cos(\theta' - \alpha_0) \cdot \sin(\theta_e - \beta).$$

Из последней методом итераций (задавая значение  $n$ , определяя углы  $\varphi'$  и  $\delta'$ ) можно найти искомый параметр  $n$ , что возможно при удовлетворении условия  $y(n) = 0$ .

Таким образом, получены все необходимые расчетные зависимости для определения предельной и допредельной составляющих, а также результирующей силы бокового давления связного грунта на подпорную стенку в зависимости от перемещения последней.

Рассмотренный подход, основанный на рассмотрении плоских поверхностей скольжения реализован также и при неплоских поверхностях скольжения.

Для определения результирующей силы бокового давления  $E$  в предположении образования криволинейных поверхностей скольжения рассмотрим последовательно условия равновесия предельной и допредельной областей напряженного состояния связного грунта (рис. 2, 3).

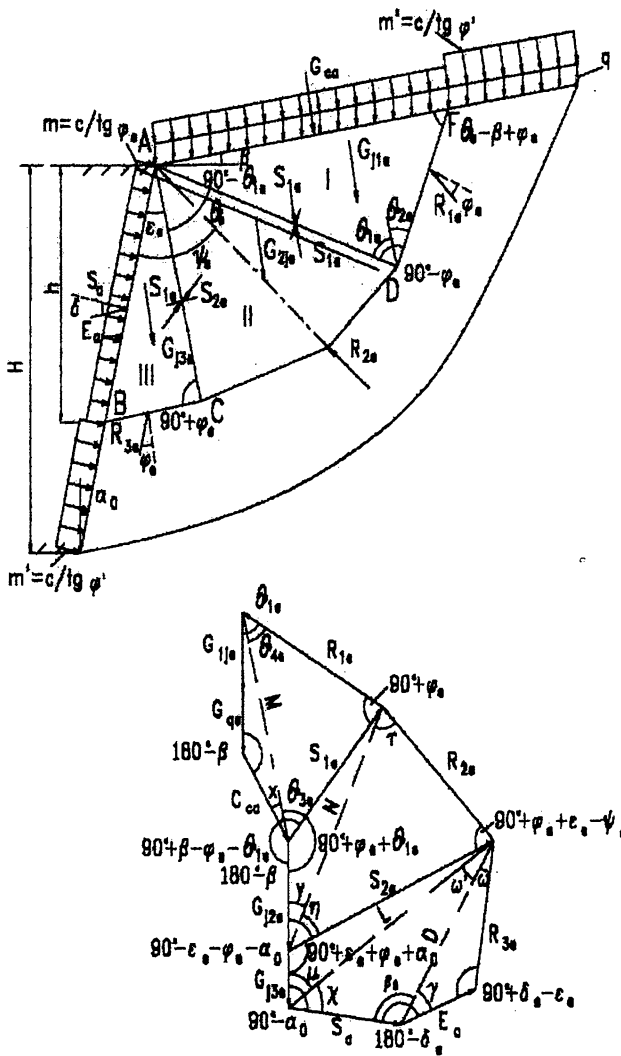


Рис.2. Схема равновесия области предельного напряжённого состояния связного грунта в случае криволинейных поверхностей скольжения

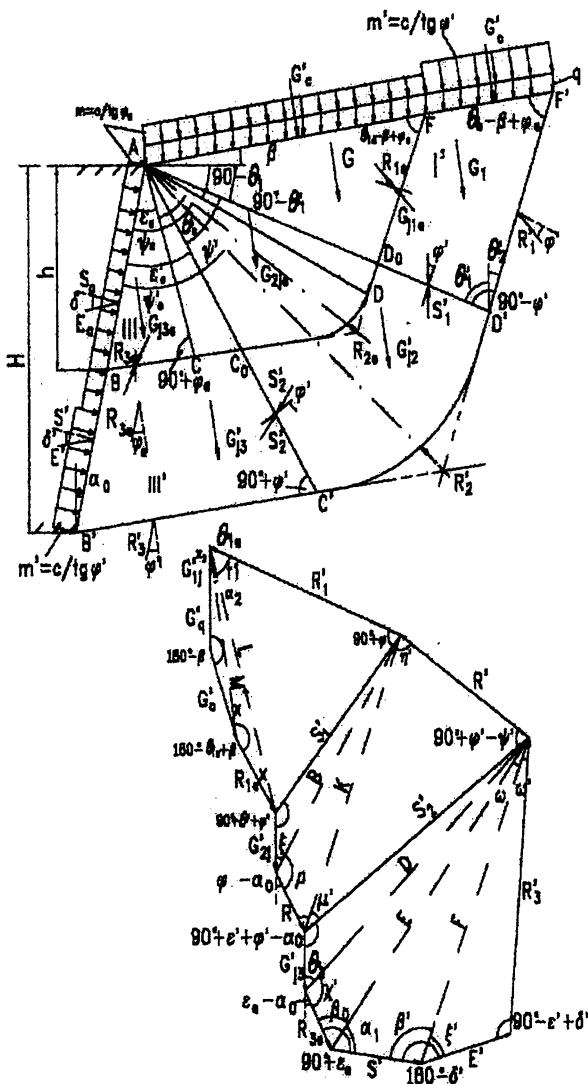


Рис.3. Схема равновесия области допредельного напряжённого состояния связного грунта в случае криволинейных поверхностей скольжения

Равнодействующие равномерно распределенной нагрузки  $m$  в пределах зоны предельного напряженного состояния равны

$$S_e = c / \operatorname{tg} \varphi_e \cdot \overline{AB} = \frac{c \cdot h}{\operatorname{tg} \varphi_e \cdot \cos \alpha_0} ; G_{ce} = \frac{c}{\operatorname{tg} \varphi_e} \cdot \overline{AF} .$$

Из условия равновесия призмы грунта, находящегося в предельном напряженном состоянии (рис. 2), получаем

$$M = [(G_{qe} + G_{lje})^2 + G_{ce}^2 + 2 \cdot (G_{qe} + G_{lje}) \cdot G_{ce} \cdot \cos \beta]^{1/2}; \quad x = \arcsin \frac{(G_{qe} + G_{lje}) \cdot \sin \beta}{M};$$

$$\theta_{3e} = 90^\circ + \beta \mp \varphi_e - \theta_{1e} - x; \quad \theta_{4e} = 90^\circ - \theta_{3e} \mp \varphi_e;$$

$$S_{1e} = \frac{M \cdot \sin \theta_{4e}}{\cos(\pm \varphi_e)}; \quad N = [G_{2je}^2 + S_{1e}^2 + 2 \cdot G_{2je} \cdot S_{1e} \cdot \sin(\theta_{1e} \pm \varphi_e)]^{1/2}$$

$$y = \arcsin \frac{S_{1e} \cdot \cos(\theta_{1e} \pm \varphi_e)}{N}; \quad \eta = 90^\circ - \varepsilon_e \mp \varphi_e - \alpha_0 - y;$$

$$t = 90^\circ - \eta \mp \varphi_e - \varepsilon_e + \psi_e \quad S_{2e} = \frac{N \cdot \sin t}{\cos(\pm \varphi_e + \varepsilon_e - \psi_e)};$$

$$L = [S_{2e}^2 + G_{3je}^2 + 2 \cdot S_{2e} \cdot G_{3je} \cdot \sin(\varepsilon_e \pm \varphi_e + \alpha_0)]^{1/2}; \quad \mu = \arcsin \frac{S_{2e} \cdot \cos(\varepsilon_e \pm \varphi_e + \alpha_0)}{L};$$

$$\chi = 90^\circ - \alpha_0 - \mu; \quad D = [L^2 + S_e^2 - 2 \cdot L \cdot S_e \cdot \cos \chi]^{1/2};$$

$$\omega 1 = \arcsin \frac{S_e \cdot \sin \chi}{D}; \quad \beta = 180^\circ - \chi - \omega 1;$$

$$\gamma = 180^\circ \mp \delta_e - \beta_0; \quad \omega = 90^\circ - \gamma \mp \delta_e + \varepsilon_e;$$

$$E_e = \frac{D \cdot \sin \omega}{\cos(-\varepsilon_e \pm \delta_e)}.$$

Реакции со стороны нижележащей допредельной области определим, рассматривая многоугольник сил (см. рис. 2), откуда из геометрических соотношений получаем

$$R_{1e} = \frac{M \cdot \sin \theta_{3e}}{\cos \varphi_e}; \quad R_{2e} = \frac{N \cdot \sin \eta}{\cos(\varepsilon_e \pm \varphi_e - \psi_e)}.$$

Веса зон I', II', и III' с учетом поверхностной нагрузки определяют из геометрических соображений (рис. 3).

Равнодействующие равномерно распределенной нагрузки  $m'$  в пределах зоны допредельного напряженного состояния равны

$$S' = c / \operatorname{tg} \varphi' \cdot \overline{BB'} = \frac{c \cdot (H - h)}{\operatorname{tg} \varphi' \cdot \cos \alpha_0};$$

$$G'_c = \frac{c}{\operatorname{tg} \varphi'} \cdot FF'.$$

Из рассмотрения силового многоугольника (рис. 3) получаем формулы для вычисления величины допредельной составляющей бокового дав-

ления связанного грунта:

$$M' = \left[ (G'_{1j} + G'_q)^2 + G'_c + 2 \cdot (G'_{1j} + G'_q) \cdot G'_c \cdot \cos \beta \right]^{1/2}; \quad x' = \arcsin \frac{(G'_{1j} + G'_q) \cdot \sin \beta}{M'};$$

$$x_2 = \beta - x'; \quad L = \left[ M'^2 + R_{1e}^2 + 2 \cdot M' \cdot R_{1e} \cdot \cos(\theta_{ee} - \beta + x') \right]^{1/2};$$

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{R_{1e} \cdot \sin(\theta_{1e} - \beta + x')}{M'}; \quad t1 = \theta_1' - x_2 - \alpha_2$$

$$S'_1 = \frac{L \cdot \sin t1}{\cos(\pm \varphi')}; \quad B = \left[ S_1'^2 + G_{2j}'^2 + 2 \cdot S'_1 \cdot G'_{2j} \cdot \sin(\theta_1 \pm \varphi') \right]^{1/2};$$

$$\xi = \arcsin \frac{S'_1 \cdot \cos(\theta_1 \pm \varphi')}{B}; \quad K = \left[ B^2 + R_{2e}^2 + 2 \cdot B \cdot R_{2e} \cdot \cos(\psi_e - \alpha_0 + \xi) \right]^{1/2};$$

$$y' = \frac{B \cdot \sin(\psi_e - \alpha_0 + \xi)}{K}; \quad \mu' = 90^\circ - \varepsilon \mp \varphi' + \psi_e - y';$$

$$\eta' = 90^\circ \mp \varphi' - \varepsilon' + \psi' - \mu';$$

$$S'_2 = \frac{K \cdot \sin \eta'}{\cos(\varepsilon' \pm \varphi' - \psi')}; \quad D = \left[ S_2'^2 + G_{j3}'^2 + 2 \cdot S'_2 \cdot G'_{j3} \cdot \sin(\varepsilon' \pm \varphi' - \alpha_0) \right]^{1/2};$$

$$\theta_3 = \arcsin \frac{S'_2 \cdot \cos(\varepsilon' \pm \varphi' - \alpha_0)}{D}; \quad A = \left[ D^2 + R_{3e}^2 + 2 \cdot D \cdot R_{3e} \cdot \cos(\varepsilon_e - \alpha_0 + \theta_3) \right]^{1/2};$$

$$\alpha 1 = 90^\circ + \varepsilon_e - \beta_0; \quad \beta_0 = \arcsin \frac{D \cdot \sin(\varepsilon_e - \alpha_0 + \theta_3)}{A}$$

$$F = \left[ A^2 + S'^2 - 2 \cdot A \cdot S' \cdot \cos \alpha 1 \right]^{1/2}; \quad \omega = \arcsin \frac{S' \cdot \sin \alpha 1}{F};$$

$$\beta' = 180^\circ - \alpha 1 - \omega; \quad \xi' = 180^\circ \mp \delta' - \beta';$$

$$\omega' = 90^\circ - \xi' \mp \delta'; \quad E' = \frac{F \cdot \sin \omega'}{\cos(\varepsilon' \mp \delta')}.$$

Для использования приведенных формул нужно предварительно опреде-



лить углы  $\varphi'$  и  $\delta'$ , т. е. найти для рассмотренного случая коэффициент  $n$ , зависящий от соотношения размеров зон предельного и допредельного напряженного состояния грунта. Из геометрических соображений (см. рис. 2, 3) получаем

$$n(h) = \frac{V_{j1e} + V_{j2e} + V_{j3e}}{V_{j1e} + V_{j2e} + V_{j3e} + V'_{j1} + V'_{j2} + V'_{j3}};$$

путем подбора можно найти (задаваясь значением  $n$ , определяя углы  $\varphi'$  и  $\delta'$ ) искомый параметр  $n$  при удовлетворении условия  $x(n) = 0$ . Подбор величины параметра  $n$  осуществляют с применением ЭВМ для сокращения объемов вычислений. Для упрощения вычислений разработаны алгоритмы и реализующие их программы, автоматизирующие расчет зависимостей "боковое давление связного грунта - обобщенное перемещение сооружения" для любого деформированного состояния последнего.

Выполненное сопоставление полученных расчетных данных на основе математического моделирования с результатами традиционных методов расчета, продемонстрировало эффективность примененных методик. Сопоставление экспериментальных и расчетных данных показало их приемлемую для инженерных расчетов сходимость, превосходящую во многих случаях наблюдаемую при использовании традиционных методов расчета.

Предложенная кинематическая модель при учете сил сцепления и разработанные методы ее реализации с применением ЭВМ позволяют более точно, чем традиционные методы, отразить реальные условия взаимодействия эксплуатируемого сооружения со связной грунтовой средой и повысить качество проектных решений.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Яковлев П.И. *Устойчивость транспортных гидротехнических сооружений*. - М.: Транспорт, 1986. - 191 с.
2. Дубровский М.П. *Кинематика взаимодействия портовых гидротехнических сооружений с грунтовой средой: Автореф. дис. д-ра техн. наук*. - Одесса: ОГМУ, 1994. - 26 с.
3. Дубровский М.П., Хонелия Н.Н. *Определение силы бокового давления связного грунта на подпорные стенки при смешанном*

*напряженном состоянии // Науч.- теоретич. журн. "Строительство",  
- 1997.- №3. - С. 29-31.*

4. *Дубровский М.П. Определение бокового давления грунта на подпорную стенку с учетом кинематики сооружения // Основания, фундаменты и механика грунтов. - 1994.- № 12. - С. 31-32.*

# ПОРТЫ И ГИДРОТЕХНИЧЕСКИЕ СООРУЖЕНИЯ

УДК 556.537

## ПРОГНОЗ РУСЛОВЫХ ПЕРЕФОРМИРОВАНИЙ ПРИ ОЦЕНКЕ УСТОЙЧИВОСТИ И НАДЕЖНОСТИ ОСНОВАНИЙ РЕЧНЫХ СООРУЖЕНИЙ

Я.И.Каганов

Практика проектирования, строительства и эксплуатации оградительных, защитных и водозаборных речных сооружений предполагает обеспечение сохранности, устойчивости и надежности их оснований. Тем самым гарантируется реальное увеличение срока службы соответствующих гидротехнических комплексов.

Одним из существенных факторов, которые бы обеспечивали рациональное функционирование речных водных путей, причальных, берегоукрепительных, водозаборных и водосбросных сооружений, является русловой процесс, имеющий эрозионную или аккумулятивную направленность.

Размывы в русле создают предпосылки для подмыва оснований гидросооружений, что приводит в период их длительной эксплуатации к потере устойчивости и надежности.

Чрезмерная аккумуляция наносов приводит к занесению речного судходного фарватера, повышению отметок дна у причального сооружения (снижению осадки судов по сравнению с расчетной), занесению берегоукрепительных, водозаборных и водосбросных сооружений. При отсутствии методов прогноза русловых деформаций отмеченные выше факторы снижают эксплуатационные возможности речных судходных путей, гидротехнических сооружений, вынуждают выполнять бессистемно дноуглубительные работы, тем самым увеличивая необоснованно соответствующие капитальные вложения.

Разработка метода прогноза русловых переформирований базируется на основе интегрирования уравнения деформации русла [1]:

$$\frac{\partial Q_s}{\partial x} + (1 - \varepsilon) \left( B \frac{\partial Z_s}{\partial t} + H \frac{\partial B}{\partial t} \right) + \frac{\partial (ws)}{\partial t} = 0, \quad (1)$$

где  $x$  – продольная координата;  $t$  - время;  $Q$  - расход воды;  $w$  - площадь живого сечения;  $B$  - ширина живого сечения поверху;  $H=w/B$  – средняя глубина;  $Z_s=Z_w-H$  - средняя высота дна;  $Z_w$  -высота свободной поверхности;  $Q_s$  - объемный расход наносов в плотном теле;  $S=Q_s/Q$  -средняя концентрация транспортируемых наносов;  $\varepsilon$  - коэффициент пористости донных отложений.

Применительно к гидрологическому режиму нижних участков судоходных рек можно пренебречь изменением во времени ширины  $B$ , площади живого сечения  $w$ , расхода воды  $Q$  и наносов  $Q_s$ .

В таком случае уравнение (1) упрощается

$$\frac{\partial Q_s}{\partial x} + (1 - \varepsilon)B \frac{\partial Z_s}{\partial t} = 0 . \quad (2)$$

Принимая согласно предложению К.В.Гришанина [1], что на рассматриваемом участке реки изменение средней крупности частиц и глубин невелики, можно представить зависимость расхода воды от средней скорости течения  $V$  в виде степенной функции  $Q_s=AV^m$ . Тогда уравнение (2) может быть приведено к виду

$$\frac{\partial Z_s}{\partial t} = - \frac{A_m}{(1-\varepsilon)} \frac{V^{m-1}}{B} \frac{\partial V}{\partial x} . \quad (3)$$

Вычислив производную  $\frac{\partial V}{\partial x}$  с учетом соотношения  $V=Q/w$ , преобразуем уравнение (3)

$$\frac{\partial Z_s}{\partial t} = \frac{m}{1-\varepsilon} \frac{q_s}{w} \frac{\partial w}{\partial x} . \quad (4)$$

Интегрируя уравнение (4) в некотором временном интервале от  $t_1$  до  $t_2$ , получим

$$\Delta Z_s = \frac{m}{1-\varepsilon} \frac{q_s}{w} \frac{\partial w}{\partial x} (t_2 - t_1) . \quad (5)$$

Возможно некоторое упрощение уравнения (5) с учетом разработок автора [2] по морфометрическому обобщению поперечного профиля реки.

Всю совокупность факторов, действующих в русловом процессе, в ос-

новном можно разделить на две группы, одна из которых соответствует развитию действующих сил движения водного потока, а вторая определяет силы сопротивления. В результате их взаимодействия формируются продольный и поперечный профили реки.

Сумма действующих факторов определяется в основном природно-климатическими характеристиками, среди которых решающими являются геологические и гидрологические. Условия водосбора, интенсивность осадков, определяющих форму паводкового гидрографа, геологическое строение долины реки определяют гидравлический уклон, форму и размеры поперечного профиля, насыщенность потока донными и взвешенными наносами, скоростной режим и др.

Сопrotивляемость русла продвижению потока определяется гранулометрическим составом отложений и наносов, характером донных русловых форм. Форма и размеры грядового рельефа, состав и размеры зернистой шероховатости зависят от гидрологического режима и геологического строения речной долины.

Учитывая систематические антропогенные воздействия на устьевых судоходных участках рек при дноуглубительных работах, взаимодействие водного потока с руслом может быть сведено к гидродинамическому процессу. В этом отношении формирование поперечного профиля реки в расчетном створе происходит преимущественно под влиянием гидрологического режима и гидравлики водного потока. Следовательно имеет смысл оценить поперечный профиль русла количественными аппроксимирующими параметрами.

Оперирование некоторыми аппроксимирующими параметрами русла особенно целесообразно, на наш взгляд, при участии антропогенных факторов в русловом процессе. Ведь регулирующие сооружения вносят существенную поправку в естественный процесс взаимодействия водного потока и русла.

Аппроксимация связей ширины  $B$  между урезами воды и глубины  $h$  приводит к уравнению

$$B = v_1 h^{\epsilon_1} . \quad (6)$$

В работе [3] приведены значения коэффициентов  $v_1$  и показателей степени  $\epsilon_1$  расчетных поперечных сечений р.Днестр на участке Старый Самбор-Самбор.

Площадь живого сечения на глубине  $h$  от дна определяется уравнением

$$w = \frac{v_1}{\varepsilon_1 + 1} h^{\varepsilon_1 + 1} \quad (7)$$

Аппроксимация связей  $B(h)$  и  $w(h)$ , приведенных к виду  $w = v_2 h^{\varepsilon_2}$ , подтверждается достаточно высокими статистическими параметрами (коэффициенты корреляции и вариации, ошибка среднего и точность опыта), приведенными в работе [3].

Гидроморфометрический анализ руслового процесса определяет широкий диапазон пространственно-временных изменений морфометрических параметров в створах. В определенной фазе паводка гидравлическим и морфометрическим показателям соответствует состав сформированного ложа русла, зафиксировать который практически не представляется возможным. Обычно мы располагаем данными о гранулометрическом составе русловых отложений в межень, который можно считать некоторой интегральной характеристикой предшествующих русловых процессов. Допущением того, что состав и крупность русловых отложений определяет сформированное русло в данном створе, дает возможность предпринять попытку отыскания интегральных морфометрических характеристик в данном расчетном створе без привязки их к определенному гидрологическому и гидравлическому режиму. Такими интегральными характеристиками могут быть параметры  $v_1$ ,  $\varepsilon_1$ ,  $v_2$ ,  $\varepsilon_2$ . Соотношение между ними может быть выражено следующими зависимостями:

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_1 + 1; \quad (8)$$

$$v_2 = \frac{v_1}{\varepsilon_1 + 1} = \frac{v_1}{\varepsilon_2}. \quad (9)$$

Средняя глубина определяется из выражения

$$H = \frac{w}{B} = \frac{h}{\varepsilon_2}. \quad (10)$$

В такой постановке определится широко применяемая в русловых расчетах относительная глубина  $\alpha_h = \frac{h}{H} = \varepsilon_2$ .

Морфометрические соотношения, характеризующие поперечное сечение русла, претерпевают значительные качественные изменения по длине

водного потока и тем самым не могут не оказать существенного влияния на его кинематику. При рассмотрении неустановившегося движения водного потока в паводок на участке с резко изменяющейся морфометрией по длине реки приходится сталкиваться с проблемой учета инерционных характеристик. В этом отношении представляет интерес величина скорости добегания, широко применяемой в гидрологии и определяющей скорость распространения расхода воды по длине реки в разные фазы паводка. Достаточно подробный анализ исследований влияния формы русла на скорость добегания проведен в работах К.В.Гришанина [1] и Г.В.Железнякова [2]. Скорость распространения волны расхода по длине реки

$$C_Q = \frac{dx}{dt} = \frac{dQ}{dw} \quad (11)$$

Параболическая аппроксимация  $Q(w)$ , выражаемая уравнением

$$Q = v_3 w^{\varepsilon_3} \quad (12)$$

приводит к соотношению

$$C_Q = \varepsilon_3 v \quad (13)$$

где  $v$  - средняя скорость потока в данном поперечном сечении.

Решение вопроса о скорости распространения расхода воды тесно связано с построением кривых расходов  $Q(h)$ , которые в каждом створе естественного русла индивидуальны.

Выразив зависимость  $Q(h)$  уравнением

$$Q = v_4 h^{\varepsilon_4} \quad (14)$$

и решая (14) совместно с уравнениями (7) и (8), получим соотношения

$$\varepsilon_4 = \varepsilon_3 \varepsilon_2 \quad (15)$$

$$v_4 = v_3 v_2^{\varepsilon_3} \quad (16)$$

Рассматривая уравнения (7) и (14), аппроксимирующие изменения с наполнением русла площади живого сечения и расхода воды, можно отметить различные по происхождению природные факторы и причинные связи, определяющие морфометрию данного створа и сформированный во времени

и пространстве гидрограф паводка. При помощи интегральных параметров разработан метод морфометрического обобщения поперечного профиля реки, позволяющий построить кривые соответственных уровней и кривые расходов воды в расчетных створах.

С учетом соотношений (7) и (10) уравнение (5) может быть преобразовано

$$\Delta Z_s = \frac{m}{1-\varepsilon} \cdot \frac{q_s}{h} \cdot \frac{\partial h}{\partial x} (t_2 - t_1). \quad (17)$$

Заменяя производную  $\frac{\partial h}{\partial x}$  разностью уклонов дна и водной поверхности, определим уравнение (17) в виде

$$\Delta Z_s = \frac{m}{1-\varepsilon} \cdot \frac{q_s}{h} \cdot (i - J)(t_2 - t_1). \quad (18)$$

Период формирования соответствующей фазы руслового процесса ( $t_2 - t_1$ ) может быть принят по соответствующим региональным гидрологическим зависимостям с учетом времени руслового добега, которое определяется с учетом скорости распространения волны расхода воды (13). В качестве расчетного целесообразно принять максимальный паводочный расход при соответствующем временном интервале.

Средняя скорость потока в расчетном створе может быть определена при помощи кривой расхода  $Q(h)$ , построенной по методике, предложенной в работе [3] в зависимости от гидрологической информации ближайшего известного гидроствора.

Аппроксимируя кривые расходов в гидростворе и расчетном створе нижележащего бесприточного участка реки уравнениями  $Q_\Gamma = v_{4\Gamma} h^{\varepsilon_{4\Gamma}}$  и  $Q_p = v_{4p} h^{\varepsilon_{4p}}$ , получим соотношения между интегральными параметрами

$$v_{4p} = v_{4\Gamma} \frac{v_{1p}^{\varepsilon_{4p}/\varepsilon_{1p}}}{v_{1\Gamma}^{\varepsilon_{4\Gamma}/\varepsilon_{1\Gamma}}} \cdot \frac{B_\Gamma^{\varepsilon_{4\Gamma}/\varepsilon_{1\Gamma}}}{B_p^{\varepsilon_{4p}/\varepsilon_{1p}}}, \quad (19)$$

где  $B_\Gamma, B_p$  – ширина водного потока в гидростворе и расчетном створе при расходе воды  $Q$ ;  $\varepsilon_{1\Gamma}$  и  $v_{1\Gamma}$ ,  $\varepsilon_{1p}$  и  $v_{1p}$  – показатели и коэффициенты аппроксимирующих уравнений для гидроствора и расчетного створа  $B_\Gamma = v_{1\Gamma} h^{\varepsilon_{1\Gamma}}$  и  $B_p = v_{1p} h^{\varepsilon_{1p}}$ .



Показатели степени  $\varepsilon_{4Г}$  и  $\varepsilon_{4Р}$  определяются соотношениями

$$\varepsilon_{4Г} = \frac{\varepsilon_{2Г} + 3}{2}; \quad \varepsilon_{4Р} = \frac{\varepsilon_{2Р} + 3}{2}, \quad (20)$$

где  $\varepsilon_{2Г}$  и  $\varepsilon_{2Р}$  - показатели степени аппроксимирующих уравнений площади живого сечения.

Приведенные соотношения отражают одно из практических приложений разработанной нами гидролого-морфометрической модели участка реки и позволяют выполнить прогноз водности расчетного участка реки, примыкающего к гидроствору.

В качестве исходных данных могут быть использованы обычно имеющиеся в гидростворах на водпостах кривые расходов воды  $Q_r(h)$ , кривые  $w_r(h)$  и  $B_r(h)$ , позволяющие определить параметры  $v_{4Г}$ ,  $\varepsilon_{4Г}$ ,  $v_{4Р}$ ,  $\varepsilon_{4Р}$ . Величины  $v_{1Р}$ ,  $\varepsilon_{1Р}$ ,  $v_{2Р}$ ,  $\varepsilon_{2Р}$  могут быть определены в расчетных створах без привязки к конкретному расходу воды.

Полученное в результате интегрирования дифференциального уравнения деформации расчетное выражение (18) с некоторыми допущениями и ограничениями применительно к гидрологическому режиму и условиям эксплуатации устьевых судоходных участков рек позволяет рассчитать среднюю величину русловых переформирований. Это дает возможность более системно и объективно планировать и проводить дноуглубительные работы. Кроме того в практике проектирования и эксплуатации речных сооружений представляется возможность учета прогнозируемых деформаций дна реки при расчете и конструировании подводных элементов оснований причалов, берегоукреплений, водозаборных узлов и др.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Гришанин К.В. Устойчивость русел рек и каналов. Л.: Гидрометеоиздат, 1974.-143 с.
2. Железняков Г.В. Пропускная способность русел каналов и рек. Л.: Гидрометеоиздат, 1981.
3. Каганов Я.И. Гидролого-морфометрическая модель горной реки / Гидротехническое строительство. 1994. №1. С.37-40.

# ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФАКТИЧЕСКИХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КРАНОВЫХ ШИНОПРОВОДОВ - ИНФОРМАЦИОННАЯ ОСНОВА ОПТИМИЗАЦИИ ИХ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ

**С.Н.Радимов**

Крановые шинопроводы порта Южный состоят из 6 ниток — по 3 на двух причалах, длина каждой нитки 350 м. Первые и вторые нитки шинопровода соединены с шинами 0,4 кВ питающих подстанций при помощи 6 параллельно включенных кабелей длиной 150 м и сечением алюминиевых жил 185 мм<sup>2</sup>; подача питания третьим ниткам осуществляется от вторых ниток шинопровода при помощи кабельных перемычек.

Персонал, эксплуатирующий порталные краны “Сокол”, неоднократно фиксировал отклонения напряжения на крановых шинопроводах, превышающие не только расчетные значения, приведенные в проектной документации на шинопроводы, но и допустимые пределы, установленные соответствующими стандартами и техническими условиями. ГОСТ 13109-97 [1] определил предельно допустимое значение установившегося отклонения напряжения на уровне  $\pm 10\%$  от номинального напряжения. Более жесткие требования к отклонению напряжения предусмотрены техническими условиями эксплуатации кранов “Сокол”. Для нормальной работы кранов питающее напряжение не должно отличаться от номинального значения на величину, превышающую  $\pm 6\%$ ; т.е., при номинальном линейном напряжении 380 В его минимальное значение должно быть не менее 357 В, а максимальное - 403 В. Указанным значениям линейных напряжений соответствуют величины фазных напряжений: номинальное 220, минимальное 206 и максимальное 233 В.

Для проверки фактического уровня напряжения питания кранов 20.02.99 г. произведены измерения фазных напряжений на крановой колонке № 107, расположенной на расстоянии 245 м от начала причальной (первой) нитки шинопровода. Измерения, результат которых представлен на рис. 1, проведены при

одновременной работе четырех кранов, питающихся от указанного шинпровода и подключенных к крановым колонкам, расположенным между началом шинпровода и местом измерения.

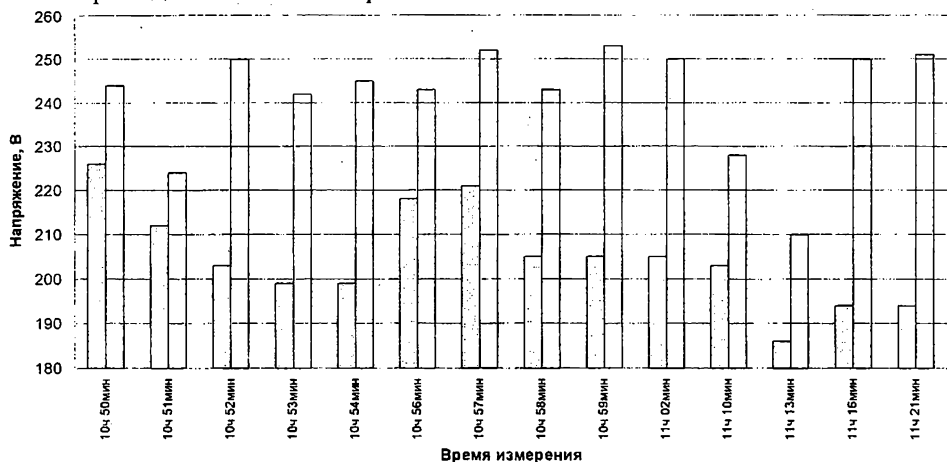


Рис. 1. Минимальные и максимальные значения фазного напряжения на крановой колонке №107 (причал №5, первая нитка шинпровода)

Абсолютное максимальное значение, равное 253 В (+15 %), зафиксировано без нагрузки и соответствует напряжению вторичной обмотки силового трансформатора в режиме холостого хода, а абсолютное минимальное значение зафиксировано на уровне 186 В (минус 15,5 %). Результаты измерений подтвердили справедливость претензий эксплуатационников к качеству напряжения. Отметим, что повышенные значения напряжения вызывают увеличение токов намагничивания двигателей и обусловленное им повышенное потребление реактивной мощности, неблагоприятно сказываются на сроках службы катушек реле и контакторов, а также устройств освещения и световой сигнализации. Пониженные значения напряжений вызывают уменьшение моментов, развиваемых приводными асинхронными двигателями, так как развиваемый двигателем момент пропорционален квадрату напряжения, приложенного к его статору.

При проектировании шинпроводов для расчета потерь напряжения, вызванных протеканием токов нагрузки, в [2] рекомендуется использовать удельные потери напряжения  $\Delta U_{уд}$ . Их значения, измеряемые в % и соответствующие потере напряжения в шинпроводе длиной один километр при протекании по нему тока силой 1 А (% / 1А\*км), приведены в табличном виде для алюминиевых шин размером от 30 x 4 мм до 100 x 10 мм [2. С. 97]. Так как потери напряжения зависят от коэффициента мощности нагрузки, при-

нимаем, что краны укомплектованы конденсаторными батареями, с которыми коэффициент мощности  $\cos\varphi=0,85$ . По данным, приведенным в указанной таблице, на рис.2. в графическом виде (график 1) представлена зависимость удельных потерь напряжения  $\Delta U_{уд}$  от сечения шин  $S_{щ}$ , изменяющегося от 120 до 1000 мм<sup>2</sup>.

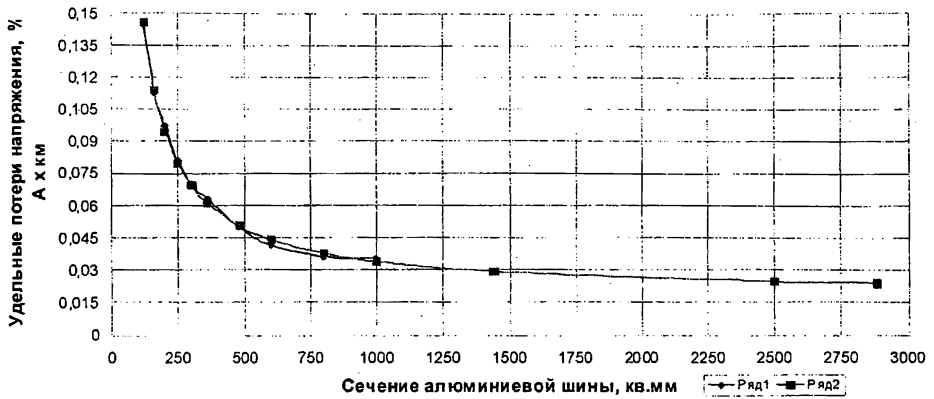


Рис. 2. Удельные потери напряжения в процентах в функции сечения шинпровода длиной 1 км при токе 1 А: 1- по данным [2]; 2 - экстраполяция данных [2]

Для оценки удельных потерь напряжения при сечении шинпровода  $S_{щ} = 2880 \text{ мм}^2$ , выходящем за пределы, указанные в [2], методом регрессионного анализа [3] получена математическая зависимость удельных потерь напряжения  $\Delta U_{уд}$  от сечения шинпровода  $S_{щ}$  в виде гиперболической регрессии

$$\Delta U_{уд} = 0,0187 + 15,27 / S_{щ}. \tag{1}$$

На рис. 2 по соотношению (1) построен график 2 и произведена оценка величины удельного падения напряжения  $\Delta U_{уд}$ , соответствующего сечению  $S_{щ} = 2880 \text{ мм}^2$ , которое оказалось равным  $0,024 \text{ \% / А} \cdot \text{км}$ . В этом случае удельные потери напряжения в точке шинпровода, отстоящей от его начала на расстояние 245 м, составят

$$\Delta U_{уд} = 0,024 * 0,245 = 0,00588 \text{ \% / А}. \tag{2}$$

Оценим потери напряжения, вызванные пусковыми (пиковыми) значениями тока крана “Сокол”, подключенного к крановой колонке № 107. По дан-

ным [2], пиковое значение тока, потребляемое краном “Сокол” в грейферном режиме, равно 1000 А, а при работе с крюком - 2000 А; этим значениям тока соответствуют потери напряжения на уровне 5,88 % в грейферном режиме и 11,76 % - при работе с крюком. Заметим, что полученные оценки величин потерь напряжения ниже значений, зафиксированных на колонке № 107.

Отклонения напряжения, превышающие допустимые пределы, могут являться следствием двух основных факторов - повышенного сопротивления шинпровода и превышения токовой нагрузки шинпровода проектных значений. Очевидность влияния второго фактора не вызывает сомнений. Поэтому остановимся подробно на первом факторе.

Электрическая сеть, питающая краны и состоящая из собственно кранового шинпровода и кабелей, соединяющих его с шинами 0,4 кВ подстанции, характеризуется следующими сопротивлениями:

- сопротивлением протеканию постоянного тока;
- активным и реактивным (индуктивным) сопротивлениями при протекании переменного тока.

Сопротивление протеканию постоянного тока достаточно точно определяется расчетным путем. Один километр алюминиевого кабеля сечением  $S_k = 185 \text{ мм}^2$  обладает сопротивлением  $R_{ky} = 0,162 \text{ Ом}$ ; сопротивление постоянному току шести ( $n = 6$ ) параллельно включенных кабелей длиной  $L_k = 150 \text{ м}$  определяется

$$R_k = \frac{R_{ky} * L_k}{n}; \quad (3)$$

$$R_k = \frac{0,162 * 0,15}{6} = 0,00405 \text{ Ом} \quad (3a)$$

Алюминий марки А5Е, из которого выполнены шины, по ГОСТ 11069-79 обладает удельным сопротивлением постоянному току  $\rho = 0,0282 \times 10^{-6} \text{ Ом.м}$ . Сопротивление фазы собственно шинпровода при длине  $L_{ш} = 350 \text{ м}$  и сечении  $S_{ш} = 2,88 \times 10^{-3} \text{ м}^2$ , с использованием указанных выше обозначений, определяется

$$R_{\omega} = \frac{\rho * L_{\omega}}{S_{\omega}} ; \quad (4)$$

$$R_{\omega} = \frac{0,0282 * 10^{-6} * 350}{2,88 * 10^{-3}} = 0,00343 \text{ Ом} \quad (4a)$$

Суммарное сопротивление протеканию постоянного тока фазы (кабель и собственно шинопровод) составляет

$$R_{\Sigma} = R_{\kappa} + R_{\omega}; \quad (5)$$

$$R_{\Sigma} = 0,00405 + 0,00343 = 0,00748 \text{ Ом}. \quad (5a)$$

Достоверность приведенного расчета подтверждена экспериментальным путем при помощи прогрузочного устройства постоянного тока. В результате эксперимента установлено примерное равенство между собой фазных сопротивлений протеканию постоянного тока и близкое совпадение величин фактических сопротивлений с расчетным значением.

При протекании переменного тока по трехфазной силовой цепи электромагнитные поля отдельных фаз оказывают воздействие как на собственный проводник, так и на проводники соседних фаз. На величине активного сопротивления фазы это воздействие проявляется в виде поверхностного эффекта (ПЭ) и эффекта близости (ЭБ).

Известно, что ПЭ вызывается влиянием на ток в проводнике магнитных потоков собственной индуктивности. Индуктивное сопротивление элементарных трубок тока различно: оно имеет наибольшее значение у трубок, расположенных по оси проводника, и наименьшее у трубок, находящихся на поверхности проводника. Указанное различие приводит к неравномерному распределению тока по сечению проводника, при котором плотность тока достигает максимальной величины на поверхности проводника и убывает в направлении к его оси.

При близком расположении от проводника других проводников, по которым протекает переменный ток, в проводнике проявляется ЭБ. Природа ЭБ одинакова с природой ПЭ. В обоих случаях наблюдается перераспределение тока в сечении проводника, вызванное различием в полном сопротивлении

параллельных элементарных трубок тока, но проявление ЭБ вызвано влиянием потоков взаимной индуктивности, в то время как ПЭ обусловлен собственным потоком рассеяния.

Совместное влияние указанных эффектов приводит к увеличению неравномерности распределения тока в проводнике и его активного сопротивления. Под влиянием ПЭ и ЭБ искажается симметрия активных сопротивлений фазных проводников трехфазной силовой цепи, а их значения существенно отличаются от сопротивлений постоянному току. Реактивные сопротивления обусловлены как собственной, так и взаимной индуктивностью фазных проводников, а их значения зависят от геометрии шинпровода, типа шин, применения транспозиции проводников.

С проблемой расчета величин активных и реактивных сопротивлений проводников сталкиваются в электрометаллургии при проектировании токопроводов (коротких сетей) к плавильным печам. В [4] рекомендуется, по возможности, определять величины активных и реактивных сопротивлений экспериментально, ввиду громоздкости, многофакторности и низкой достоверности, достигаемой при аналитических расчетах указанных величин. Такой же вывод напрашивается ввиду существенного различия результатов расчета падения напряжения по соотношению (2) и зафиксированных экспериментально.

Необходимо отметить, что достоверные параметры шинпровода могут быть идентифицированы только в результате эксперимента, имитирующего эксплуатационный режим, при котором токи протекают одновременно в трех фазах. Отсюда следует вывод о неприемлемости применения для этой цели однофазных прогрузочных устройств, обычно используемых для настройки аппаратов релейной защиты и проверки уставок тепловых и максимальных расцепителей автоматических выключателей.

Эксперимент по идентификации фактических электрических параметров шинпровода состоял в том, что питание шинпровода осуществлялось пониженным напряжением от вторичной обмотки силового трансформатора типа ТМ 400/10, (мощность 400 кВА, напряжения обмоток: первичной - 10 кВ, вторичной - 0,4 кВ), для чего на первичную обмотку трансформатора подавалось напряжение 380 В. От исследуемой нитки шинпровода отключалась вся нагрузка, а для создания пути протекания тока в местах отпаек от шинпровода к крановым колонкам устанавливались закоротки. В ходе экспери-

мента измерялись фазные напряжения, токи и активная мощность. В результате обработки экспериментальных данных определены величины активных  $R$  и реактивных  $X$  сопротивлений как всей нитки шинпровода, так и отдельных участков.

Установлено, что активные сопротивления фаз А, В и С шинпровода с погрешностью, не превышающей 10 %, соотносятся между собой как 5 : 2,5 : 1, а их абсолютные величины при протяженности шинпровода 0,350 км, соответственно равны 0,02, 0,01 и 0,004 Ом. Заметим, что активное сопротивление фазы А шинпровода в 5,8 раз выше, чем сопротивление постоянному току, рассчитанное по (4а). При такой величине активного сопротивления для токовой нагрузки, равной 1000 А, только в фазе А потери мощности соответствуют 20 кВт.

Величины реактивных (индуктивных) сопротивлений крайних фаз А и С совпадают (по 0,0415 Ом), а сопротивление средней фазы В оказалось на 23 % ниже (0,032 Ом).

Анализ результатов эксперимента позволяет определить ряд рекомендаций, направленных на оптимизацию функционирования шинпровода. Несмотря на кажущуюся тривиальность некоторых из них, все рекомендации опираются на полученные экспериментально параметры. Достоверность результатов обусловлена, с одной стороны, методикой проведения эксперимента, и, с другой стороны, совпадением расчетов ожидаемых отклонений напряжения при учете фактических величин сопротивлений шинпровода и зарегистрированных отклонений напряжения (рис.1).

Суть рекомендаций такова.

1. Для устранения несимметрии фазных активных и реактивных сопротивлений недопустимо исключать предусмотренную проектом транспозицию токоведущих частей. С этой же целью при реконструкции существующих и проектировании шинпроводов новых причалов следует внести изменения в расположение фазных проводников: установить их по вершинам трехлучевой звезды вместо применяемого расположения в одной плоскости.

2. Учитывая, что основное влияние на величину отклонения напряжения под нагрузкой оказывает индуктивное сопротивление шинпровода, необходимо ввести в эксплуатацию и поддерживать в исправном состоянии конденсаторные компенсирующие установки.

3. Ввиду существенного влияния эффектов ПЭ и ЭБ, увеличение про-



пускной способности шинпровода и уменьшение потерь в нем под нагрузкой может быть достигнуто за счет перехода от плоских шин к трубчатым проводникам. О неэффективности с целью снижения потерь напряжения, увеличения сечения шинпровода, выполненного плоскими шинами, свидетельствует и приведенная на рис.2 зависимость 2.

Действительно, увеличение сечения в 2,88 раза (от 1000 до 2880 мм<sup>2</sup>) позволяет снизить потери напряжения только в 1,415 раз.

4. Можно рекомендовать при расчетах отклонений напряжения под нагрузкой на кантовых шинпроводах сечением 2880 мм<sup>2</sup> использовать средние значения экспериментально полученных активных и реактивных сопротивлений:

$$R = 0,0324 \text{ Ом/км} ; X = 0,1095 \text{ Ом/км.}$$

## ЛИТЕРАТУРА

1. *ГОСТ 13109-97. Межгосударственный стандарт. Нормы качества электрической энергии в системах электроснабжения общего назначения. Издание официальное. Киев: Госстандарт Украины, 1999. - 31 с.*
2. *Кирпичников Л.А., Хариф М.И. Электроснабжение и электросети порта. Изд. 2-е, перераб. и доп. М.: Транспорт, 1975. - 192 с.*
3. *Дьяконов В.П. Справочник по алгоритмам и программам на языке Бейсик для персональных ЭВМ. Справочник. - М.: Наука, 1989. - 240 с.*
4. *Струнский Б.М. Руднотермические плавильные печи. М.: Металлургия, 1972. - 368 с.*

## **ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ПОРТОВОГО ГОРОДА: ЭФФЕКТИВНЫЕ КОНСТРУКТОРСКО- ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ПОРТОВЫХ СООРУЖЕНИЙ**

**М.П. Дубровский, М.Б. Пойзнер, А.В. Калюжный**

Одной из наиболее актуальных задач, реализуемых в современных подходах к проектированию, строительству и технической эксплуатации инфраструктуры морских портов, расположенных в пределах либо в непосредственной близости от крупных городов, является обеспечение экологической безопасности соответствующего мегаполиса.

При развитии и модернизации портов старой постройки, окруженных во многих случаях жилыми и промышленными городскими районами, эта задача становится приоритетной, а экологические требования – основными лимитирующими при формулировании технических заданий на проектирование и выполнение последующих работ.

Большой класс запроектированных и возведенных в последние годы морских причальных сооружений составляют специализированные нефтяные причалы для крупнотоннажных танкеров. Специальные требования к проектам нефтегаваней зачастую трудно выполнимы при их размещении в границах многих существующих портов, что обуславливает создание новых специализированных районов порта или рейдовых причалов. Поскольку причалы и их оборудование для налива нефти и нефтепродуктов являются одними из основных технических элементов, формирующих пропускную способность комплекса нефтебаза - нефтегавань по перевалке с суши на море, то обеспечение надежности их конструкций при максимально возможных эксплуатационных нагрузках является важным фактором безопасной эксплуатации всего комплекса [1].

Отмеченное обстоятельство играет возрастающую роль по мере развития морских нефтеперевозок, применения крупнотоннажных танкеров грузоподъемностью до 100 тыс. т и более, а также в связи с разработкой ряда автоматизированных систем налива или слива нефтегрузов [2]. К основным

преимуществам таких систем (по сравнению с традиционными шлангующими устройствами) следует отнести отказ от трудоемких работ по сопряжению шлангующих устройств с нефтяными магистральями танкеров, ускорение процесса отшланговки танкеров, повышение производительности переработки нефтегрузов, обеспечение герметизации устройств для закрытого налива без утечки нефтепродуктов, что исключает загрязнение как акватории порта, так и причального сооружения.

Наиболее целесообразна установка автоматизированных систем налива на причалах тех нефтебаз, где осуществляются массовые операции по перевалке нефтепродуктов. В то же время монтаж и эксплуатация устройств и оборудования автоматизированных систем налива нефти на причальных сооружениях требует ограничений на их деформации и допустимую неравномерность осадок вдоль и поперек нефтепричала.

При проектировании, строительстве либо реконструкции нефтепричалов следует также учитывать разницу в высоте надводного борта порожнего танкера и танкера с грузом (например, для танкера типа «София» водоизмещением 62,6 тыс. т разница осадок составляет 8,94 м, а для судна типа «Крым» водоизмещением 180 тыс. т - 13,7 м), обеспечение безопасности располагаемых на причале трубопроводов при аварийном угле подхода судна к причалу или превышении допустимой скорости подхода, снабжение нефтепричалов самоотдающимися швартовыми приспособлениями.

Важную роль в решении рассматриваемой проблемы играют оградительные сооружения, предохраняющие акваторию нефтегавани от проникновения ветровых волн и обеспечивающие заданные параметры взаимодействия пришвартованного танкера с причалом.

Таким образом, стабильность и безопасность процесса слива-налива нефти и нефтепродуктов в специализированных районах морских портов зависит (в части конструктивных решений гидротехнических сооружений) от степени надежности как причальных, так и оградительных сооружений. В то же время, при их проектировании важно учитывать экономический фактор. При составлении проекта гидротехнического сооружения (причального или оградительного) может быть предусмотрен существенный запас его прочности и устойчивости, обеспечивающий длительный срок службы конструкции и ее отдельных элементов. Однако еще до истечения этого срока вполне реальны обстоятельства (изменения типов обрабатываемых судов, специализация

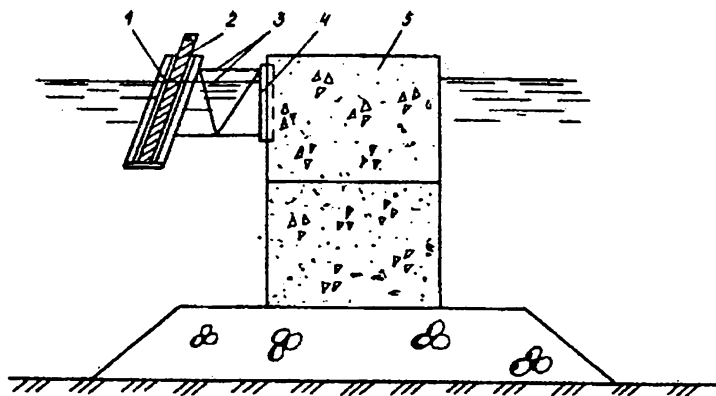
причалов и используемого оборудования, размещаемого на сооружении), вследствие которых необходима реконструкция причала или его конструктивных элементов. Следует также отметить, что с ускорением научно-технического прогресса в области создания высокопрочных и экономичных строительных элементов, новых экономичных материалов и изделий консервативность и недостаточная гибкость заложенных в проекте конструктивных решений могут стать тормозом повышения эффективности и экономичности эксплуатации гидротехнических сооружений нефтеперерабатывающих районов морских портов с одновременным обеспечением требуемых параметров их надежности.

Рассмотрим и проанализируем некоторые новые технические разработки, которые позволяют эффективно решить основные вопросы затронутой проблемы.

Перспективным принципом проектирования гидротехнических сооружений нефтегаваней являются разделение функций и дифференциация сроков службы их конструктивных элементов. На рис. 1 приведен поперечный разрез оградительного сооружения, где опорный элемент в виде массива 5 снабжен пространственным каркасом 7, в который свободно установлен волногасящий экран 2. Пространственный каркас соединен с опорным массивом посредством жестких связей 3, тыловые концы которых помещены в направляющие закладные детали 4, выполненные на лицевой грани массива 5. У тыловой, обращенной в сторону акватории, грани стенки осуществляются швартовка и обработка танкеров посредством шлангующих устройств со стендерами.

Снабжение опорного массива пространственным каркасом с возможностью свободной установки волногасящего экрана облегчает доступ к конструктивным элементам экрана и позволяет без привлечения специального оборудования высокой грузоподъемности менять вышедшие из строя в процессе эксплуатации элементы экрана на новые или отремонтированные. Кроме того, размещение тыловых концов жестких связей в направляющих закладных деталях позволяет заменять в процессе эксплуатации сооружения весь пространственный каркас со связями и установленным в нем волногасящим экраном (за счет свободы перемещения тыловых жестких связей вдоль направляющих закладных деталей опорного массива). Операции по замене волногасящего экрана либо пространственного каркаса со связями можно

осуществлять самоходным подъемным краном, располагаемым на сооружении, или плавучим краном с моря.

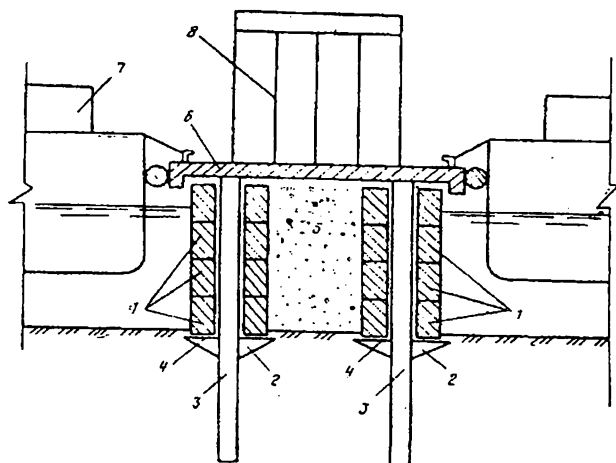


*Рис. 1. Конструктивная схема оградительного сооружения (поперечный разрез): 1 - пространственный каркас; 2 - волногасящий экран; 3 - жесткие связи; 4 - направляющие закладные детали; 5 - опорный массив*

Преимущества рассмотренной конструкции оградительного сооружения (по сравнению с традиционными молами и волноломами гравитационного типа) - снижение стоимости и улучшение условий эксплуатации благодаря упрощению и ускорению ремонтных и восстановительных работ (замена поврежденных блоков без вывода сооружения из строя), бесперебойное обслуживание судов у причальных сооружений. Здесь предусматривается разделение конструкции на стационарные элементы (опорные элементы, направляющие закладные детали) и сменные (в первую очередь - волногасящий экран, а также пространственный каркас с жесткими связями), срок службы которых дифференцирован. Так, срок службы стационарных элементов равен сроку службы всего сооружения, а срок службы сменных элементов составляет лишь его часть и определяется условиями эксплуатации данного элемента (в рассмотренном случае, например, интенсивностью волнового воздействия).

Новое конструктивное решение причального сооружения приведено на рис. 2. Причал состоит из железобетонных блоков 1, насаженных на свайные опоры 3, причем нижний блок установлен на жестко соединенные со сваями опорные элементы 4, подкрепленные ребрами жесткости 2. За стенкой выполнена

обратная засыпка песком 5 и устроено верхнее строение 6. Пришвартованные с обеих сторон пирса танкеры 7 обрабатываются установленными на причале шлангующими устройствами со стендерами 8. Установка нижних блоков на опорные элементы позволяет избежать передачи значительных вертикальных нагрузок на верхний (во многих практических случаях — слабый) слой основания за счет их восприятия свайной опорой, взаимодействующей с нижележащими слоями грунтов основания. Таким образом, отпадает необходимость возведения фундаментных плит либо каменных постелей, предназначенных для уменьшения давления на грунт. Кроме того, горизонтальная нагрузка в данной конструкции передается на свайные опоры в месте расположения опорных элементов, т. е. на уровне дна. Это связано с тем, что передача усилий на сваи происходит при реализации сил трения нижней поверхности блока, установленного на опорный элемент, по контактной поверхности последнего. Следовательно, по сравнению с традиционными решениями, где горизонтальная нагрузка передается на головы свайных опор, в рассматриваемом случае изгибающие моменты будут меньше (так как меньше плечи горизонтальных сил до соответствующих сечений свай), что повышает надежность нефтепричала и дает возможность приема и обработки танкеров большого дедвейта.



*Рис. 2. Нефтепричал (поперечный разрез): 1 - железобетонные блоки; 2 - ребра жесткости; 3 - засыпка; 4 - опорные элементы; 5 - грунтовая засыпка; 6 - верхнее строение; 7 - танкер; 8 - шлангующее устройство со стендерами*

На рис. 3 приведена оригинальная конструкция причальной набережной, состоящей из свайных опор 7, погруженных в грунтовое основание, между которыми размещена ограждающая конструкция, собранная из горизонтальных элементов 6. В тылу ограждающей конструкции выполнена обратная грунтовая засыпка 5 и смонтировано анкерное устройство из тяги 3 и плиты 4. Элементы 6 соединены между собой замковыми соединениями 8 в горизонтальной плоскости. Верхний элемент 6 подвешен к головам свай на гибких подвесках 5. Причал снабжен шлангующим устройством со стендерами 2, обеспечивающими слив-налив нефти из танкера 1. В качестве замковых соединений в железобетонных балочных элементах целесообразно использовать стандартные заготовки, применяемые в конструкции сварного шпунта зетового профиля, которые могут быть омоноличены как закладные детали в верхней и нижней гранях балочных элементов. Кроме того, ограждающая конструкция может быть составлена из стандартного металлического шпунта, но с расположением шпунтин не традиционно в вертикальной плоскости, а горизонтально. При приложении к ограждающей конструкции горизонтальных нагрузок она деформируется в вертикальной плоскости (за счет свободного поворота сечений в местах замковых соединений балочных элементов), поэтому сколько-нибудь значительных изгибающих моментов при работе стенки в этой плоскости возникать не будет. Преимуществами такой конструкции являются повышение эксплуатационных качеств причала (прогнозируемая схема работы сооружения, обеспечение грунто непроницаемости горизонтальных швов стенки, а следовательно, и увеличение надежности работы причала), упрощение технологии его монтажа (за счет производства монтажных работ укрупненными блоками, собранными из отдельных горизонтальных элементов ограждающей конструкции).

Одним из наиболее существенных факторов, влияющих на надежность эксплуатации нефтеперегрузочного оборудования, расположенного на поверхности причалов гравитационного типа, является неравномерность осадок смежных бетонных массивов и их столбов. Недопустимая неравномерность осадок приводит к возникновению усилий в конструктивных элементах нефтеперегрузочного оборудования, превышающих расчетные, и к выходу его из строя, что грозит как простоями судов, так и возможным загрязнением акватории порта разлившейся нефтью. Поэтому разработка и применение таких конструктивных решений причалов гравитационного типа, которые гаран-

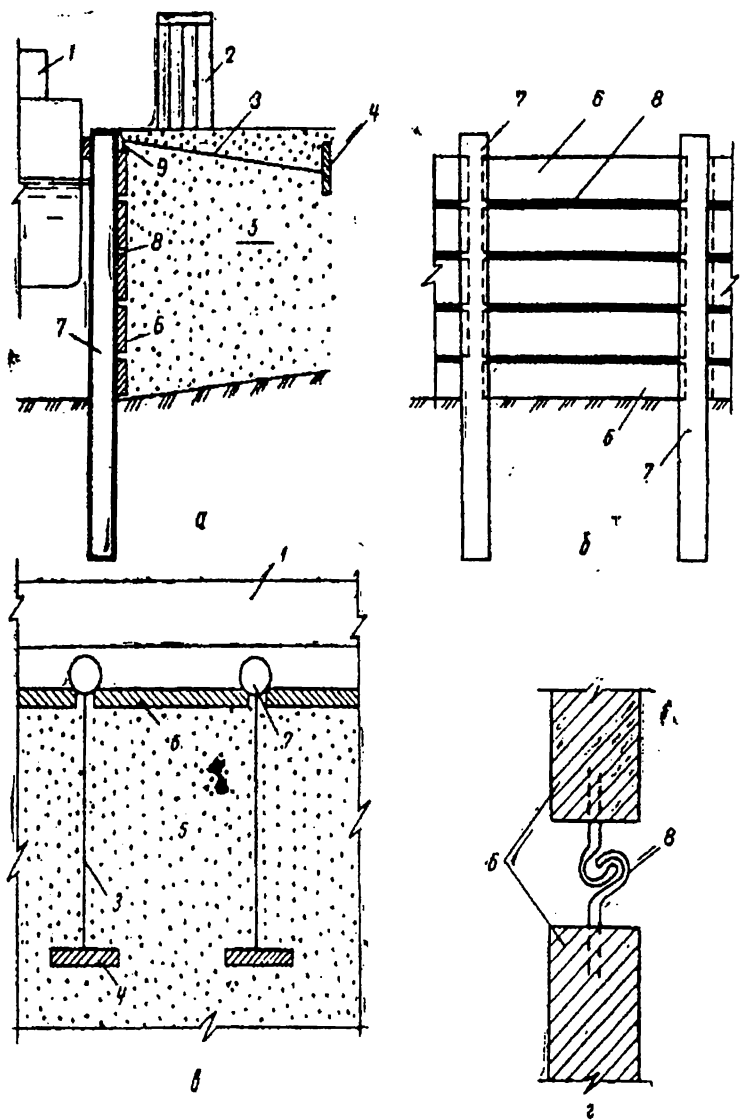


Рис. 3. Причальная набережная для обработки танкеров:  
 а - поперечный разрез; б - фасад; в - план; г - узел связи  
 "замок в замок"



тируют допустимую неравномерность осадок слагающих их массивов, - задача весьма актуальная. Рассмотрим два различных подхода к решению этой задачи, позволяющих достаточно просто и эффективно добиться требуемых условий эксплуатации нефтепричалов.

На рис. 4 показан фрагмент конструкции нефтепричала (вид с фасада или со стороны тыла сооружения), включающей массивы 1 трапециевидальной формы, установленные в столбы, в каждом из которых массивы соприкасаются только меньшими 9 либо большими 6 основаниями. В смежных столбах массивы соприкасаются наклонными параллельными гранями 4 или 5. Стенка установлена на каменную постель 7, под которой устроен щебеночный контр-фильтр 8. По верху стенки возведена железобетонная надстройка 2, на которой смонтировано нефтеперегрузочное оборудование 3. Если грунт в основании сооружения обладает высокой деформативностью либо к сооружению прикладывается сосредоточенная нагрузка, возможна осадка одного из столбов кладки относительно других. В данной конструкции обеспечен контакт между массивами смежных столбов и, следовательно, деформируемый столб при осадке передаст усилия (через контактирующие наклонные параллельные поверхности массивов) на смежные с ним столбы, те в свою очередь на соседние и так до затухания усилий. В результате вовлечения в работу по восприятию усилий группы соседних столбов сооружения осадка отдельного столба не произойдет, а осадка всей конструкции будет более равномерной, чем при кладке традиционными массивами прямоугольного сечения. Таким образом, снижается неравномерность осадок столбов сооружения, что, во-первых, повышает надежность их эксплуатации, а во-вторых, позволяет отказаться от выполнения дополнительных мероприятий для уменьшения напряжений в грунтовом основании (например, от устройства каменной постели увеличенной высоты).

Существенно повышает надежность работы расположенных на нефтепричале перегрузочных устройств конструкция сооружения, приведенная на рис. 5. Она включает каменную постель 5, укрупненные блоки из массивов 2 и верхнее строение 1. Массивы 2 выполнены с отверстиями 3, оси которых расположены в горизонтальной плоскости, параллельной продольной оси сооружения, и проходят через центры тяжести массивов. В них размещены жесткие цилиндрические элементы 4, проходящие через сквозные отверстия нескольких рядом стоящих массивов и объединяющие их в укрупненные бло-

ки. Соединительные цилиндрические элементы рассчитаны на работу на изгиб как в стадии монтажа укрупненных блоков, так и в период эксплуатации сооружения при неравномерной осадке смежных массивов одного укрупненного блока. В последнем случае за счет того, что соединительный элемент частично опирается на наименее просевшие (или на непросевшие) массивы блока и воспринимает нагрузку от зависших на нем просевших массивов этого же блока, происходит перераспределение вертикальных усилий между всеми массивами укрупненного блока, в результате чего усилия между отдельными массивами выравниваются. Это приводит к сглаживанию напряжений в каменной постели и грунтовом основании, а также к уменьшению неравномерности осадок сооружения. Этот эффект (помимо увеличения надежности работы причала и размещенного на нем оборудования) позволяет уменьшить высоту каменной постели и сократить затраты при возведении сооружения. Кроме того, объединение нескольких массивов в укрупненный блок ускоряет процесс возведения сооружения и упрощает его технологию.

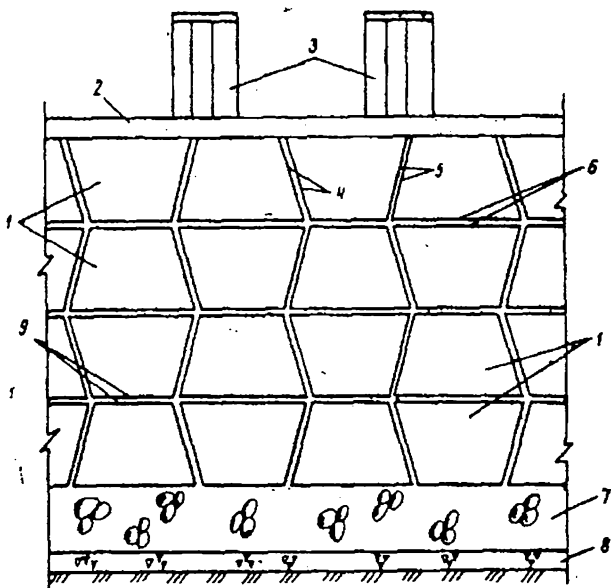


Рис. 4. Конструктивная схема нефтепричала из трапецеидальных бетонных массивов

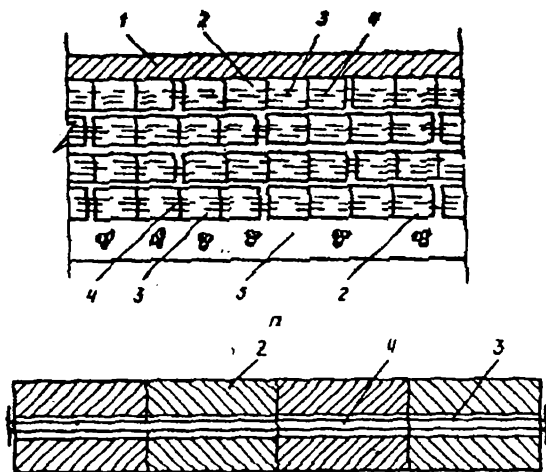


Рис. 5. Нефтепричал из укрепленных блоков: а - фасад;  
б - укрупненный блок

Внедрение в практику проектирования, строительства и реконструкции портовых гидротехнических сооружений рассмотренных конструкторско-технологических решений будет способствовать повышению безопасной эксплуатации нефтеперерабатывающих сооружений морских портов и прилегающих к ним мегаполисов в целом.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Михайлов А.А., Пойзнер М.Б. Проблемы усиления нефтепричалов и оборудования для перелива нефти в сейсмических районах// Экспресс-информация/ВНИИОЭНГ. Серия «Транспорт и хранение нефти и нефтепродуктов». Вып. 8. 1982.
2. Арутюнов С.А. Эксплуатация нефтебаз. - М.: Недра, 1983.
3. Пойзнер М.Б., Дубровский М.П. Обеспечение эксплуатационной безопасности морских причальных сооружений. «Разведка и разработка морских месторождений нефти и газа». Вып. 11. РГАСНТИ. М., 1989.

---

# **СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ**

---

УДК 689.12-8.004.5.001.5

## **ИНТЕРНЕТ-МОНИТОРИНГ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ АСПЕКТОВ ЕГО ЭКСПЛУАТАЦИИ**

**В.Г. Ивановский, Р.А. Варбанец, А.И. Сагайдак**

Система SC 1.0 позволяет осуществлять дистанционный мониторинг параметров работы судовой энергетической установки (СЭУ), а также мониторинг некоторых экологических аспектов эксплуатации судна и его безопасности.

SC 1.0 осуществляет хронологический контроль нагрузки и потребления топлива на различных режимах работы главных двигателей (ГД) за отчетный период. Запись данных о режимах работы ГД производится непрерывно в течение всего периода эксплуатации судна.

Кроме того, система предусматривает возможность записи и передачи следующих параметров: текущих координат судна; скорости по лагу и по GPS; заданных параметров работы ГД; крена судна; периода и амплитуды качки, а также вычисленной на основании постоянных замеров периода качки поперечной метацентрической высоты. Параметров, непосредственно связанных с охраной морской среды – моментов включения и выключения балластных насосов и насосов льяльных вод, данных о работе системы автоматического замера, регистрации и управления сбросом нефти (САЗАРИУС), моментов включения и выключения судовых инсинераторов и параметров их работы. Дополнительно в систему могут быть включены другие параметры (например некоторые параметры состояния груза).

Поперечная метацентрическая высота рассчитывается на основании данных замера периода качки, который снимается со специального датчика и осредняется за достаточно продолжительный период времени (не менее 10

колебаний судна). Замер времени осуществляется с помощью внутреннего таймера системы. Поперечная метацентрическая высота рассчитывается по известной формуле:

$$h = (cB/T_{\theta})^2$$

где  $h$  - метацентрическая высота [м];

$C$  - коэффициент, зависящий от типа судна и его загрузки (принимая равным значению коэффициента общей полноты судна);

$B$  - ширина судна [м];

$T_{\theta}$  - период бортовых колебаний [с].

Эта формула дает возможность оценить метацентрическую высоту по абсолютной величине. Разумеется, она не дает высокой точности, особенно при малых величинах метацентрической высоты, однако полученная точность вполне достаточна для целей настоящей разработки, так как дает объективное представление о степени опасности для судна. Постоянный расчет поперечной метацентрической высоты дает возможность получать ее текущие значения в течение всего морского перехода. Это особенно важно для судов, совершающих длительные переходы, а также для судов, меняющих параметры осадки и остойчивости в течение рейса (например, при смене балласта в водах открытого океана).

Таким образом, если в процессе морского перехода контролируемые параметры осадки или остойчивости изменятся, то это будет немедленно зафиксировано системой и данные попадут на сервер компании, что даст возможность персоналу компании вовремя оценить обстановку и принять необходимые меры.

Состав SC 1.0 и способ передачи информации: бортовая, интеллектуальная, закрытая база данных под управлением промышленного контроллера RCM2000 (Rabbit Semiconductor).

Считывание информации может производиться периодически в произвольное время или по завершении отчетного периода суперинтендантом компании на ПК (notebook) по RS-232 интерфейсу. В системе предусмотрена также автоматическая передача данных, как показано на рисунке 1.

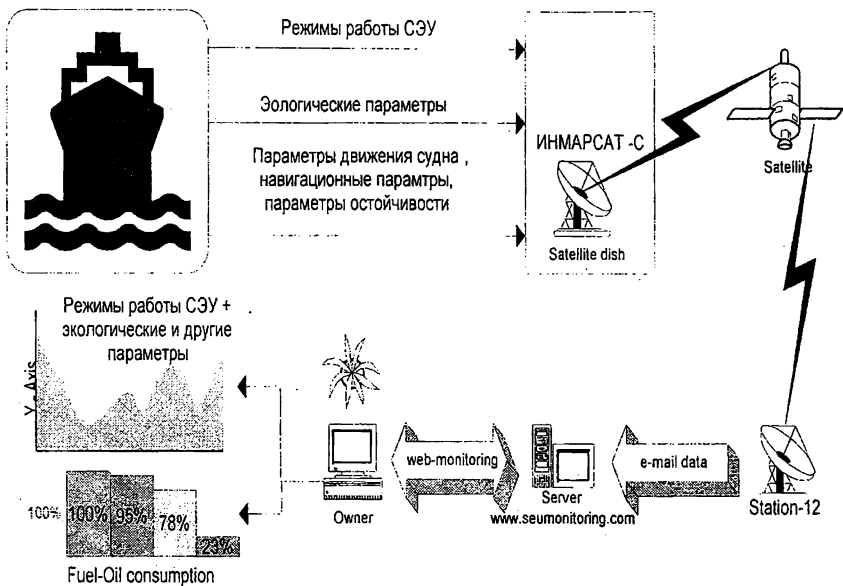


Рис.1. Схема передачи информации в системе SC

Внешнее программное обеспечение (ПО) DEPAS SC 1.0 (Windows 95/98/NT) устанавливается на сервере и на компьютерах соответствующих отделов компании.

ПО сервера накапливает данные записанные SC 1.0 и позволяет контролировать режимы работы ГД, нагрузку и расход топлива в течение отчетного периода (рис. 2). При получении информации о нагрузке ГД и расходе топлива используются данные сдаточных испытаний судна, либо перед установкой SC 1.0 проводятся контрольные испытания ГД с помощью системы DEPAS 2.34sp. Информация за отчетные периоды эксплуатации ГД различных судов накапливается в общей базе данных в топливном отделе, с возможностью проведения общего топливного анализа в течение любого выбранного периода эксплуатации судов (сутки, месяц, рейс, год и т.д.).

Аналогичным образом накапливаются и другие записанные данные, что

позволяет контролировать состояние остойчивости судна, а также факты и условия сброса различных жидкостей за борт.

Обработка переполнения базы данных осуществляется с помощью скользящей записи последнего периода эксплуатации. Предусмотрена защита по питанию и регистрации аварийных ситуаций эксплуатации системы.

Система позволяет контролировать параметры работы СЭУ, что даст возможность добиться регистрации фактических нагрузок ГД и расхода топлива. Данные о включении/выключении насосов сброса за борт различных веществ в совокупности с координатами судна позволят контролировать соблюдение правил сброса веществ в море. Постоянный контроль одного из основных параметров остойчивости – метацентрической высоты - позволит свести к минимуму вероятность неожиданной потери остойчивости судном, а, следовательно, и связанной с этим крупной аварии.

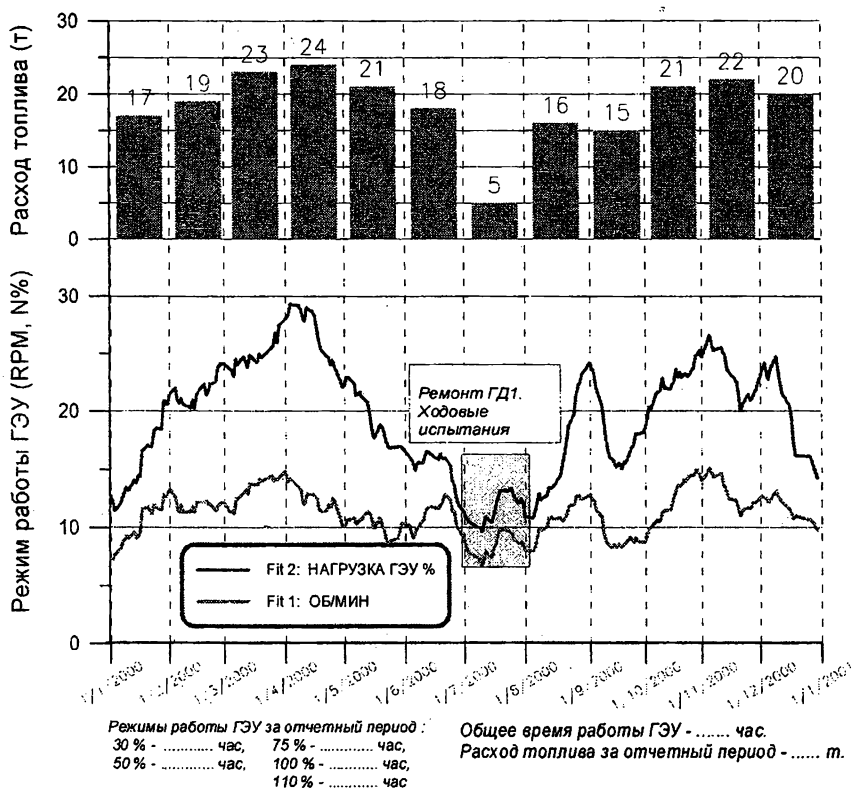


Рис.2. Пример распечатки отчетного периода работы ГЭУ за 2000 г. Графики (снизу-вверх): частота вращения КВ ГД, нагрузка ГД, расход топлива

# ОБОБЩЕННОЕ ОПИСАНИЕ МАНЕВРЕННЫХ РЕЖИМОВ ГРЕБНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ЭЛЕКТРОХОДОВ

В.А. Яровенко

Отличительной особенностью гребных электрических установок (ГЭУ) современных и перспективных электроходов является большое разнообразие возможных вариантов систем и схем электродвижения. Это усложняет сравнительный анализ режимов их работы, затрудняет выбор оптимального варианта компоновки ГЭУ применительно к конкретному типу судна. Возникает необходимость в создании унифицированного математического описания переходных и установившихся режимов работы ГЭУ, охватывающего все возможные варианты построения гребных электрических установок судов с электродвижением.

В состав гребной электрической установки электрохода входят: генераторы электрического тока –  $G$ ; преобразователи электроэнергии –  $C$ ; гребные электродвигатели –  $M$ .

1. В качестве источников электроэнергии используются электромашинные генераторы постоянного (ГПТ) и переменного (СГ) тока. При математическом описании процессов, происходящих в генераторах, исходим из следующих соображений [4].

Коэффициенты самоиндукции якорей генераторов постоянного тока сохраняют постоянные значения на протяжении маневров; щетки генераторов установлены на нейтрали и, как следствие этого, не учитываются продольная, поперечная и коммутационная реакции якоря; магнитная связь между обмотками якоря и возбуждения отсутствует.

Передача энергии от синхронного генератора к приемнику осуществляется первыми гармониками. Исходя из этого, реальный генератор заменяется источником эквивалентной синусоидальной э.д.с., а коммутационные процессы в преобразователе считаются кратковременными по сравнению с постоянными времени контуров генераторов. Тогда, для описания процессов, проис-



ходящих в генераторе, можно воспользоваться его упрощенной векторной диаграммой.

Математическое описание переходных режимов генератора зависит от типа преобразователя электроэнергии. В общем случае на выходе генератора может быть установлен: неуправляемый (НВ) или управляемый (УВ) выпрямитель; автономный инвертор тока (АИТ) или напряжения (АИН); преобразователь частоты со звеном постоянного тока (ПЧ) или непосредственный преобразователь частоты (НПЧ).

С учетом приведенных выше рассуждений, обобщенное математическое описание процессов, происходящих в генераторе электрического тока, можно представить в следующем виде:

момент сопротивления генератора первичному двигателю

$$M_G = K_{G1} \Phi_{0G} I_G \cos \psi_G + K_{G2} \frac{U_G^2}{f_G} \sin(2\theta_G), \quad (1)$$

где  $\Phi_{0G}$  – магнитный поток возбуждения;  $I_G$ ,  $U_G$ ,  $f_G$  – ток, напряжение, частота тока генератора;  $\psi_G$ ,  $\theta_G$  – углы сдвига фаз между вектором э.д.с. намагничивания  $E_{0G}$  и векторами, соответственно, тока  $I_G$  и напряжения  $U_G$ ;  $K_{G1}$ ,  $K_{G2}$  – постоянные коэффициенты.

Напряжение на выходе генератора

$$U_G = \frac{1}{\cos \theta_G} \left[ E_G - I_G (r_G \cos \psi_G + f_G x_G \sin \psi_G) - L_G \frac{d I_G}{dt} \right], \quad (2)$$

где  $E_G$  – продольная составляющая результирующей э.д.с.;  $r_G$  и  $x_G$  – активное и реактивное сопротивления якоря;  $L_G$  – индуктивность якоря.

Магнитный поток возбуждения  $\Phi_{0G}$ , определяемый характеристикой намагничивания генератора, можно представить в виде полинома

$$\Phi_{0G} = a_\Phi I_{VG} + b_\Phi I_{VG}^2 + c_\Phi I_{VG}^3, \quad (3)$$

где  $I_{VG}$  – ток возбуждения генератора;  $a_\Phi$ ,  $b_\Phi$  и  $c_\Phi$  – постоянные коэффициенты аппроксимирующего полинома.

Продольная составляющая результирующей э.д.с.

$$E_G = E_{0G} - E_a \sin \psi_G,$$

где  $E_{0G}$  – э.д.с. намагничивания  $E_{0G} = k_{G1} \omega_D \Phi_{0G}$ ;  $E_a$  – э.д.с. реакции якоря  $E_a = k_{G2} \omega_D \Phi_a$ ;  $\omega_D$  – угловая скорость вращения первичного двигателя.

Магнитный поток реакции  $\Phi_a = A_{G\Phi}(I_G)$  якоря определяется аналогично потоку намагничивания.

Углы  $\psi_G$ ,  $\theta_G$  и  $\varphi_G$  рассчитываются по соотношениям

$$\psi_G = \arccos \left( \frac{U_G \cos \varphi_G + I_G r_G}{E_{0G}} \right), \quad \theta_G = \psi_G - \varphi_G, \quad \varphi_G = \alpha_G + \frac{\gamma_G}{2},$$

где  $\alpha_G$  – угол управления вентилями преобразователя;  $\gamma_G$  – угол коммутации

$$\gamma_G = \arccos \left( \cos \alpha_G - \frac{2I_M x_G}{\sqrt{3}U_G} \right) - \alpha_G.$$

Как частный случай, при  $\theta_G = 0$  и  $\psi_G = 0$ , из соотношения (2) получается уравнение для генератора постоянного тока

$$U_G = E_G - I_G r_G - L_G \frac{dI_G}{dt}.$$

Ток генератора в общем случае можно записать в следующем виде:

$$I_G = K_{GI} \left| \frac{\sin \frac{\gamma_G}{2}}{\frac{\gamma_G}{2}} \right| \mu_c(t) I_M \frac{\cos \varphi_M}{\cos \varphi_G}, \quad (4)$$

где  $I_M$  – ток гребного электродвигателя;  $\cos \varphi_M$  и  $\cos \varphi_G$  – коэффициенты мощности гребного электродвигателя и генератора;  $\mu_c(t)$  – управляющий сигнал на входе преобразователя;  $K_{GI}$  – постоянный коэффициент.

В уравнении (4) коэффициент  $K_{GI}$  определяется конкретной схемой электродвижения

$$K_{GI} = \begin{cases} k_{ГД}, \text{ ГПТ} \\ \frac{4\sqrt{3}J_m}{2\sqrt{2}\pi}, \text{ при } \cos \varphi_M = 1, \cos \varphi_G = 1, \mu_C = 1, \text{ СГ с ВУ и ВН} \\ \frac{\sqrt{3}J_m}{2} \frac{1}{\cos(\pi/6 + \psi_0/2)}, \text{ при } \cos \varphi_M = 1, \cos \varphi_G = 1, \mu_C = 1, \text{ СГ с АИТ} \\ \frac{\sqrt{2}\pi}{4} \frac{1}{\cos(\pi/6 + \psi_0/2)}, \text{ при } \left| \frac{\sin \gamma_G/2}{\gamma_G/2} \right| = 1, \cos \varphi_M = 1, \cos \varphi_G = 1, \mu_C = 1, \text{ АИТ} \\ \frac{3\sqrt{3}J_m}{2\pi}, \text{ при } \cos \varphi_G = 1, \text{ СГ и АИН} \\ \frac{3\sqrt{2}}{4}, \text{ при } \left| \frac{\sin \gamma_G/2}{\gamma_G/2} \right| = 1, \cos \varphi_G = 1, \text{ АИН} \\ \frac{m_2}{m_1} K_{C1}, \text{ при } \left| \frac{\sin \gamma_G/2}{\gamma_G/2} \right|, \text{ НПЧ} \end{cases}$$

где  $k_{ГД}$ ,  $K_{C1}$  – постоянные коэффициенты;  $J_m$  – коэффициент, зависящий от схемного решения преобразователя электроэнергии;  $m_1$  и  $m_2$  – число фаз на входе и на выходе НПЧ.

Тогда, ток генератора, применительно к конкретным схемам электро-движения, можно записать в виде

$$I_G = \begin{cases} k_{ГД} I_M, & \text{ГПТ} \\ \frac{4\sqrt{3}J_m}{2\sqrt{2}\pi} \left| \frac{\sin \gamma_G/2}{\gamma_G/2} \right| I_M, & \text{СГ - НВ(УВ)} \\ \frac{\sqrt{3}J_m}{2} \frac{1}{\cos(\pi/6 + \psi_0/2)} \left| \frac{\sin \gamma_G/2}{\gamma_G/2} \right| I_M, & \text{СГ - АИТ - В} \\ \frac{\sqrt{2}\pi}{4} \frac{1}{\cos(\pi/6 + \psi_0/2)} I_M, & \text{СГ - АИТ} \\ \frac{3\sqrt{2}}{4} \mu_C(t) I_M \cos \varphi_M, & \text{СГ - АИН} \\ \frac{3\sqrt{3}J_m}{2\pi} \left| \frac{\sin \gamma_G/2}{\gamma_G/2} \right| \mu_C(t) I_M \cos \varphi_M, & \text{СГ - АИН - В} \\ \frac{m_2}{m_1} K_{C1} \mu_C(t) I_M \frac{\cos \varphi_M}{\cos \varphi_G}, & \text{СГ - НПЧ} \end{cases}$$

2. Преобразователь электроэнергии при расчетах маневренных режимов работы можно рассматривать как безинерционное звено, не учитывая протекающие в нем электромагнитные процессы, пренебрегая потерями энергии на вентилях, полагая, что ток на выходе преобразователя непрерывен, а сам он не выходит за область нормальных нагрузок [4]. В этом случае напряжение на выходе преобразователя  $U_M$  связано с входным напряжением  $U_G$  следующим образом:

$$U_M = K_C \mu_C(t) U_G, \quad (5)$$

где  $K_C$  - постоянный коэффициент, зависящий от типа преобразователя и от схемного его решения

$$K_C = \begin{cases} K_B \frac{\sin(\pi/m_\Pi)}{(\pi/m_\Pi)}; \text{ ВУ и ВН} \\ K_{\text{ИТ}} \frac{1}{\cos(\alpha_3/2)}; \text{ АИТ} \\ K_{\text{ИН}} \frac{1}{\pi} \frac{\sin(\pi/3)}{\sin(2\pi/K_{\text{ЛН}})}; \text{ АИН с ШИР} \\ 1; \text{ АИН с ШИМ} \\ \sin(\pi/m_\Pi)/(\pi/m_\Pi), \text{ НПЧ} \\ K_{\text{ИВ}} (\sin(\pi/m_\Pi)/(\pi/m_\Pi)), \text{ инвертор, ведомый сетью} \end{cases} \quad (6)$$

$K_B, K_{\text{ИТ}}, K_{\text{ИН}}, K_{\text{ИВ}}$  - постоянные коэффициенты, определяемые типом преобразователя;  $m_\Pi$  - число фаз на выходе преобразователя;  $\alpha_3$  - угол задержки в АИТ между положительными и отрицательными полуволнами выходного напряжения;  $K_{\text{ЛН}}$  - число импульсов в кривой выходного напряжения АИН с ШИР.

Управляющий сигнал  $\mu_C(t)$  на входе преобразователя

$$\mu_{\text{SE}}(t) = \begin{cases} \cos \alpha_G; \text{ ВУ} \\ 1; \text{ ВН} \\ \frac{1}{\cos \beta_{\text{И}}}; \text{ АИТ} \\ \sin \frac{\theta_{\text{ИР}}}{2}; \text{ ШИР} \\ \frac{\theta_{\text{max}}}{T_K}; \text{ ИН с ШИМ} \\ \mu_C(t); \text{ НПЧ} \\ \cos \beta_{\text{ИВ}}; \text{ Инвертор, ведомый сетью} \end{cases} \quad (7)$$

где  $\beta_{\text{И}}$  - угол опережения АИТ;  $\theta_{\text{ИР}}$  - длительность импульсов у ИН с ШИР;  $\theta_{\text{max}}$  - максимальная ширина импульсов ИН с ШИМ;  $T_K$  - период квантования ИН с ШИМ;  $\beta_{\text{ИВ}}$  - угол опережения инвертора, ведомого сетью.

С учетом (6) и (7), напряжение на выходе преобразователя для конкретных схем электродвижения можно представить как частный случай уравнения (5)

$$U_M = \begin{cases} K_B \frac{\sin(\pi/m_{\Pi})}{(\pi/m_{\Pi})} U_G \cos \alpha_G; \text{ ВУ} \\ K_B \frac{\sin(\pi/m_{\Pi})}{(\pi/m_{\Pi})} U_G; \text{ ВН} \\ K_{\text{ИТ}} \frac{1}{\cos \frac{\alpha_3}{2}} U_G \frac{1}{\cos \beta_{\text{И}}}; \text{ АИТ} \\ K_{\text{ИН}} \frac{1}{\pi} \frac{\sin \frac{\pi}{3}}{\sin \frac{2\pi}{3K_{\text{ЛН}}}} U_G \sin \frac{\theta_{\text{ИР}}}{2}; \text{ АИН с ШИР} \\ U_G \frac{\theta_{\text{max}}}{T_K}; \text{ АИН с ШИМ} \\ \frac{\sin(\pi/m_{\Pi})}{(\pi/m_{\Pi})} U_G \mu_c(t); \text{ НПЧ} \\ K_B \frac{\sin(\pi/m_{\Pi})}{(\pi/m_{\Pi})} U_G \cos \beta_{\text{ИВ}}; \text{ Ведомый сетью инвертор} \end{cases}$$

3. В качестве гребных электродвигателей на электроходах могут устанавливаться двигатели постоянного тока, асинхронные при частотном управлении, синхронные и вентильные. При математическом описании переходных процессов в гребных электродвигателях предполагаем следующее.

Для двигателей постоянного тока (ДПТ) принимаются те же допущения, что и для генераторов постоянного тока (см. ранее).

В основе описания асинхронного электродвигателя (АД) при частотном управлении лежит его классическая схема замещения. Напряжение на зажимах статора считается синусоидальным, насыщение стали машины не учитывается, распределение потока по дуге воздушного зазора принимается синусоидальным, потери в стали в статоре учитываются приближенно, а в роторе не учитываются [1].

При математическом описании переходных процессов в вентильных гребных электродвигателях (ВЭД), в основе которых лежат синхронные двигатели

ли (СД), предполагается, что ротор машины снабжен специальной демпферной обмоткой, сверхпереходные индуктивности незначительно отличаются от индуктивностей рассеяния обмоток якоря, выпрямленный ток двигателя сглажен и в процессе коммутации изменяется линейно, коэффициент реакции якоря находится по общепринятой методике [2].

В общем случае, математическое описание переходных и установившихся режимов работы гребного электродвигателя имеет следующий вид:

уравнение движения ГЭД

$$J_M \frac{d\omega_M}{dt} = \begin{cases} M_M - M_p - M_{TM}, & \text{для ДПТ, АД, ВЭД} \\ J_M \frac{2\pi 60}{p_M} \frac{df_M}{dt}, & \text{для СД} \end{cases} \quad (8)$$

где  $J_M$  – приведенный к валу гребного электродвигателя момент инерции ротора, валопровода и гребного винта с присоединенными массами воды;  $\omega_M$  – угловая скорость вращения гребного электродвигателя;  $M_M$  – движущий момент гребного электродвигателя;  $M_p$  – момент сопротивления гребного винта;  $M_{TM}$  – суммарный момент сил трения;  $f_M$  – частота питающего напряжения;  $p_M$  – число пар полюсов обмотки ГЭД.

Движущий момент

$$M_M = \begin{cases} K_{M1} \Phi_M I_M K_M^{in} \cos \varphi_{2M}, & \text{для ДПТ, АД, ВЭД} \\ M_p + M_{TM} + \frac{2\pi 60}{p_M} J_M \frac{df_M}{dt}, & \text{для СД} \end{cases} \quad (9)$$

где  $K_{M1}$  – постоянный коэффициент;  $\Phi_M$  – магнитный поток ГЭД;  $K_M^{in}$  – коэффициент инвертирования;  $\cos \varphi_{2M}$  – коэффициент мощности ротора.

Принцип работы синхронных гребных электродвигателей (СД) при частотном управлении отличается от принципа работы остальных типов ГЭД. Угловая скорость вращения ротора СД определяется частотой  $f_M$  питающего двигателя напряжения, т.е. электродвигатель работает без скольжения. Этот факт и нашел отражение в формулах (8) и (9).

Магнитный поток ГЭД

$$\Phi_M = \begin{cases} A_{M\Phi}(I_{VM}) \sum F_{MV}, & \text{ДПТ, СД} \\ \sum A_{M\Phi}(I_{VM}) \sqrt{\left[ F_{MV} - K_{Md} F_{Ma} \sin\left(\theta_{MK} + \delta_M^{in} + \frac{\gamma_M}{2}\right) \right]^2 +} \\ + \left[ K_{Mq} F_{Ma} \cos\left(\theta_{MK} + \delta_M^{in} + \frac{\gamma_M}{2}\right) \right]^2, & \text{ВЭД} \\ \frac{U_M}{c_{1M}} \gamma \frac{\sqrt{x_{2M}'^2 + r_{2M}'^2} / \beta_M^2}{\sqrt{(b_M^2 + c_M^2 \alpha^2) + (d_M^2 + e_M^2 \alpha^2) \frac{r_{2M}'^2}{\beta_M^2} + 2r_{1M} \alpha \frac{r_{2M}'}{\beta_M}}}, & \text{АД} \end{cases} \quad (10)$$

где  $A_{M\Phi}(I_{VM})$  – полиномиальная зависимость вида (3);  $F_{MV}$  – магнитодвижущая сила возбуждения;  $I_{MV}$  – ток в обмотке возбуждения;  $K_{Md}$  – коэффициент формы поля поперечной реакции якоря;  $F_{Ma}$  – магнитодвижущая сила реакции якоря;  $\theta_{MK}$  – угол реакции якоря между векторами э.д.с. холостого хода и коммутирующей;  $\delta_M^{in}$  – угол запаса инверторного режима;  $\gamma$  – относительное значение питающего двигателя напряжения;  $K_{Mq}$  – коэффициент формы поля продольной составляющей реакции якоря;  $\alpha$  – относительная частота тока статора;  $U_M$  – напряжение на входе двигателя;  $c_{1M}$  – постоянный коэффициент;  $r_{2M}'$ ,  $x_{2M}'$  – приведенные активное и реактивное сопротивления ротора;  $\beta_M$  – абсолютное скольжение ротора;  $b_M$ ,  $c_M$ ,  $d_M$ ,  $e_M$  – постоянные коэффициенты частотно-управляемого ГЭД;  $r_{1M}$  – активное сопротивление статора.

Ток двигателя

$$I_M = \begin{cases} \frac{U_M - c_{EM} \Phi_M \omega_M}{r_{1M}}, & \text{ДПТ} \\ \frac{U_M - c_{EM} \Phi_M K_M^{in} \omega_M}{1,85 r_{1M}}, & \text{ВЭД} \\ \frac{\sqrt{E_{0M}^2 + U_M^2 - 2U_M E_{0M} \cos \theta_M}}{x_{Md}^2}, & \text{СД} \\ \frac{U_M \gamma}{\sqrt{(b_M^2 + c_M^2 \alpha^2) + (d_M^2 + e_M^2 \alpha^2) \frac{r_{2M}'^2}{\beta_M^2} + 2r_{1M} \alpha \frac{r_{2M}'}{\beta_M}}}, & \text{АД} \end{cases} \quad (11)$$

где  $c_{EM}$  – постоянный коэффициент;  $E_{0M}$  – э.д.с. намагничивания синхронного

ГЭД;  $\theta_M$  - угол нагрузки синхронного ГЭД;  $x_{Md}$  - синхронное индуктивное сопротивление явнополюсной синхронной машины по поперечной оси.

Коэффициент инвертирования

$$K_M^{in} = \begin{cases} 1, & \text{ДПТ, АД, СД} \\ \frac{3}{\pi} \cos \left( \delta_M^{in} + \frac{\gamma_{МК}}{2} \right) \cos \frac{\gamma_{МК}}{2}, & \text{ВЭД} \end{cases}, \quad (12)$$

где  $\gamma_{МК}$  - угол машинной коммутации.

Коэффициент мощности на входе двигателя

$$\cos \varphi_{1M} = \begin{cases} 1, & \text{ДПТ} \\ \cos \left( \delta_M^{in} + \frac{\gamma_{МК}}{2} \right), & \text{ВЭД} \\ \cos \left( \arctg \frac{U_M - E_{0M} \cos \theta_M}{E_{0M} \sin \theta_M} \right), & \text{СД} \end{cases} \frac{b_M^2 \beta_M / r_{2M}' + d_M^2 r_{2M}' / \beta_M + r_{1M} \alpha}{\sqrt{\left[ (b_M^2 + c_M^2 \alpha^2) + (d_M^2 + e_M^2 \alpha^2) r_{2M}' / \beta_M + 2r_{1M} \alpha \right] \left( \frac{b_M \beta_M}{r_{2M}'} + \frac{d_M^2 r_{2M}'}{\beta_M} \right)}}$$

Коэффициент мощности ротора

$$\cos \varphi_{2M} = \begin{cases} 1, & \text{ДПТ, ВЭД, СД} \\ \frac{r_{2M}' / \beta_M}{\sqrt{x_{2M}'^2 + r_{2M}'^2 / \beta_M^2}}, & \text{АД} \end{cases}$$

Э.д.с. намагничивания  $E_{0M}$ , магнитодвижущие силы обмотки возбуждения  $F_{MV}$  и реакции якоря  $F_{Ma}$  рассчитываются по соотношениям, аналогичным тем, которые приведены для генераторов электроэнергии.

Угол реакции якоря  $\theta_{МК}$  между векторами э.д.с. холостого хода и коммутирующей

$$\theta_{МК} = \begin{cases} \arctg \left( \frac{F_{Ma}}{F_{MV}} \right), & \text{для неявнополюсного ВЭД} \\ \arctg \left( \frac{K_{Mq} F_{Ma}}{F_{MV}} \right) & \text{для явнополюсного ВЭД} \end{cases}$$

Угол нагрузки синхронного ГЭД  $\theta_M$  находится решением уравнения

$$M_M = \frac{m_M E_{0M} U_M}{\omega_M x_{MD}} \sin \theta_M + \frac{m_M U_M^2}{2\omega_M} \left( \frac{1}{x_{Mq}} - \frac{1}{x_{Md}} \right) \sin(2\theta_M),$$

где  $x_{Mq}$  - синхронное индуктивное сопротивление явнополюсной синхронной



машины по продольной оси.

Угол машинной коммутации ВЭД

$$\gamma_{MK} = \beta_M^{in} - \delta_M^{in}; \quad \delta_M = \arccos \left( \frac{2 I_M L_{MK}}{c_{EM} \Phi_M} + \cos \beta_M^{in} \right)$$

где  $\beta_M^{in}$  – угол управления машинной коммутации;  $L_{MK}$  – коммутационная индуктивность фазы двигателя.

Постоянные коэффициенты асинхронного частотно-управляемого ГЭД рассчитываются по известным [1] соотношениям:

$$b_M = r_{1M} (1 + \tau_{2M}); \quad c_M = x_{1M} (1 + \tau_{2M}) + x'_{2M}; \quad d_M = (\tau_{1M} / x_{1M}) r_{1M}; \\ e_M = 1 + \tau_{1M},$$

где  $\tau_{1M}$  и  $\tau_{2M}$  – коэффициенты рассеяния;  $x_{1M}$  – индуктивное сопротивление статора ГЭД;  $x_{0M}$  – индуктивное сопротивление намагничивания.

Ток в обмотке возбуждения ГЭД определяется как

$$L_{MV} \frac{d I_{MV}}{dt} + r_{MV} I_{MV} = E_{MV},$$

где  $L_{MV}$  – индуктивность обмотки возбуждения ГЭД;  $r_{MV}$  – активное сопротивление обмотки возбуждения;  $E_{MV}$  – э.д.с. на выходе возбудителя ГЭД.

Момент сопротивления гребного винта можно представить в виде [3]

$$M_P^0 = M_{D0} \left[ a_{21} \left( \frac{\omega_p}{\omega_{p0}} \right)^2 + b_{21} \left( \frac{\omega_p}{\omega_{p0}} \right) \left( \frac{v_e}{v_0} \right) + c_{21} \left( \frac{v_e}{v_0} \right)^2 + a_M \left( \frac{v}{v_0} \right)^2 t g^2 \alpha_{ск} \right],$$

где  $\omega_p$  – угловая скорость вращения винта;  $v_e$  – скорость натекания воды на винт;  $\alpha_{ск}$  – угол скоса потока воды;  $a_{21}$ ,  $b_{21}$ ,  $c_{21}$ ,  $a_M$  – коэффициенты, постоянные на отдельных этапах изменения  $\omega_p$  и  $v$ .

Уравнения системы управления связывают сигналы  $U_{yi}$ , подаваемые на входы системы управления, с напряжением на выходе соответствующего канала регулирования. В общем случае эта связь имеет следующий вид :

$$A_{Kr}(t) (U_{вых})_{Kr} = K_{Kr}^{CS} \sum_i K_i^{CS} (U_{Ui} - U_{3i}),$$

где  $K$  – объект управления;  $r$  – управляемый параметр;  $A_{kr}$  – функциональная зависимость управляющих устройств регуляторов от времени, включая производную;  $(U_{вых})_{Kr}$  – управляющий сигнал на входе  $K$ -го объекта по  $r$ -му параметру;  $K_{Kr}^{CS}$  – коэффициент усиления по  $r$ -му параметру управления  $K$ -го объекта;  $U_{Ui}$  – напряжения сигналов управления и корректирующих связей;

$U_{3i}$  - напряжения сравнения (отсечки);  $K_i^{CS}$  - коэффициент усиления по  $i$ -му управляющему сигналу.

Гребная электрическая установка является составной частью единого судового пропульсивного комплекса. Помимо ГЭУ в него входят первичные двигатели, гребные винты и корпус судна.

Движение первичного двигателя описывается уравнением

$$J_D \frac{d\omega_D}{dt} = (M_D - M_G - M_{TM}),$$

где  $J_D$  - приведенный к валу двигателя момент инерции вращающихся частей двигателя и генератора;  $M_D$  - вращающий момент первичного двигателя;  $M_G$  - момент сопротивления генератора;  $M_{TM}$  - момент сил трения.

Движущий момент первичного двигателя удобно представить в относительных единицах  $M_D^0 = M_D / M_{D0}$ , как это сделано в работе [3], следующими приближенными зависимостями

$$M_D^0 = \begin{cases} \xi_D^0 \frac{1 + (\omega_{DP}^0 - \omega_D^0) \beta_D}{1 + (\omega_{DP}^0 - 1) \beta_D} & \text{при } \omega_D^0 \leq \psi_D^0 \omega_{DP}^0, \frac{1}{\omega_{DP}^0} \leq 1; \\ \frac{[1 + \omega_{DP}^0 (1 - \psi_D^0) \beta_D] \left[ \frac{c_{DP}^0 \omega_D^0}{\psi_D^0 \omega_{DP}^0} + \xi_D^0 - 1 \right]}{1 + (\omega_{DP}^0 - 1) \beta_D} & \text{при } \psi_D^0 \omega_{DP}^0 < \omega_D^0 \leq \frac{\xi_D^0 (c_{DP}^0 - 1) + 1}{\frac{1}{\omega_{DP}^0}}, \frac{1}{\omega_{DP}^0} \leq 1; \\ \xi_D^0 \frac{[1 + (\omega_{DP}^0 - \omega_D^0) \beta_D] (c_{DP}^0 - 1)}{c_{DP}^0 - \frac{1}{\omega_{DP}^0}} & \text{при } \omega_D^0 \leq \psi_D^0 \omega_{DP}^0, \frac{1}{\omega_{DP}^0} > 1; \\ \frac{[1 + \omega_{DP}^0 (1 - \psi_D^0) \beta_D] \left[ (\xi_D^0 - 1) (c_{DP}^0 - 1) + c_{DP}^0 - \frac{\omega_D^0}{\psi_D^0 \omega_{DP}^0} \right]}{c_{DP}^0 - \frac{1}{\omega_{DP}^0}} & \psi_D^0 \omega_{DP}^0 < \omega_D^0 \leq \frac{\xi_D^0 (c_{DP}^0 - 1) + 1}{\frac{1}{\omega_{DP}^0}}, \frac{1}{\omega_{DP}^0} > 1, \end{cases}$$

где  $\xi_D^0$  - относительная подача теплоносителя;  $\psi_D^0$  - относительная степень затяжки пружины регулятора;  $\beta_D$  - тангенс угла наклона внешней характеристики двигателя;  $c_{DP}$  - коэффициент степени неравномерности регулятора;  $\omega_D^0 = \omega_D / \omega_{D0}$  - относительная угловая скорость вращения первичного двигателя;  $\omega_{DP}$  - угловая скорость, на которую настроен регулятор.

Движение судна по прямолинейной траектории описывается уравнением

$$(m + \lambda_{11}) \frac{dv}{dt} = P_P - P_X,$$

где  $P_P$  – полезный суммарный упор гребных винтов

$$P_P = P_{P0} \left[ a_{11} \left( \frac{\omega_P}{\omega_{P0}} \right)^2 + b_{11} \left( \frac{\omega_P}{\omega_{P0}} \right) \left( \frac{v_e}{v_0} \right) + c_{11} \left( \frac{v_e}{v_0} \right)^2 + a_P \left( \frac{v}{v_0} \right)^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_{\text{ск}} \right];$$

$R_X$  – сила сопротивления воды движению судна;  $m$  и  $\lambda_{11}$  – масса судна и присоединенные массы воды вдоль продольной оси судна;  $v$  – скорость движения электрохода.

Представленное математическое описание является общим для электроходов с самыми различными типами гребной электрической установки. С его помощью можно проводить всесторонний анализ маневренных режимов работы судов с электродвижением. В качестве примера, на рис. 1 приведены законы изменения во времени режимных показателей гребной электрической установки электрохода с асинхронными частотно-управляемыми гребными электродвигателями.

Объектом исследования выбран дизель-электроход «Капитан Измайлов» с условием замены его гребных электродвигателей постоянного тока на частотно-управляемые ГЭД. Помимо перечисленных выше режимных показателей, на рис. представлены также зависимости во времени: мощности тепловых двигателей  $P_D = M_D \omega_D$ , затрат топлива  $W$  и пройденного судном пути  $X_1$ . Относительной единице по оси ординат соответствуют:  $\omega_D = 78,5 \text{ с}^{-1}$ ;  $U_G = 400 \text{ В}$ ;  $I_M = 1206 \text{ А}$ ;  $M_P = 10840 \text{ Нм}$ ;  $v = 7 \text{ м/с}$ ;  $W = 30 \text{ о.е. (относительных единиц)}$ ;  $P_D = 1100 \text{ кВт}$ ;  $I_G = 1800 \text{ А}$ ;  $M_M = 10840 \text{ Нм}$ ;  $\omega_M = 25,12 \text{ с}^{-1}$ ;  $X_1 = 517 \text{ м}$ . Одно деление по оси времени соответствует 7,4 с.

Как видно из рисунка, разработанное математическое описание позволяет проводить исследования поведения гребных электрических установок и остальных элементов пропульсивных комплексов электроходов на маневрах. Используемый при этом единый математический аппарат открывает широкие возможности проведения сравнительного анализа поведения пропульсивных комплексов на маневрах, способствует обоснованному выбору наилучшего варианта конструкторского решения при проектировании судов с электродвижением.

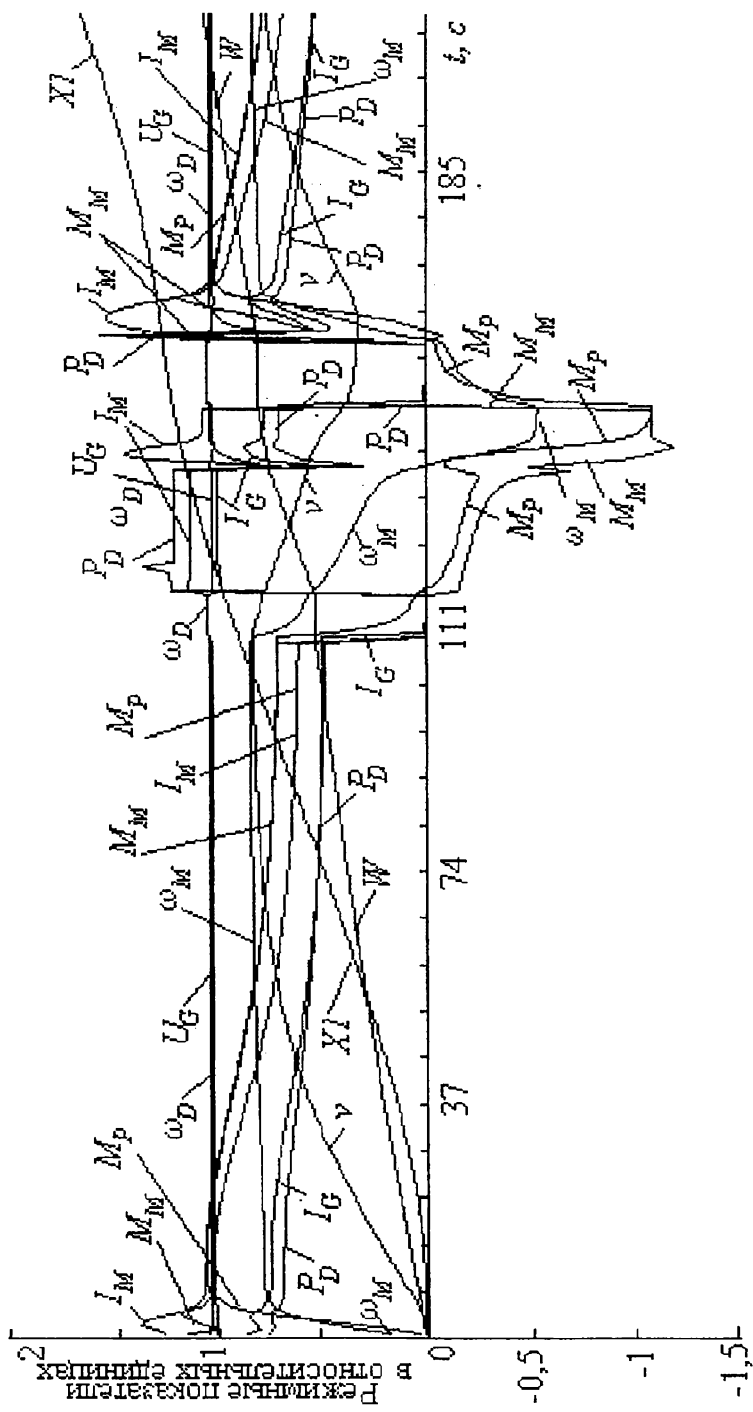


Рис. Законы изменения во времени режимных показателей ГЭУ

## ЛИТЕРАТУРА

1. Булгаков А.А. Частотное управление асинхронными электродвигателями. - М.: Наука, 1966. - 282 с.
2. Вентильные двигатели и их применение на подвижном составе / Б.А. Тихменев, Н.Н. Горин, В.А. Кучумов, В.А. Сенаторов / Под ред. Б.Н. Тихменева. - М.: Транспорт, 1976. - 279 с.
3. Небеснов В.И. Вопросы совместной работы двигателей винтов и корпуса судна. - Л.: Судостроение, 1965. - 247 с.
4. Основы проектирования гребных электрических установок / Н.А. Кузнецов, П.В. Куропаткин, А.Б. Хомяков / Под ред. Н.М. Хомякова. - Л.: Судостроение, 1972. - 655 с.

## ЦИФРОВАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ГАЗОЖИДКОСТНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКОЙ

**В.В.Вычужанин**

Для автоматического регулирования и логического управления криогенной гелиевой газожидкостной установкой предлагается использовать однокристалльную микро-ЭВМ (МК-51), дополненную пультом настройки ПН, блоком питания БП, усилителями мощности УМ1-УМ5 (рис.1). Объект управления (ОУ) – газожидкостная криогенная установка, в которой в качестве рабочего вещества использована многокомпонентная смесь криогена (гелия) и высококипящего компонента. Установка предназначена для ускорительно-накопительного комплекса, в котором реализуется явление сверхпроводимости. Устройство управления построено на базе однокристалльной микро-ЭВМ К1816ВЕ 51, включающей в себя, помимо процессора, два 16-разрядных таймера, 4 порта ввода - вывода, внутреннее ПЗУ команд и память данных. Работа системы управления осуществляется по алгоритму рис. 2. Предусматривается выполнение контрольных, вычислительных и логических функций, передача сигналов управления на исполнительные устройства. На рис.3 представлена графическая схема функционирования устройства управления. Текущее значение холодопроизводительности  $Q$  вычисляется в микро-ЭВМ по преобразованным данным, поступающим с расходомеров 10,13 и датчиков температуры 7,9 (рис. 1). Требуемая температура рабочего вещества в рабочем режиме  $T_0$  определяется минимально возможным значением температуры смеси в фазоразделителе для пускового периода. При  $Q_0 < Q$  (положения регулирующих органов исполнительных устройств ИУ1-ИУ3 устанавливается в соответствии с алгоритмом рис.2) меняется направление потока высококипящего компонента - он подается в систему или ресивер-накопитель. Это позволяет изменять валовый состав смеси и холодопроизводительность установки. Регулирующие органы устройств ИУ4 и ИУ5 закрыты во время выхода установки на пусковой режим ( $T \leq T_0$ ,  $T$  - текущая температу-

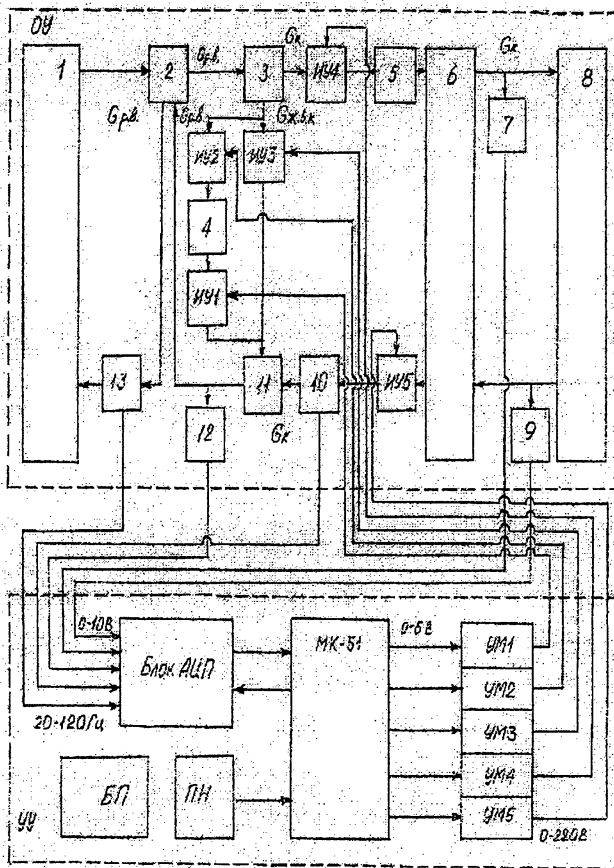


Рис.1. Структурная схема системы управления криогенной установкой: 1-многоступенчатый компрессорно-конденсаторный агрегат; 2-теплообменник; 3-фазоразделитель; 4-ресивер-накопитель; 5-блок адсорберов; 6-теплообменник; 7,9-датчики температуры потока криоагента; 8-потребитель холода; 10-расходомер потока криоагента; 11-смеситель; 12-датчик температуры потока рабочего вещества; 13-расходомер рабочего вещества; исполнительные устройства на трубопроводах подачи: ИУ 1, ИУ 2-высококипящего жидкого компонента; ИУ3-высококипящего жидкого компонента из прямого потока в обратный; ИУ4, ИУ5-криоагента;  $G_{p.c.}$  -расход рабочего вещества( смеси);  $G_{ж.в.к.}$  -расход высококипящего жидкого компонента;  $G_k$  -расход криоагента

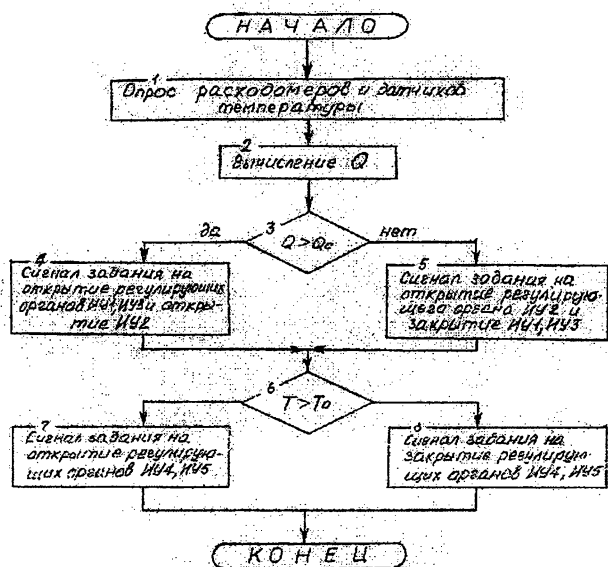


Рис.2. Блок-схема формирования управляющих воздействий

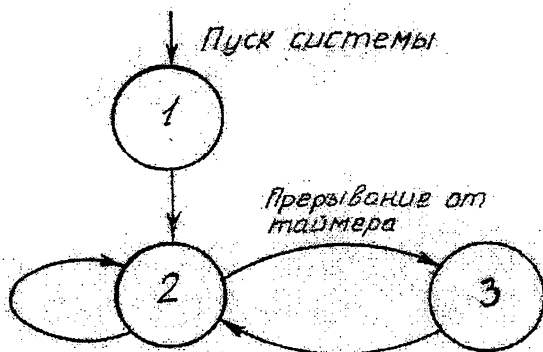


Рис.3. Граф-схема функционирования устройства управления:

1-Инициализация УУ; 2-фоновая программа (опрос задатчиков, индикация и т.д.); 3-формирование управляющих воздействий



ра рабочего вещества на выходе из смесителя). При переходе к рабочему режиму ( $T > T_0$ ) они полностью открываются. Температура  $T$  измеряется датчиком 12. Расчетная оптимальная холодопроизводительность установки определяется по критерию, за который принят минимум затрат электроэнергии на сжатие смеси.

Микро - ЭВМ работает по следующей программе

;Описание входных и выходных сигналов

```

IN_ADC BIT P3.4 ;вес разряда АЦП поразрядном взвешивании
OUT_ADC EQU PO ;сигналы на ЦАП в АЦП при поразрядном взвешивании
VENT_1 BIT P2.0 ;исполнительное устройство ИУ 1
VENT_2 BIT P2.1 ;исполнительное устройство ИУ 2
VENT_3 BIT P2.2 ;исполнительное устройство ИУ 3
VENT_4 BIT P2.3 ;исполнительное устройство ИУ 4
VENT_5 BIT P2.4 ;исполнительное устройство ИУ 5
ADC_T9 DATE 00100000B ;АЦП подключается к датчику 9
ADC_T7 DATE 01000000B ;АЦП подключается к датчику 7
ADC_T12 DATE 01100000B ;АЦП подключается к датчику 12
ADC_T10 DATE 10000000B ;АЦП подключается к датчику 10
ADC_T13 DATE 10100000B ;АЦП подключается к датчику 13
ORG 0000H ;вектор сброса
LJMP INIT ;
ORG 000BH ;вектор прерывания таймера T0
MOV TH0, #40;загрузка старшего байта таймера
MOV TL0, #0 ;загрузка младшего байта таймера
PUSH ACC ;сохранение регистров в
PUSH B ;стеке для использования
PUSH PSW ;их в подпрограмме
SET IN-ADC ;настройка вывода на ввод
ORA OUT_ADC, ADC_T9;выдача запроса датчика 9
CALL DET_D ;процедура анализа АЦП
MOV T_9, A ;сохранение результата
ORA OUT-ADC, ADC-T12;выдача запроса датчика 7
CALL DET-D ;процедура анализа АЦП
MOV T-7, A ;сохранение результата
ORA OUT-ADC, ADC_T12;выдача запроса датчика 12

```

```

CALL    DET-D                ;процедура анализа АЦП
MOV     T-12, A              ;сохранение результата
CALL    OUT-ADC, ADC_T10;выдача запроса датчика 10
CALL    DET-D                ;процедура анализа АЦП
MOV     T-10, A              ;сохранение результата
ORA     OUT-ADC, ADC_T13;выдача запроса датчика 13
CALL    DET-D                ;процедура анализа АЦП
MOV     T-13, A              ;сохранение результата
CALL    DET-Q                ;процедура определения Q
MOV     A, Q-0                ;проверка
CLR     C                    ;выполнения
SUBB   A, Q                  ;условия Q > Q0
JC     Q_TOP                 ;переход, если Q > Q0
SETB   VENT_1                ;открытие ИУ1
SETB   VENT_3                ;открытие ИУ3
CLR    VENT_2                ;закрытие ИУ2
JMP    CONT                  ;
Q-TOP: LR    VENT_1          ;закрытие ИУ1
        CLR    VENT_3        ;закрытие ИУ3
        SET    VENT_2        ;открытие ИУ2
CONT:   MOV    A, T_0         ; проверка
        CLR    C              ;выполнения
        SUBB  A, T            ;условия T > T0
        JC   T_TOP           ;переход, если T > T0
        CLR   VENT_4         ;закрытие ИУ4
        CLR   VENT_5         ;закрытие ИУ5
        JMP  RETURN          ;
T-TOP: SETB  VENT_4          ;открытие ИУ4
        SETB  VENT_5          ;открытие ИУ5
RETURN: POP   PSW            ;восстановление регистров из
        PUSH  B                ;стека и возвращение из
        PUSH  ACC              ;подпрограммы обработки
        RETI                   ;прерывания
INIT:   MOV   TH0, #-40      ;загрузка старшего байта таймера
        MOV   TLO, #0        ;загрузка младшего байта таймера

```

```

MOV     TM0D, #00000001B ;режим 16-разрядного таймера
SETB   ET0      ;использование переполнения для прерывания
SETB   EA              ;разрешение всех прерываний
SETB   TR0        ;запуск таймера Т0
LOOP:  CALL     KEY      ;процедура опроса пульта задатчиков
CALL   END        ;процедура индикации введенного задания
SJMP   LOOP      ;

```

;Назначение внутренних переменных

Q DATA 20H ;расчетная холодопроизводительность

T DATA 21H ;измеренная температура

Q\_0 DATA 22H ;заданная холодопроизводительность

T\_0 DATA 23H ;заданная температура

T\_7 DATA 24H ;температура датчика 7

T\_9 DATA 25H ;температура датчика 9

F\_10 DATA 26H ;расход датчика 10

F\_12 DATA 27H ;расход датчика 12

CUNT DATA 28H ;счетчик текущего разряда в АЦП

WEIT DATA 29H ;адрес текущего разряда в АЦП

;Процедура поразрядного взвешивания разрядов в ЦАП с сигналом ;датчика

```

DET_D  MOV OUT_ADC, #0 ;снятие сигнала с ЦАП

```

```

MOV CUNT, #7 ;загрузка счетчика

```

```

MOV WEIT, #87H ;загрузка старшего разряда ЦАП

```

```

LABEL_1: SETB C ;установка очередного

```

```

MOV WEIT, C ;разряда ЦАП

```

```

JB IN-ADC, LABEL-2 ;

```

```

CLR C ;если аналоговый сигнал

```

```

MOV WEIT, C ;меньше сравниваемого с ЦАП,

```

```

LABEL-2: DEC WEIT ;то текущий разряд сбрасываете

```

```

DJNZ CUNT, LABEL_1 ;переход к следующему разряду

```

```

MOV A, OUT_ADC ;сохранение результата

```

```

RET ;

```

Пять разрядов порта P2(P2.0-P2.4) используются для управления исполнительными устройствами ЕУ1-ИУ5. Три старших разряда этого порта (P2.7-P2.5) соответствуют адресу канала, к которому подключен один из датчиков (9,7,12,10,13), и через аналоговый мультиплексор связан с АЦП, рабо-

тающей по методу поразрядного взвешивания. Разряды порта P3 подключены к ЦАП. Результат сравнения аналогового сигнала с сигналом с ЦАП поступает на вход 4 порта P3. После пуска системы происходит инициализация, в частности, настройка одного из таймеров и запуск в режиме 16-ти разрядного таймера. Переполнение данного таймера инициализирует прерывание. В подпрограмме обработки этого прерывания:

- повторно запускается таймер (т.е. частота следования вызова данной подпрограммы составляет от 20 до 120 Гц);

- производится измерение параметров всех датчиков;

- определяется холодопроизводительность;

- формируются управляющие воздействия на исполнительные устройства ИУ1-ИУ5.

В промежутки времени между вызовами подпрограммы обработки прерываний работает теньевая программа, которая осуществляет связь с блоком заданий и формирует в памяти значение текущего задания в переменных T\_0 и Q\_0.

### ЛИТЕРАТУРА

1. А.с.1590885 СССР, МКИ В 63 J 5/00. Криогенная установка / В.В.Вычужанин (СССР), № 4684382 / 21-08; Заявлено 09.02.88.; Опубл. 07.09.90, Бюл. № 33 - 3 с.: ил.

## ВЫБОР УРОВНЯ НАГРУЖЕНИЯ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ИСПЫТАНИЙ НА УСТАЛОСТЬ

П. И. Греченко, В. Н. Царюк

Проведение испытаний на усталость регламентировано ГОСТ 25.502-79. Стандарт предусматривает испытания широкой гаммы лабораторных образцов различной формы, геометрических размеров, при различных видах напряженно-деформированного состояния. Аналогичная методика испытаний применяется, как правило, и для определения характеристик сопротивления усталости натуральных деталей и узлов машин. Для построения кривой усталости и определения предела выносливости, соответствующих вероятности разрушения 50%, ГОСТом предусматривается испытывать не менее 15 одинаковых образцов. В интервале напряжений 0,95-1,05 от значения ожидаемого предела выносливости, соответствующего вероятности разрушения 50%, рекомендуется испытывать не менее трех образцов, при этом не менее половины из них не должны разрушаться до принятой базы испытаний. База испытаний для определения предела выносливости принимается в зависимости от материала образца и составляет 10 млн. циклов для материалов, имеющих горизонтальный участок на кривой усталости, и 100 млн. циклов для материалов, у которых ординаты кривых усталости непрерывно уменьшаются с уменьшением уровня нагружения. При проведении сравнительных испытаний для определения пределов выносливости рекомендовано, соответственно, принимать базы 3 млн. и 10 млн. циклов нагружения. Однако в ГОСТе нет рекомендаций, каким образом должен выбираться уровень напряжений при испытаниях, чтобы обеспечить перечисленные выше требования. Очевидно, для этого необходимо либо обладать достаточной предварительной информацией, почерпнутой из ранее проведенных испытаний, либо потратить некоторое количество объектов испытаний для получения такой информации с большой долей вероятности, что эти объекты будут потеряны. Это ограничивает возможности исследований, увеличивает длительность и трудоемкость проведения испытаний, а при ограниченном числе объектов испытаний делает построение кривых усталости, в соответствии с требованиями ГОСТ 25.502 – 79, весьма затрудни-

тельными.

Для разработки рекомендаций по ориентировочному выбору уровня нагружения при проведении испытаний на усталость могут быть использованы взаимосвязи между параметрами наклонной и горизонтальной ветвей кривой усталости. Степенное уравнение наклонного участка кривой усталости имеет вид

$$\sigma^m N = \sigma_R^m N_G = 10^C = const, \quad (1)$$

где  $\sigma$  и  $N$  – текущие напряжение и число циклов до разрушения;  $m$  и  $C$  – параметры;  $\sigma_R$  – предел выносливости;  $N_G$  – абсцисса точки перелома кривой усталости, в которой левый участок переходит в горизонтальный, а уравнение горизонтального участка имеет вид  $\sigma = \sigma_R$ .

Вышеупомянутые взаимосвязи между параметрами кривой усталости были предложены в виде [1]

$$m = a\sigma_R + b, \quad (2)$$

$$C = \alpha(m + 1)\lg\sigma_R + \beta, \quad (3)$$

где  $a$ ,  $b$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$  – коэффициенты, которые для стальных деталей могут приниматься  $a=0,027$ ;  $b=1,4$ ;  $\alpha=0,997$ ;  $\beta=4,0$ . При таком фиксированном значении  $\beta$  параметры кривых усталости хорошо согласуются с опытными данными, если  $\sigma_R > 300$  МПа. При меньших значениях  $\sigma_R$  постоянную  $\beta$  необходимо заменить функцией, для которой предложено выражение [1]

$$\beta = 4,0 + 0,5(2,5 - \lg\sigma_R). \quad (4)$$

Основным недостатком степенного уравнения кривой усталости является то, что оно плохо описывает экспериментальные результаты в области значений напряжений близких к пределу выносливости, т.е. при больших долговечностях до разрушения. Как известно, кривая усталости построенная по уравнению Вейбулла для многоцикловой области в виде

$$(\sigma - \sigma_R)^{m_w} \cdot N = 10^{C_w} = const, \quad (5)$$

где  $m_w$  и  $C_w$  – параметры кривой усталости Вейбулла, в отличие от степенно-

го уравнения, хорошо описывают экспериментальные результаты в области больших долговечностей. Для этой модели кривой усталости также были получены взаимосвязи между параметрами [2]

$$m_w = a_w \sigma_R + b_w, \quad (6)$$

$$C_w = \alpha_w \sigma_R + \beta_w, \quad (7)$$

где  $a_w$ ,  $b_w$ ,  $\alpha_w$ ,  $\beta_w$  - коэффициенты. Для стальных деталей они могут приниматься  $a_w=0,002$ ;  $b_w=0,8$ ;  $\alpha_w=0,005$ ;  $\beta_w=6,6$ . Последний коэффициент изменяется от 6,4 до 6,8, но в среднем может быть принят равным 6,6. Проведенные исследования параметров уравнения Вейбулла (5) показали, что  $m_w$  может быть принято равным единице в диапазоне реальных значений пределов выносливости, соответствующих широкому спектру лабораторных образцов и натуральных деталей. Тогда значения  $C_w$  с высоким коэффициентом корреляции можно описать уравнением [3]

$$C_w = \lg \sigma_R + 5,1. \quad (8)$$

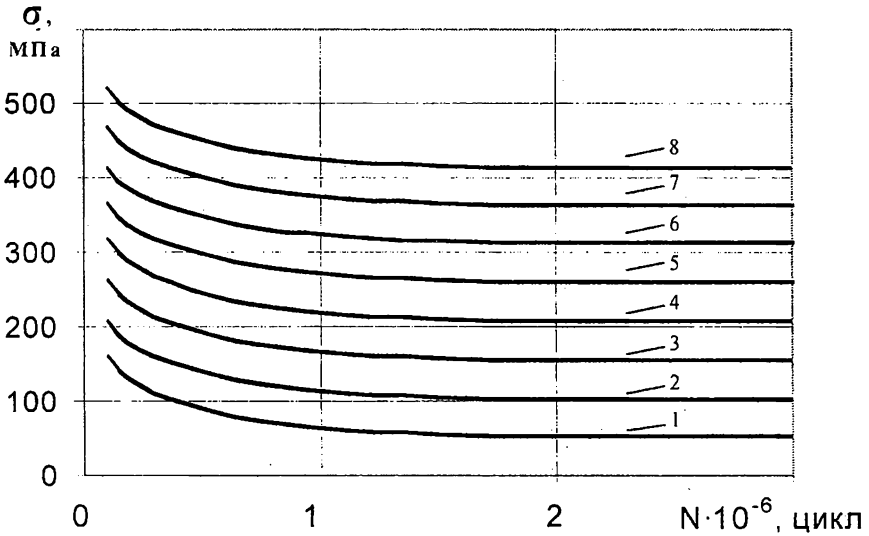
С целью устранения недостатков, присущих двум вышеописанным моделям кривой усталости, было предложено использовать на практике кривую новой формы [4], левая ветвь которой описывается степенной функцией (1), а правая ветвь уравнением (5). При этом точкой пересечения двух функций принята точка с абсциссой равной  $N_G$ , вычисленной из уравнения (1).

Методика построения кривой усталости новой формы может быть принята следующая. Зададимся рядом значений пределов выносливости в реальном для натуральных деталей диапазоне от 50 МПа до 400 МПа. Определим по выражениям (2),(3) и (8) параметры уравнений кривых усталости (принимая  $m_w=1$ ) для каждого из принятых значений  $\sigma_R$ . Определим координаты точки пересечения двух моделей кривых усталости  $\sigma_n$  и  $N_n$  по зависимостям, полученным с использованием уравнений (1), (3) и (5)

$$\lg N_n = \lg N_G = (m(\alpha - 1) + \alpha) \lg \sigma_R + \beta. \quad (9)$$

$$\sigma_{II} = \sigma_R (1 + 10^{5,1} / N_{II}). \quad (10)$$

Далее, влево от точки с координатами  $\sigma_n$  и  $N_n$  строим кривую усталости по степенному уравнению, используя выражения (1), (2), (3) и (4), а вправо от точки пересечения кривую усталости по уравнению Вейбулла, используя выражения (5), (6) и (7). Полученные описанным способом кривые усталости новой формы для принятых значений  $\sigma_R$  можно нанести на график в координатах  $N$ - $\sigma$ . Полученный график



1 - 8 —  $\sigma_R = 50, 100, 150, 200, 250, 300, 350, 400$  МПа

#### *Номограмма кривых усталости*

представляет собой номограмму кривых усталости для значений пределов выносливости 50, 100, 150, 200, 250, 300, 350 и 400 МПа. Описанным методом может быть построена номограмма для любого шага дискретизации значений  $\sigma_R$ , удобного в практическом применении.

Номограмма может быть использована для ориентировочного выбора уровня напряжений при испытании стальных деталей и лабораторных образцов на усталость по ГОСТ 25.502-79. В случаях, когда приближенное значение предела выносливости известно, по номограмме определяют положение наклонной ветви кривой усталости и диапазон напряжений, соответствующий области многоциклового усталости. Далее, на уровне напряжений, соответ-



ствующих значению ожидаемого предела выносливости, испытывают не менее трех объектов, а оставшиеся объекты распределяют по уровням напряжений, расположенным в области многоциклового усталости. При этом количество уровней нагружения должно быть не менее трех. Вопрос о том, какое количество объектов необходимо испытать на каждом из принятых уровней нагружения следует решать с учетом количества имеющихся в наличии объектов испытаний и с учетом изменения функции распределения долговечностей до разрушения при различных напряжениях. Приблизительно объекты могут быть распределены равномерно по уровням нагружения, но не менее трех на каждом уровне.

Если положение кривой усталости известно грубо приближенно, то необходимо выбрать произвольный уровень нагружения  $\sigma_0$  в многоциклового области, провести испытания до разрушения объекта, зафиксировать опытное значение числа циклов до разрушения  $N_0$  и по известным координатам  $\sigma_0$  и  $N_0$  нанести на номограмму точку. Индивидуальная кривая усталости испытанного объекта проходит через нанесенную точку и в общем случае расположена эквидистантно изображенным на номограмме кривым. Далее эксперимент планируется как и при ориентировочно известном значении  $\sigma_R$ . Номограмма может быть использована в случае проведения сравнительных испытаний. По ориентировочному значению предела выносливости, который предварительно известен или может быть определен, как показано выше, выбирается соответствующая кривая усталости на номограмме, а по кривой усталости определяется уровень напряжений, соответствующий числу циклов нагружений  $N_0 = 3 \cdot 10^6$  или  $10^7$ , т.е. базе испытаний, рекомендованной ГОСТ. Важно отметить, что номограмма также может быть использована для определения параметров индивидуальных кривых усталости каждого объекта по результатам его испытаний, по значениям которых, при необходимости, могут быть построены функции распределения предела выносливости и параметров наклонной ветви кривой усталости.

Таким образом, использование номограммы рис. позволит обоснованно подходить к выбору уровня нагружения при проведении испытаний стальных лабораторных образцов и натуральных деталей в соответствии с ГОСТ 25.502-79, существенно экономить время на получение предварительной информации, необходимой для планирования эксперимента, исключить вероятность потери опыта связанной с тем, что выбранный уровень нагружения

объекта испытаний не попадет в область многоциклового усталости, а также получать индивидуальные кривые усталости испытуемых объектов и функции их распределения, не задаваясь предварительно законом распределения.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Олейник Н. В., Скляр С. П. *Ускоренные испытания на усталость*. Киев: Наук. думка, 1985. – 304 с.
2. Олейник Н. В., Коноплев А. В. *Методы ускоренного определения характеристик сопротивления усталости в практических приложениях: Монография*. – Одесса: Астропринт, 2000. – 140 с.
3. Олейник Н. В., Магденко А. Н., Скляр С. П. *Сопротивление усталости материалов и деталей в коррозионных средах*. – К.: Наук. думка, 1987. – 200 с.
4. Кравцов Т. Г., Стальниченко О. И., Олейник Н. В. *Восстановление деталей наплавкой и оценка их прочности*. – К.: Вища школа, 1994. – 252 с.

---

# **УПРАВЛЕНИЕ ПРОЕКТАМИ И РАЗВИТИЕ ПРОИЗВОДСТВА**

---

УДК 656.614.01

## **АНАЛИЗ И ПЛАНИРОВАНИЕ В ПРОЕКТЕ ОРГАНИЗАЦИИ РАБОТЫ ФЛОТА ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНЫМИ РЕЙСАМИ**

**А.И.Лапкин**

До принятия решения об осуществлении проекта по организации работы флота в определенной форме судоходства необходимо рассмотреть его аспекты на протяжении всего проектного цикла. С точки зрения ориентации на результативность проекта структура анализа включает следующие разделы:

- анализ существующей ситуации и идентификация целей и задач, решаемых проектом;
- технический анализ проекта;
- коммерческий анализ проекта;
- финансовый анализ проекта;
- институциональный (организационный) анализ проекта;
- социальный анализ проекта;
- экологический анализ проекта;
- экономический анализ проекта.

Этот перечень отражает в какой-то степени последовательность выполнения специальных видов анализа, что не исключает возможности совмещения во времени работ по их выполнению [1-4].

Анализ существующей ситуации должен содержать полную картину того положения дел, которое определяет инициативу проекта. Целью идентификации целей и задач проекта является построение логической схемы реализации проекта с выделением целей высшего и низших уровней, получаемых результатов и используемых ресурсов. Каждая из целей ставит свои задачи, решение которых оценивается конкретными показателями. Применительно к проектам по организации работы флота в соответствующей форме судоходства каждый из них должен быть ориентирован на обеспечение морским транспортом жизненно важных потребностей экономики страны и ее населения в перевозках [5,6].

Целью технического анализа проекта является рассмотрение альтернатив и проблем технического плана, специфических для каждого отдельного проекта. В рамках проектов по организации работы флота технический анализ предполагает рассмотрение транспортных характеристик грузов, технико-эксплуатационных характеристик судов, особенностей портового хозяйства.

Коммерческий анализ имеет целью оценить влияние проектных решений на рынок транспортных услуг, которое определяется смещением объемов транспортной работы и цен рынка. Основой для анализа выступает состояние рынка «без проекта» и его изменение с реализацией проекта (ситуация «с проектом»), влияние на ценообразование на рынке и достигаемые цели. Применительно к проектам по организации работы флота коммерческий анализ предполагает оценку коммерческих условий работы флота, а также соответствующих фрахтовых ставок и тарифов.

Основная цель финансового анализа состоит в оценке эффективности предлагаемых технических вариантов проекта на основе действующих или прогнозируемых цен рынка транспортных услуг и входных параметров (ресурсов) проекта.

Институциональный анализ проекта имеет своей целью оценку организационной, правовой, политической и административной обстановки, в рамках которой реализуется и эксплуатируется проект.

Целью социального анализа является определение пригодности плана проекта для его пользователей, а также степени влияния проекта на различные условия проживания, занятости и отдыха населения. Результаты социального анализа должны выявить возможность стратегии взаимодействия между проектом и потребителями его результатов, которая пользовалась бы поддержкой населения и способствовала бы достижению целей проекта. Основными видами социальных результатов проектов по организации работы флота в соответствующей форме судоходства являются: обеспечение востребованности услуг украинских перевозчиков и соответствующее изменение количества рабочих мест в регионе; обеспечение интересов отечественных грузовладельцев и грузополучателей в своевременной и сохранной доставке грузов; изменение надежности снабжения населения отдельными видами товаров.

Целью экономического анализа является создание общей основы для рассмотрения всех связанных с проектом эффектов путем:

- выявления экономических показателей, на значениях которых отражаются результаты проекта;
- включения неденежных ценностей в показатели привлекательности проекта;
- разработки схемы, позволяющей сопоставить непосредственно измеряемые и иные затраты и результаты проекта и прийти к решению относительно того, превышают ли выгоды по проекту затраты на него.

Экономический анализ затрат и выгод, выполняемый с позиции общества в целом, дополняет финансовый анализ, ведущийся с позиций отдельных участников проектной деятельности. Следует отметить, что экономический анализ базируется на результатах и показателях финансового анализа.

Экологический анализ занимает особое место в составе проектного анализа, так как взаимоотношения между деятельностью человека и окружающей средой недостаточно изучены и, что самое главное, несовершенные с этой точки зрения решения приводят зачастую к необратимым последствиям в окружающей среде. Транспортные системы, например, загрязняют атмосферу, воду, почву, являются источником шумового загрязнения. Целью экологического анализа является установление потенциального ущерба окружающей среде, наносимого проектом, а также определение мер, необходимых для смягчения или предотвращения этого эффекта. Поэтому проектная деятельность должна основываться на соответствующих руководящих стандартах, которыми в области судоходства являются стандарты ISO, IMO, GMDSS, МКУБ, а также мерах соблюдения этих стандартов.

Составление на основе полученных материалов анализа проекта итоговых документов (технико-экономического обоснования и бизнес-плана) завершает предынвестиционную фазу. В то же время проектный анализ следует рассматривать как составную часть планирования проекта, которое охватывает все фазы жизненного цикла.

Основная цель процессов планирования в проекте – прежде всего создать его реальную и естественную модель. Такая модель должна показать все действия, необходимые в течение проектных разработок для достижения целей проекта. Таким образом, на второй фазе (планирование) жизненного цикла используется инструмент для минимизации комплексности (сложности) проекта. Из-за того, что в большинстве своем проекты, особенно в области транспорта, - комплексные мероприятия со многими действиями, необхо-

дим инструмент для упрощения (формализации), а затем последующей организации всех проектных разработок. Это необходимое упрощение может быть выполнено путем разбиения (расположения) работ в характерном порядке, исходя из нужд проекта. Таким образом, после того, как проект был тщательно обоснован, следует важнейшее действие его структурирования до уровня так называемых «пакетов» работ. В большинстве случаев это производится путем построения иерархической *WBS* (Work Breakdown Structure) - структуры работ, которая представляется в виде «дерева» [4].

Структуризация проекта приводит к удобному и достаточно простому его представлению и исполняет следующие основные функции:

- происходит переход от общих, не всегда конкретно выражаемых, целей к определенным знаниям об особенностях данного проекта;
- производится разбивка проекта на поддающиеся управлению блоки;
- это основа для последующей формализации, определения соподчиненности работ в проектном планировании. В соответствии с этим рабочие пакеты из *WBS* – структуры разбиваются на отдельные работы для составления графиков при календарном планировании;
- это организационное образование для определения ответственности за различные элементы проекта и увязки работ со структурой организации и ресурсами;
- это составляет единую базу для точной оценки необходимых затрат (средств, времени и материальных ресурсов), для планирования и контроля за затратами по проекту.

Основная идея *WBS*- структуры - идентифицировать пакеты работ путем деления проекта на поддающиеся управлению элементы. Например, уже при формировании концепции основные элементы проекта, как правило, очевидны. В дальнейшем, когда становится известно больше деталей, эти части могут быть расчленены на соответствующие разделы. Наконец, могут быть определены подразделы и отдельные группы (пакеты) работ. По мере декомпозиции основных работ проекта на более мелкие и более поддающиеся управлению элементы, разработчик может добавлять дополнительные уровни к дереву работ проекта. Вычленение пакетов работ представляет большое удобство при последующем планировании работ по проекту. Целесообразнее планировать отдельные пакеты и затем собирать единый план проекта из фрагментов, чем разрабатывать план проекта без структурированного

взгляда на него.

Пакеты работ могут быть определены как организационная суть проекта и в дальнейшем не могут быть детализированы на свои *WBS*-структуры. Они четко отличаются от других рабочих пакетов границами и взаимосвязями. *WBS*-график должен иметь не менее 2 уровней (уровень 1 обычно называется по имени самого проекта или в соответствии с его целью, уровень 2 содержит определенные пакеты работ). *WBS*-структура может иметь и больше уровней, чтобы наиболее полно определить составные элементы работ по проекту.

Пакеты состоят из различных работ, соответствующих смыслу данного пакета. В своей сумме они обеспечивают результат, определенный наименованием пакета. Например, если рабочий пакет имеет имя «Выбор типа судна», выполнение всех входящих в него работ, таких как обоснование типа судна по технико-эксплуатационным характеристикам, обоснование типа судна по финансовым показателям будет означать и выполнение соответствующей подцели, определенной наименованием пакета.

Построение структуры проекта – пошаговый процесс декомпозиции элементов проекта. В качестве основных элементов структуры выступают работы проекта и управление проектом, причем, основные элементы должны быть определены в зависимости от фактической процедуры управления проектом. Это проявляется в том, что последовательность фаз жизненного цикла проекта может использоваться на первом уровне декомпозиции (построение схем и графика движения на направлении перевозок; заключение договоров с отправителями; организация агентирования; управление флотом на перевозках), а работы - на последующих.

Далее принимается решение о возможности адекватной оценки стоимости и продолжительности работ с данным уровнем их детализации. Если адекватная детализация достигнута, проводится проверка правильности декомпозиции с точки зрения необходимости и достаточности элементов низшего уровня, полноты их определения и соотнесения с конкретными исполнителями. В противном случае продолжается выявление составных элементов работ. Такими составными элементами являются материальные результаты исполнения работ, которые могут включать как продукты, так и услуги, подлежащие оценке исполнения. Для работы по обоснованию типа судна по технико-эксплуатационным характеристикам такими составными элементами

являются: обоснование эксплуатационного назначения и специализации, определение грузоподъемности и грузовместимости, обоснование скорости хода и типа силовой установки, а также архитектурно-конструктивного типа.

Применительно к проекту организации работы флота в форме последовательных рейсов на направлении *WBS*-структура, сочетающая разделение на последовательность реализации целей и компоненты продукции проекта имеет вид, представленный на рис.1. Проект предусматривает в начале жизненного цикла выполнение первого основного структурного элемента – построение схем и графика движения на направлении, который включает следующие пакеты работ: анализ объема перевозок на направлении; выбор типа судна; разработка оптимального графика работы.

## ЛИТЕРАТУРА

1. *Керівництво з Основ Проектного Менеджменту*. - Пенсильванія: Інститут проектного менеджменту США (PMI), 1999. – 197 с.
2. *Проектний аналіз / Москвін С.О., Бевз С.М., Верба В.А., Дідик В.Г., Новіков В.А., Унковська Т.Є.* – Київ: ТОВ «Видавництво Лібра», 1999. – 368 с.
3. *Управление инвестициями: В 2-х т. / В.В.Шеремет, В.М. Павлюченко, В.Д. Шапиро и др.* – М.: Высшая школа, 1998. – Т.2. - 512 с.
4. *Шапиро В.Д. и др. Управление проектами.* - СПб: ДваТри, 1996. - 610 с.
5. *Концепція реформування транспортного сектора України / Ю.М.Цвєтов, Л.М.Соколов, Ю.М.Федюшин та ін.* – К.: ІКТП-Центр, 1999. – 67 с.
6. *Закон України “Про транспорт” // Ведомости Верховной Рады Украины.* - 1994. - №54. - 20 с.



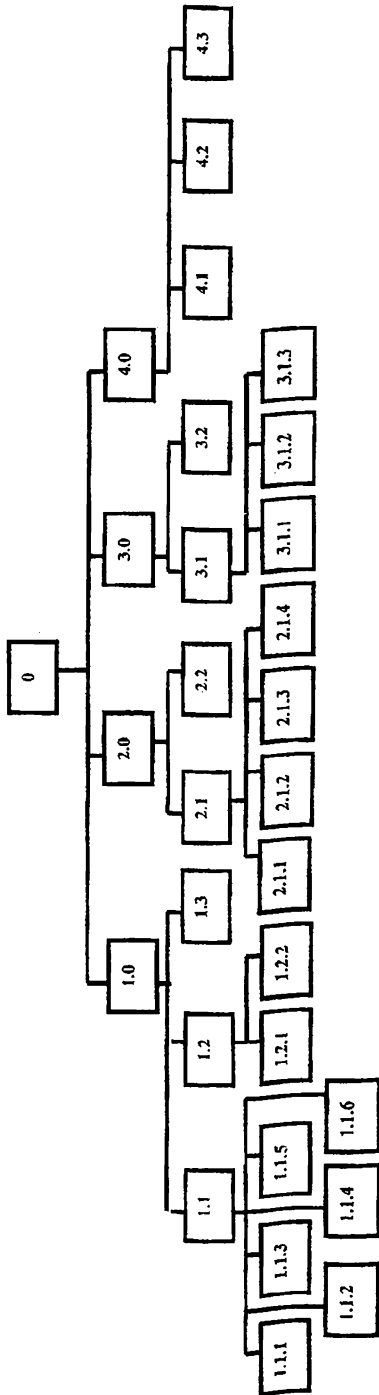


Рис.1. WBS-структура проекта организации работы флота последовательными рейсами;

- 1.0 – построение схем и графика движения на направлении А-Б; 2.1.1 – номинирование отправок;
- 1.1 – анализ объема перевозок на направлении А-Б; 2.1.2 – обоснование периода действия договора;
- 1.1.1 – анализ интенсивности перевозок; 2.1.3 – обоснование тарифных ставок;
- 1.1.2 – анализ неравномерности перевозок; 2.1.4 – обоснование материальной ответственности сторон;
- 1.1.3 – анализ стабильности структуры перевозок; 2.2 – заключение договора с отправителем Б;
- 1.1.4 – анализ густоты движения; 3.0 – организация агентирования;
- 1.1.5 – распределение грузопотоков между портами направления; 3.1 – разработка агентского соглашения;
- 1.1.6 – обоснование схем работы судов; 3.1.1 – обоснование обязанностей агента;
- 1.2 – выбор типа судна; 3.1.2 – обоснование ответственности сторон;
- 1.2.1 – обоснование типа судна по технико-эксплуатационным характеристикам; 3.1.3 – обоснование срока действия договора;
- 1.2.2 – обоснование типа судна по финансовым показателям; 3.2 – расчет ставок агентского вознаграждения;
- 1.3 – разработка оптимального графика работы; 4.0 – управление флотом на перевозках;
- 2.0 – заключение договоров с отправителями; 4.1 – учет перевозок и работы флота;
- 2.1 – заключение договора с отправителем А; 4.2 – контроль и анализ результатов работы флота;
- 4.3 – оценка и анализ эффективности работы флота.

## ПОТЕНЦИАЛ МЕЖДУНАРОДНОГО ТРАНСПОРТНОГО КОРИДОРА № 7

**И.В. Морозова, Л.П. Суворова, А.П. Тюрин**

Концепция панъевропейских транспортных коридоров, как известно, была принята конференциями на о. Крит в 1994 г. и в г. Хельсинки в 1997 г. Развитие коридоров рассматривается в этой концепции как средство достижения целей общеевропейской транспортной политики, в первую очередь, интеграции экономик стран Центральной и Восточной Европы в Европейский Союз.

Каждый коридор между своей начальной и конечной точками проходит по территории нескольких стран, поэтому носит транснациональный характер. Предусматривается, что работа коридора должна осуществляться по единым правилам на всех его участках (участки образуются национальными границами стран – участниц коридора). Причем, по замыслу инициаторов проекта, инфраструктура и транспортный сервис в коридоре должны быть адаптированы к стандартам Европейского Союза. Предполагается, что движение транспортных средств по международным транспортным коридорам (МТК) будет осуществляться практически безостановочно, независимо от границ между государствами. Для этого коридоры должны быть соответствующим образом оборудованы и обустроены, т.е. должны обладать определенным производственно-транспортным потенциалом. Исходя из этого и сформировалось определение их, как комплекса сухопутных и водных транспортных магистралей на заданном направлении, инфраструктура которого включает подъездные пути, пограничные переходы, грузовые и пассажирские терминалы, оборудование для управления движением, вспомогательные сооружения и т.д. [1]. Конкретная реализация этой инфраструктуры зависит от особенностей того или иного коридора.

Особенностью МТК № 7 является, прежде всего, его унимодальный характер (по крайней мере, на период формирования концепции панъевропейских коридоров). В проекте Меморандума о взаимопонимании по развитию Коридора № 7 к последнему отнесен «внутренний водный путь по Дунаю, Килийское и Сулинское гирла, внутренние водные пути, связывающие Черное море и Дунай, каналы Дунай – Сава и Дунай – Тисса и соответствующие

портовые инфраструктуры, расположенные на всех указанных внутренних водных путях. Составной частью Коридора считается также перегрузочное оборудование, необходимое для развития смешанных перевозок. Во внимание принимаются также соседние внутренние водные пути и портовые инфраструктуры в той степени, в которой они оказывают влияние на Коридор». Приведенное определение, конечно, не дает ответа на вопрос о том, что же такое «международный транспортный коридор», в нем лишь перечисляются его структурные компоненты. К тому же, из множества этих компонент обоснованно, с нашей точки зрения, исключен флот как средство перемещения грузов по коридору. Тем не менее, опираясь на данное определение, проанализируем исходные возможности (ресурсы) и перспективы развития МТК № 7.

На наш взгляд, правомерно полагать, что МТК № 7 как международная транспортная система, обеспечивающая непрерывное движение грузопотоков с необходимой скоростью и минимальными затратами, существует пока только на бумаге. Прежде всего, потому, что фактически перекрыта сама водная магистраль, по которой должно осуществляться перемещение грузов данного направления.

В МТК № 7, в отличие от других панъевропейских коридоров, транспортная магистраль имеет естественное происхождение. Поэтому здесь стоит задача не строительства с нуля, а обустройства магистрали. Оно заключается в строительстве регуляционных и берегозащитных сооружений (на некоторых участках), расчистке фарватера, углублении фарватера и оборудовании его навигационными знаками, создании системы шлюзов, дополнительных выходов к морю (соединительных каналов) и т.д.

Дунай проходит по территории 10 стран, которые и рассматриваются в качестве участниц МТК № 7. Участки реки, принадлежащие отдельным странам, имеют разную протяженность, что в некоторой степени определяет роль этих стран в рассматриваемом коридоре. При общей протяженности Дуная (от Кельхайма до Сулины) в 2411 километров наибольший участок принадлежит Румынии – 1075 км. Он имеет одни из наилучших технико-эксплуатационных параметров: максимальная глубина 7,2 м, обеспечивающая проход до Брэилы морских судов дедвейтом 50000 т; ширина и закругленность реки, позволяющие толкать речные караваны максимальной длиной в 285 м и шириной до 34,2 м. Не удивительно, что основные финансовые средства, уже

направляемые Евросоюзом на обустройство дунайского водного пути, идут Румынии, например, в рамках программы PHARE. Особым пунктом значится югославский участок Дуная, проблемы которого созданы странами НАТО и должны быть, по логике, ими же решены. Для этого уже разработан соответствующий проект, но прогнозы достижения заданных в проекте целей достаточно пессимистичны – конец 2002 г. Указанный срок, в конечном счете, и определяет момент, начиная с которого можно рассматривать МТК № 7 как реальную транспортную систему.

Украинский участок реки Дунай согласно данным, приведенным в [2], имеет протяженность всего 170 км, из них 54 км – основное русло, 116 км – Килийское гирло с каналом Прорва. Максимальные габариты толкаемых составов, которые могут проходить по украинскому участку Дуная от Вилково до 116,0 км, таковы: длина – 220 м, ширина – 35 м, осадка – 4,5 м. От 116 км до устья реки Прут ограничений на характеристики судов нет. Однако этот участок в значительной своей части сегодня не представляет интереса для других стран – участниц МТК № 7, кроме самой Украины, т.к. не имеет пригодного для нормального судоходства выхода в Черное море. Видимо, поэтому в первом варианте Меморандума о взаимопонимании по развитию Коридора № 7 Килийское гирло даже не упоминалось в определении Коридора.

Желание стать полноправным участником МТК № 7 заставило Украину активизировать свои действия, но пока лишь по привлечению внимания к Килийскому гирлу. В [3] описывается один из вариантов включения Килийского гирла в МТК № 7 – организация движения судов из Дуная в Черное море и в обратном направлении через соединительный канал порта Усть – Дунайск в рукав Прорва. Однако, глубина на этом канале – 4 м, и он предназначен только для проводки караванов лихтеров и мелких судов. Кроме того, обращает на себя внимание заключение специалистов о том, что процессы, происходящие в системе «соединительный канал – Прорва» неизбежно и с большой скоростью ведут к увеличению объемов наносов, поступающих на акваторию порта Усть – Дунайск [4]. Таким образом, ясно, что указанный вариант, предусматривающий исключительно лихтерные перевозки, не поможет решению вопроса о полноценном включении украинского участка реки Дунай в МТК № 7. На наш взгляд, необходимо начинать с убеждения остальных участников этого коридора и, даже, скорее всего, Евросоюза, что без украинского участка Коридор не реализует поставленную перед ним при его

создании цель. Это позволит привлечь определенные целевые финансовые средства для обустройства водного пути на этом участке, в том числе и судового хода Дунай – Черное море. Наличие собственного глубоководного выхода в море, совершенно очевидно, даст возможность Украине чувствовать себя равноправным участником МТК № 7, потенциал которого сопоставим с потенциалом Румынии.

В последние годы в средствах массовой информации, в частности, в информационно-аналитических журналах «Судоходство» и «Порты Украины», развернулась широкая дискуссия о выборе оптимального варианта судового хода в украинской части дельты Дуная. Резюмируя мнения различных специалистов, можно отметить, что при дальнейшей проработке следует рассматривать три варианта:

1. Ремонтно-восстановительные работы на канале Прорва. Первая очередь – дноуглубление до глубин 5,5 м при ориентировочной стоимости работ в 4,05 млн. грн.

2. Создание нового судового хода по рукаву Быстрый. Первая очередь – дноуглубление до глубин 5,5 м при ориентировочной стоимости работ в 5,5 – 6,0 млн. грн.; вторая очередь – доведение глубин до 7,0 м, строительство морских наносозащитных дамб, берегоукрепление на входе в рукав при ориентировочной стоимости работ в 110 – 120 млн. грн.

3. Строительство шлюзованного канала Жебриянская бухта - Соломонов рукав. Ориентировочная стоимость - 60 млн. долл.

По всем трем вариантам «Черноморниипроектом» выполнены проектные проработки.

От предлагаемого некоторыми авторами варианта по Старостамбульскому рукаву пришлось отказаться по двум основным причинам:

- при выходе Старостамбульского рукава в море к настоящему времени образовалось обширное баровое мелководье, что приведет к резкому увеличению, по сравнению с рукавом Быстрый, объемов капитального и ремонтного дноуглубления;

- «открытие» Старостамбульского рукава неизбежно приведет к резкому увеличению заносимости канала Сулина.

Определенные предпочтения варианту строительства судового хода через гирло Быстрое отдаются нами также в силу следующих причин, делающих его конкурентоспособным по сравнению с Сулиной:

- обеспечение максимальной допустимой скорости движения судов практически на всем протяжении создаваемого судового хода, кроме участка в 9 км, в то время как по Сулине суда идут с ограниченной скоростью;

- круглосуточная работа судового хода в отличие от Сулины, где проводка осуществляется только в светлое время суток.

К его преимуществам относятся также относительно небольшие объемы ремонтно-восстановительных работ по поддержанию габаритов. Основное препятствие для реализации этого проекта (кроме финансовых проблем) – расположение рукава Быстрый в пределах биосферного заповедника «Дунайские плавни». Разрешение на размещение производственных объектов, каковым является судового ход, в пределах биосферного заповедника может быть выдано только Кабинетом министров Украины на основании результатов широкого предварительного обсуждения с соответствующими международными экологическими организациями.

На наш взгляд, решение вопроса о создании глубоководного судового хода Дунай – Черное море на украинском участке реки должно приниматься в увязке со всеми проектами обустройства сквозного водного пути на Дунае.

Следующий элемент производственного потенциала - портовые инфраструктуры МТК № 7 образуются множеством речных и морских портов Дуная, наиболее важными из которых считаются 40. В 1990 г. среди них было 18 портов с грузооборотом свыше 1 млн. тонн, в том числе 3 – украинских. В 1997 г. общее количество таких портов сократилось до 11, но украинские порты в это число продолжали входить, хотя их грузооборот существенно снизился по сравнению с 1991 г. (Рени – в 2,9 раза, Измаил – в 1,5 раза, Усть – Дунайск – в 3 раза). В то же время заметным был рост грузооборота отдельных румынских портов (Чернавода – в 1,9 раза, Галац – в 1,3 раза), улучшились показатели австрийских портов и болгарского порта Лом. Аналогичная ситуация и по грузообороту. В 1999 г. рост грузооборота в румынских и болгарских портах сменился на спад, грузооборот Линца продолжал расти. Падение грузооборота в портах Украины также продолжалось (2000/1991: Рени – в 6,4 раза; Измаил – в 1,9 раза; Усть-Дунайск – в 11,4 раза).

Статистика показывает, что производственная мощность всех дунайских портов на протяжении 90-х годов использовалась недостаточно. Для примера, в портах Украины коэффициент ее использования составил от 4 (Усть-Дунайск) до 36% (Измаил), в портах Румынии – от 20 до 56%, и только в

австрийском Линце – почти 85%. Значительное же недоиспользование производственных мощностей портов, как следствие, замедляет или практически останавливает происходящие в них воспроизводственные процессы. Все это может означать, что к началу реальной работы МТК № 7 материально-техническая база его портов окажется, не только морально, но и физически устаревшей.

Говоря о флотской составляющей МТК № 7, следует иметь в виду те технологии перевозки грузов, которые применяются на Дунае. Это – буксировка самоходных плавсредств, толкание, движение самоходных речных судов, движение самоходных судов типа «река – море» и движение морских судов. Как отмечается в [5], буксировка наиболее широко распространена на верхнем Дунае; толкание – на среднем и нижнем Дунае. Перевозки самоходными речными судами не развиты в связи с исторически сложившейся структурой грузопотоков. Не получили развития и перевозки судами «река – море» из-за ограничений в параметрах водного пути. Лучше обстоят дела с морскими судами, но они могут заходить только в порты Сулина, Тульча, Рени, Измаил, Усть-Дунайск, Галац и Брэила. (Как видим, все дунайские порты Украины способны обеспечить обработку морских судов). Существующие технологии перевозки определили структуру дунайского флота и его распределение по странам.

В 1997 г. общее число грузовых судов на Дунае сократилось по сравнению с 1991 г. на 282 единицы (-5%), что можно признать несущественным. При этом значительно, на 300 единиц (+14%), увеличился флот Румынии в противоположность общей тенденции. Флот Украины уменьшился на 132 единицы (-13%). Однако, Украина – единственная страна, где наблюдался рост числа самоходных судов (+3%). По количеству судов наибольший флот имеет Румыния (51%), далее следуют Украина (18%) и Югославия (15%), причем доминирующее положение Румынии очевидно.

Картина почти не меняется, если оценивать дунайский флот по грузоподъемности. Однако, в 1997 г. по сравнению с 1991 г. наблюдался незначительный рост суммарной грузоподъемности флота на 55 тыс. тонн (+1%). Этот показатель был обеспечен двумя странами – Югославией и Румынией. Суммарная грузоподъемность флота Украины (что характерно и для других стран) уменьшилась почти на 14%. Тем не менее, по этому показателю Украина сохранила за собой вторую позицию (ее доля – почти 20%), в то время

как Румыния остается на первом месте (41%), а Югославия на третьем (17%). В составе украинского дунайского флота только 18% самоходных судов, включая буксиры и толкачи. Примерно такая же ситуация в Румынии (около 21%), чуть лучше в Югославии (около 29%). И это не позволяет флоту работать с генеральными, ценными грузами.

Возрастная структура дунайского флота тоже говорит о неблагоприятном положении в данной составляющей производственного потенциала МТК № 7. В общем количестве судов 71% приходится на возрастную группу выше 20 лет, 94% - на возрастную группу выше 10 лет и только 6% судов попадают в возрастную группу до 10 лет.

Грузопотоки также являются составной частью производственного потенциала МТК № 7. В структуре этих грузопотоков преобладают массовые грузы: минеральное сырье, продукция тяжелой и химической промышленности, сельскохозяйственная продукция. Общее количество грузов, перевезенных речными и морскими судами в 1997 г., составило приблизительно 25 млн. тонн, или около 73% от объемов 1991 г. При этом наибольшие объемы перевозок приходились на Румынию (29%), Югославию (22%) и Австрию (16%). Доля Украины составила 15%. В то же время по количеству грузов, перевезенных морскими судами, Украина опередила Румынию, но сократила объем этих перевозок почти в 2 раза по сравнению с 1991 г. В 1998 г. значительно увеличились перевозки украинским флотом транзитного зерна из Венгрии и Югославии на порт Усть-Дунайск, что является серьезной альтернативой аналогичному грузопотоку через порт Констанца. Однако это увеличение существенно не сказалось на степени использования производственной мощности дунайской транспортной системы.

По оценкам зарубежных специалистов [6] даже на верхнем Дунае использование теоретической производственной мощности дунайского водного пути сегодня не достигает 50%, на нижнем Дунае эта цифра и того меньше – около 15%.

Таким образом, анализ показывает, что мощность производственного потенциала МТК № 7 при существующих грузопотоках в целом избыточна, имеется ее достаточный запас. При этом состояние отдельных составляющих данного потенциала либо не соответствует современным требованиям (водный путь, флот), либо не имеет выраженных положительных тенденций развития (портовые инфраструктуры), либо не обеспечивает в перспективе



эффективной работы МТК № 7 (структура перевозимых грузов). Поэтому по каждой из этих составляющих необходимо разработать проекты развития в соответствии с общими целями коридора. При разработке таких проектов необходимо исходить из системных представлений об МТК № 7. Если говорить более конкретно, то МТК № 7 следует, на наш взгляд, рассматривать и развивать в дальнейшем как транспортно-логистическую систему. В таком случае Коридор можно определить следующим образом: МТК № 7 – это сложная экономическая система, формируемая в границах Придунайского региона для обеспечения единого процесса транспортно-логистического обслуживания проходящих внутри нее грузопотоков.

Можно предложить в качестве основных принципов организации и функционирования МТК № 7 следующие логистические принципы: системность, комплексность, оптимальность, рациональность, адаптивность, координация. Рассмотрим перечисленные принципы более подробно.

Реализация принципа системности в МТК № 7 означает, что все участники транспортного процесса рассматриваются как взаимосвязанные элементы, своим взаимодействием обеспечивающие достижение заданных целей коридора. Принципиально важные решения принимаются с позиций всей системы в целом, а не отдельных ее элементов. Дело в том, что для коридора, как любой системы, характерно наличие сложных стохастических связей, как внутри этой системы, так и в отношениях с окружающей средой. В этих условиях принятие частных решений, без учета общих целей функционирования коридора и предъявляемых к нему требований, может оказаться недостаточно эффективным или даже ошибочным.

Близким к принципу системности является принцип комплексности. Его применение означает, что все значимые проблемы, возникающие в процессе формирования и функционирования коридора должны решаться в совокупности, а не изолированно друг от друга. Действительно, решение каждой из проблем может иметь прямое или косвенное влияние на решение других. В первую очередь это связано с перераспределением системных ресурсов, направляемых на ликвидацию «узких» мест. Негативные последствия не комплексного подхода могут быть обусловлены непропорциональным важности проблемы размером вложенных в ее решение средств в ущерб другим.

Принцип оптимальности требует обеспечения глобального оптимума в системе МТК № 7. При принятии основополагающих решений в качестве

окончательного должен рассматриваться вариант, являющийся наилучшим с точки зрения установленного системного критерия. При этом должно осуществляться согласование локальных целей развития или функционирования участников коридора. Принцип оптимальности может, на наш взгляд, применяться как по отношению к структуре коридора, так и по отношению к процессам управления в нем. Структура (как мы ее определяли выше, и как данное понятие толкуется в логистике [7]) – это сеть транспортных и сопутствующих устройств для надежного и стабильного движения грузов от заданного пункта отправления до обусловленного пункта назначения. Между всеми названными элементами существуют взаимосвязи, которые до появления конкретного груза не активированы. Выбор конкретных исполнителей процесса перевозки (из множества принадлежащих структуре коридора) означает активизацию связей между ними и построение логистического канала, по которому собственно и будет доведен грузопоток от места зарождения до места погашения. После выбора канала определяется совокупность взаимосвязанных технологий, обеспечивающих достижение общей цели, и, в конечном счете, выстраивается оптимальная логистическая цепь.

Оптимизация логистических каналов и цепей сопряжена с поиском и реализацией наилучших в экономическом отношении параметров их функционирования. К таким параметрам относятся размеры транспортируемых партий груза, продолжительность отдельных логистических операций, сроки доставки, уровень «запасов» производственной мощности участников перевозки и т.д. Большое значение имеет разработка оптимальных тарифов. Для поиска оптимальных параметров коридора могут быть использованы известные алгоритмы нахождения экстремума целевой функции.

Принцип рациональности, который закладывается в основу, как организационной структуры, так и организации управления процессами, протекающими в коридоре, означает уход от избыточных производственных мощностей и звеньев в системе, может быть даже в ущерб некоторому качеству услуг и уровню логистического сервиса. Другими словами, проекты развития или совершенствования коридора должны отвергаться в том случае, если затраты на их реализацию превышают прирост эффекта, получаемый участниками этого коридора.

Принцип адаптивности означает, что все процессы, протекающие в коридоре, изменяются вслед за изменением условий рынка, или даже опережая

их. Все участники коридора должны постоянно отслеживать запросы клиентуры, собственный рейтинг и поведение конкурентов (если внутри коридора разрешена конкуренция), а также ситуацию в соседних коридорах. Это позволяет разрабатывать мероприятия, направленные на повышение конкурентоспособности коридора в целом. Они могут заключаться в:

- расширении перечня логистических услуг, предоставляемых клиентуре при осуществлении перевозки в рамках коридора;

- повышении качества предоставляемых услуг за счет более удачного подбора исполнителей;

- повышении качества и надежности перевозки за счет внедрения более совершенных технических средств и технологических способов выполнения логистических операций;

- снижении совокупных затрат при осуществлении перевозки в рамках коридора; и т.д.

Принцип координации всех процессов, протекающих в коридоре, может быть реализован только при наличии координирующего центра, вырабатывающего стратегические решения и определяющего правила поведения всех участников коридора. Таким центром в МТК № 7 должен в перспективе стать уже созданный к настоящему моменту Координационный комитет Коридора. Этот комитет в качестве своих основных задач называет разработку более эффективных форм работы флота на Дунае, развитие смешанных перевозок, внедрение технологий «ноу-хау» и т.д. Комитет может создавать рабочие группы для решения конкретных задач, обеспечивает свободный обмен информацией между структурными элементами коридора. По-видимому, по мере усиления системных начал в коридоре задачи комитета и его координирующие функции будут расширяться и усиливаться.

Использование всех перечисленных логистических принципов в организации МТК № 7 позволяет, на наш взгляд, сделать этот коридор конкурентоспособным по сравнению с другими, вернуть на Дунай утраченные грузопотоки и привлечь новые, а, значит, наилучшим образом использовать его производственный потенциал.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Легенький Г., Медведева Е., Тертышник Ю. Магистралі сотрудництва // Порты України. – 1999. - № 1. – С. 48-50.
2. Шпигельман Я. Реки Причерноморья: Дунай // Порты Украины. – 2001. - № 1. – С. 54–56.
3. Шпигельман Я. Реки Причерноморья: Дунай // Порты Украины. – 2001. - № 2. – С. 58–61.
4. Тюрин А.П., Солдатенко С.О., Золотова Т.И. Навігаційні і екологічні проблеми судового ходу в устьє реки Дунай // Вісник Одеського державного морського університету. Випуск 1. – 1998. – С. 53-56.
5. Daniel Hadhazi. Estimated quantity of ship-borne oily water and wastes on Danube river // European Inland Waterway Navigation Conference, 13-15 June, 2001, Budapest, Hungary.
6. Reinhold Deussner. Modelling intermodal transport chains. The Danube region transport model and its results // European Inland Waterway Navigation Conference, 13-15 June, 2001, Budapest, Hungary.
7. Родников А.Н. Логистика: Терминологический словарь. – М.: Экономика, 1995. – 251 с.

## ФОРМИРОВАНИЕ ЛОГИСТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ДОСТАВКИ НЕФТИ И НЕФТЕПРОДУКТОВ

И.А. Лапкина, Т.Н. Шутенко

Основным видом деятельности участников нефтяного рынка Украины является прием нефти от нефтедобывающих и других предприятий, доставка нефти к потребителям, которые находятся как на территории Украины, так и за ее пределами, согласно заключенным между предприятиями и компаниями-заказчиками соглашений на транспортировку, перевалку и хранение. В международной системе доставки нефти обсуждается вопрос использования трубопроводного транспорта Украины для привлечения потоков нефти из Каспийского нефтедобывающего района, то есть от нефтяных месторождений Азербайджана и Казахстана. По прогнозам Кембриджской Ассоциации энергетических исследований ресурс данного района на 2010 год возрастет до 160 млн. тонн [1]. Подобные перспективы немаловажны и для нашего государства, так как отечественные нефтеперерабатывающие заводы уменьшили за последние годы объемы переработки сырья на 40% [2].

Ограничения перевозок через пролив Босфор и удачное географическое положение Украины предоставляют реальную возможность участвовать в создании Евро-Азиатского нефтетранспортного коридора. В рамках такого проекта сооружается нефтепровод «Одесса-Броды» и нефтеперевалочный терминал «Южный». Главной целью этого строительства является обеспечение диверсификации путей поступления нефти в Украину, что имеет большое значение с точки зрения энергетической независимости государства.

Однако сложность выбора услуг по перевозке нефти заключается в том, что поставщики стремятся не только приобрести надежные, своевременные услуги, переместить груз в место назначения в кратчайшие сроки, но и осуществить поставки на тот рынок, на котором груз будет востребован в объеме, позволяющем адекватно реагировать на колебания рынка нефти и нефтепродуктов.

Как правило, продавец, осваивая новый рынок сбыта, стремится выбрать

ту схему доставки нефти, которая позволяет уменьшить транспортные расходы и время доставки, сохранить качество нефти, уменьшить вероятность недостачи и порчи. Важным фактором при этом является возможность увеличения пропускной способности участников транспортной сети в случае изменений экономической среды. Поэтому, основным требованием к проектированию и управлению системой доставки нефти является способность адекватно и своевременно реагировать на изменения во внешней среде, тем самым обеспечивая выживаемость и конкурентоспособность, что возможно лишь при эффективной интеграции участников цепи товародвижения от поставщика к потребителю. Трудности, связанные с этим процессом, решаются с помощью формирования логистических систем.

Основными свойствами, которыми должна обладать система, являются: целостность и членимость, наличие связей, структуры, организации и интегративных качеств. Так, обеспечение потребителей нефтью осуществляется физическими и юридическими лицами - нефтедобывающими предприятиями, дилерами и оптовыми импортерами, нефтеперевалочными и транспортными организациями. Взаимодействие между ними происходит на основании договоров. В качестве элементов системы рассматриваются как сами предприятия, так и транспорт. Связи между элементами упорядочены в соответствии с организацией процесса (рис.1). И, наконец, логистические системы доставки нефти обладают интегративными качествами, не свойственными ни одному из элементов в отдельности. Это - способность поставить нужный товар в нужное время, необходимого качества, с минимальными затратами, а также способность адаптироваться к изменениям внешней среды и обеспечивать развитие материальных, информационных и финансовых ресурсов [3].

Логистические системы, охватывающие процессы производства и сбыта, могут функционировать на макро- и микроуровнях. Макрологистические системы достаточно дееспособны в рамках вертикально-интегрированных систем, к которым на сегодняшний день относится НАК «Нефтегаз Украины». Микрологистические системы же используются для потребностей функционирования отдельных транспортных предприятий. Логистический подход к проектированию систем доставки нефти и нефтепродуктов предполагает рассмотрение в качестве объекта управления, при осуществлении доставки нефти, поток. Поток является совокупностью объектов, воспринимаемых как

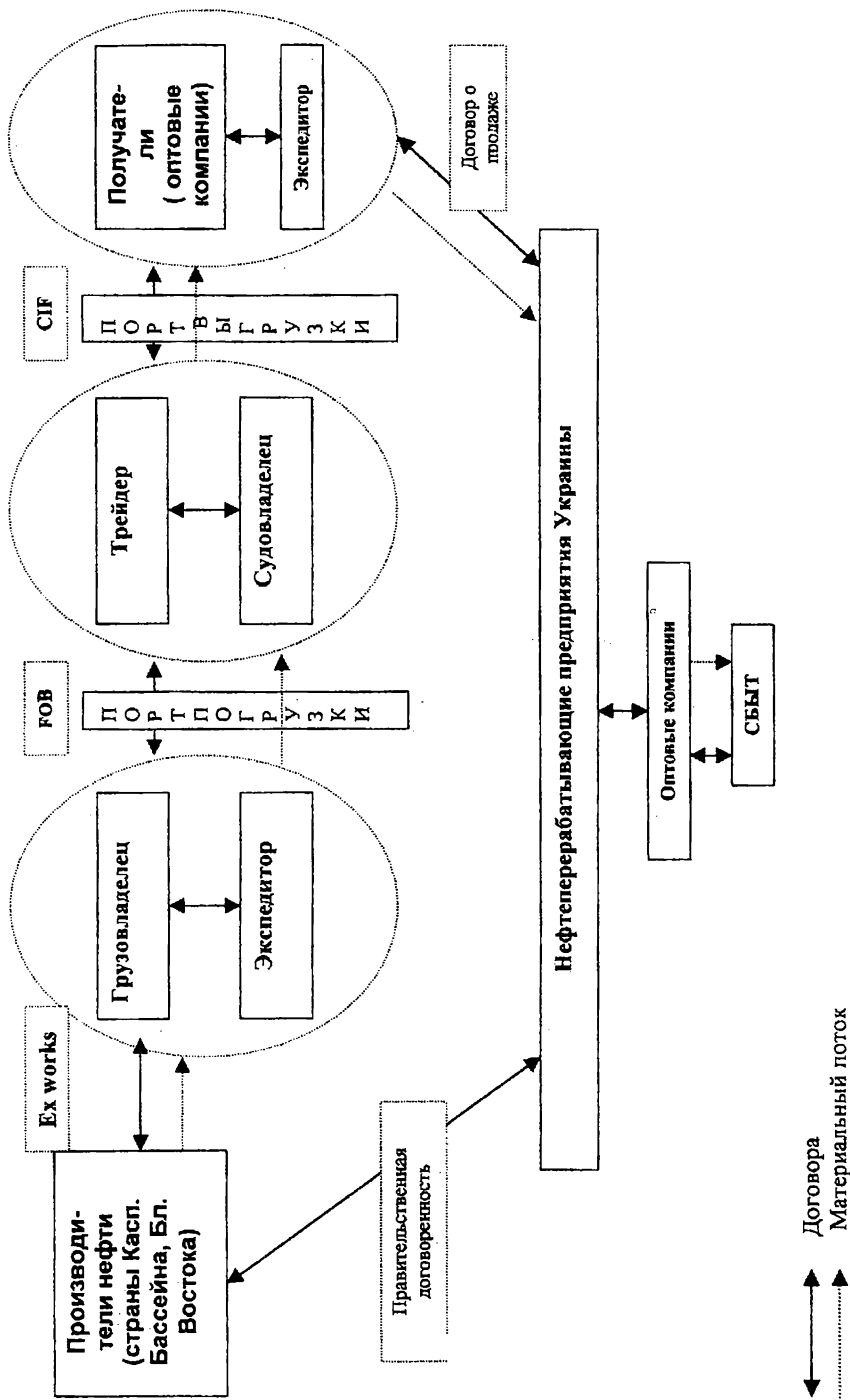


Рис. 1. Логистическая система доставки нефти и нефтепродуктов

единое целое. Эта совокупность существует на некотором временном интервале и измеряется в абсолютных единицах за определенный период. В экономических системах циркулируют материальные, информационные и финансовые потоки. Материальный поток в системе доставки нефти определен как груз, рассматриваемый в процессе выполнения группы операций. Вся совокупность операций может быть разделена на технологические операции, в ходе которых происходит качественное преобразование продукции, и логистические операции.

К логистическим операциям над материальными потоками в данном случае относятся погрузка, транспортировка, разгрузка и хранение нефти и нефтепродуктов. Логистические операции над информационными потоками - это сбор, обработка и передача информации, соответствующей материальному потоку.

Логистическая операция задается множеством начальных условий, параметров внешней среды, альтернативных стратегий и характеристик целевой функции. Логистические операции подразделяются на внешние, внутренние, базисные и ключевые. Внешние - направленные на реализацию функции снабжения и сбыта. Внутренние - осуществляемые в рамках реализации функции производства. Базисные – это операции по снабжению, производству и сбыту. Ключевые – операции по поддержанию стандартов обслуживания потребителей, управлению закупками, транспортировке, управлению запасами, управлению процедурами заказов, управлению производственными процедурами, ценообразованию, распределению [3].

Поддержание стандартов обслуживания потребителя подразумевает обеспечение уровня количества и качества нефти. Организация и управление закупками включает в себя комплекс таких задач, как выбор поставщика нефти, планирование потребностей нефтеперерабатывающих предприятий и рынка нефтепродуктов, определение рациональных сроков и объемов их поставок, договорная работа. Процесс доставки включает совокупность процессов перевозки, погрузки-выгрузки, экспедирования и других сопутствующих логистических операций.

Управление запасами материальных ресурсов и готовой продукции предполагает создание, контроль и регулирование уровня запасов в снабжении, производстве и сбыте. Функция управления процедурами заказов определяет порядок получения и обработки заказов, моменты времени получения гото-



вой продукции или оказания услуг потребителю. Операционный менеджмент (управление производственными процедурами) предполагает календарное планирование, минимизацию уровня запасов материальных ресурсов, прогнозирование потребности в материальных ресурсах, сокращение длительности производственного цикла и т.п.

Стратегия ценообразования задает уровень логистических издержек, составляющих основу цены на нефть, которая, с учетом конъюнктуры рынка, формирует окончательную цену продажи нефтепродуктов потребителям. Физическое распределение включает логистические операции, связанные с физическим перемещением и хранением нефти и нефтепродуктов в товаропроводящих структурах производителей и логистических посредников.

Итак, в логистической системе доставки нефти и нефтепродуктов с помощью логистических операций решаются такие вопросы как:

- обоснованный выбор предприятий производства (переработки), вида транспорта и пунктов перевалки;
- доставка нефти в соответствии с возможностями производителей и заказами потребителей;
- обеспечение высокого уровня услуг;
- минимизация затрат на приобретение и сбыт;
- минимизация финансовых и материальных ресурсов на транспортировку и перевалку;
- своевременное и оптимальное заполнение нефтяных хранилищ;
- сквозное управление материальными, финансовыми и информационными потоками от места производства нефти до места потребления нефтепродуктов [4].

В результате решения этих вопросов возможно достижение гармоничных отношений между производителями, потребителями и их окружением. Так, общая стратегия проектирования и формирования логистической системы доставки нефти и нефтепродуктов предполагает наличие вспомогательных стратегий, каждая из которых разработана при использовании информации о текущей и проектной деятельности каждого отдельного предприятия. Вспомогательные стратегии можно разделить на следующие категории:

- гарантия снабжения: осуществление поставок на нефтеперерабатывающие предприятия в соответствии с запросами потребителей. Эта стратегия предполагает учет изменений политики взаимоотношений основных участни-

ков логистической системы, непосредственно связанных с ней спросом и предложением. При этом анализируются потребности, наличие сырья, динамика цен и их прогнозы, расходы на производство, транспорт и перевалку, прогресс технологий, способы ценообразования, политическая обстановка;

- сокращение расходов: уменьшение затрат на производство и переработку продукции и затрат в течение жизненного цикла;

- реакция на изменение обстановки: предвидение и реакция на перемены в общей ситуации (экономической, организационной, юридической, политической) таким образом, чтобы это поддерживало долгосрочные партнерские отношения;

- конкурентоспособность: использование рыночных возможностей и организационных преимуществ для улучшения положения предприятий относительно конкурентов, т.е. достижение целей с наилучшими производственными результатами.

Применение в системах доставки нефти и нефтепродуктов принципов и методов математического программирования позволяет повысить эффективность процессов в логистических цепях за счет определения цены конкурентного равновесия, при которой каждый потребитель услуг максимизирует свою полезность, а каждый производитель - свою прибыль, тем самым исключая конфликт между потребителем и производителем услуг.

Рассмотрим рынок транспортных услуг, на котором спрос на услуги характеризуется убывающей функцией совокупного спроса  $S(C)$ , а предложение – возрастающей функцией совокупного предложения услуг по транспортировке  $P(C)$ . Состояние равновесия характеризуется равенством спроса и предложения (рис.2).

При помощи «паутинообразной» модели [5] реализуем процесс определения равновесной величины транспортных издержек. Пусть в начальный момент времени установлена величина издержек  $C_0$ , при этом спрос меньше предложения транспортных предприятий, т.е.

$$S(C_0) < P(C_0),$$

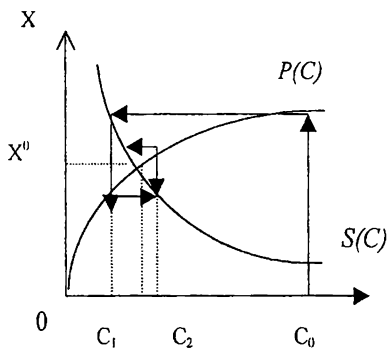


Рис.2. Паутинообразная модель установления равновесной величины затрат на транспортировку

тогда необходимо понизить величину расходов до уровня, при котором спрос равен предложению при первоначальной цене

$$S(C_1) = P(C_0).$$

При новой цене  $C_1$  спрос превышает предложение

$$S(C_1) > P(C_1),$$

поэтому повышается величина расходов до уровня  $C_1$ , при котором

$$S(C_2) = P(C_1),$$

и т.д. до нахождения равновесной величины расходов.

Исследуем логистическую систему доставки нефти на территорию Украины (рис.1), в которой задействованы интересы производителей и потребителей продукции и услуг. Пусть имеются  $m$  производителей нефти,  $n$  портов погрузки и  $g$  портов выгрузки,  $t$  нефтеперерабатывающих заводов. Удельные затраты на перевозку нефти от  $i$ -го производителя в  $j$ -й пункт погрузки равны  $C_{ij}$ , удельные затраты от  $j$ -го пункта погрузки в  $\gamma$ -й пункт выгрузки равны  $C_{j\gamma}$ ,  $C_{\gamma r}^r$  - удельные затраты на перевозку нефти  $r$ -м видом транспорта из  $\gamma$ -го пункта выгрузки до нефтеперерабатывающего завода  $\tau$ .  $a_i, a_j, a_\gamma, a_\tau$  - значения производственных мощностей, соответственно, производителя  $i$ , грузовладельца  $j$ , порта выгрузки  $\gamma$ , пункта переработки нефти  $\tau$ .  $\alpha_i^+, \alpha_j^+, \alpha_\gamma^+, \alpha_\tau^+$  - цена дополнительного производства единицы продукции, соответственно, в пунктах  $i, j, \gamma$  и  $\tau$ .  $\alpha_i^-, \alpha_j^-, \alpha_\gamma^-, \alpha_\tau^-$  - удельные издержки, связанные с избытком и дефицитом продукции в пунктах потребления продукции и услуг.

Необходимо найти такие объемы перевозок  $X^1 = \{X_{ij}\}$ ,  $X^2 = \{X_{j\gamma}\}$ ,  $X^3 = \{X_{\gamma\tau}^r\}$ ,

которые минимизируют суммарные затраты, связанные с транспортировкой, дополнительным производством и неполным использованием мощностей [6].

Целевая функция задачи имеет следующий вид:

$$\begin{aligned}
 F(x) = & \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n C_{ij} X_{ij} + \sum_{j=1}^n \sum_{\gamma=1}^g C_{j\gamma} X_{j\gamma} + \sum_{\gamma=1}^g \sum_{\tau=1}^l \sum_{r=1}^3 C^r_{\gamma\tau} X^r_{\gamma\tau} + M \sum_{i=1}^m \max \left\{ \alpha_i^+ \left( \sum_{j=1}^n X_{ij} - a_i \right); \alpha_i^- \left( a_i - \sum_{j=1}^n X_{ij} \right) \right\} + \\
 & M \sum_{j=1}^n \max \left\{ \alpha_j^+ \left( \sum_{i=1}^m X_{ij} - a_j \right); \alpha_j^- \left( a_j - \sum_{i=1}^m X_{ij} \right) \right\} + M \sum_{j=1}^n \max \left\{ \alpha_j^+ \left( \sum_{\gamma=1}^g X_{j\gamma} - a_j \right); \alpha_j^- \left( a_j - \sum_{\gamma=1}^g X_{j\gamma} \right) \right\} + \\
 & + M \sum_{\gamma=1}^g \max \left\{ \alpha_\gamma^+ \left( \sum_{j=1}^n X_{j\gamma} - a_\gamma \right); \alpha_\gamma^- \left( a_\gamma - \sum_{j=1}^n X_{j\gamma} \right) \right\} + M \sum_{\gamma=1}^g \max \left\{ \alpha_\gamma^+ \left( \sum_{\tau=1}^l \sum_{r=1}^3 X^r_{\gamma\tau} - a_\gamma \right); \alpha_\gamma^- \left( a_\gamma - \sum_{\tau=1}^l \sum_{r=1}^3 X^r_{\gamma\tau} \right) \right\} + \\
 & + M \sum_{\tau=1}^l \max \left\{ \alpha_\tau^+ \left( \sum_{\gamma=1}^g \sum_{r=1}^3 X^r_{\gamma\tau} - a_\tau \right); \alpha_\tau^- \left( a_\tau - \sum_{\gamma=1}^g \sum_{r=1}^3 X^r_{\gamma\tau} \right) \right\} \rightarrow \min
 \end{aligned}$$

при ограничениях:

$$\sum_{i=1}^m X_{ij} \leq P_j, (j = 1, \dots, m); \quad (1)$$

$$\sum_{j=1}^n X_{j\gamma} \leq P_\gamma, (\gamma = 1, \dots, g); \quad (2)$$

$$\sum_{j=1}^n \sum_{\gamma=1}^g X_{j\gamma} \leq P^f; \quad (3)$$

$$\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n X_{ij} = \sum_{j=1}^n \sum_{\gamma=1}^g X_{j\gamma} = \sum_{\gamma=1}^g \sum_{\tau=1}^l \sum_{r=1}^3 X^r_{\gamma\tau} \quad (4)$$

$$X^r_{\gamma\tau} \leq P^r_{\gamma\tau}, (r = 1, 2, 3), \quad (5)$$

и условии неотрицательности переменных

$$X_{ij}, X_{j\gamma}, X^r_{\gamma\tau} \geq 0, (i = 1, \dots, m; j = 1, \dots, n; \gamma = 1, \dots, g; \tau = 1, \dots, l; r = 1, 2, 3),$$

где  $P_j$  – пропускная способность  $j$ -го пункта погрузки,  $P_\gamma$  – пропускная способность  $\gamma$ -го пункта выгрузки,  $P^f$  – провозная способность флота,  $P^r_{\gamma\tau}$  – возможные объемы перевозок  $r$ -м видом транспорта от портов выгрузки до пунктов назначения.

Модель установления равновесной величины транспортных издержек (рис.2) основана на предположении, что изменение величины издержек зави-

сит от разности спроса и предложения :  $(\sum_{j=1}^n X_{ij} - a_i)$ ,  $(a_i - \sum_{j=1}^n X_{ij})$  – для участка логистической системы, осуществляющего взаимодействие между производителями и портами погрузки;  $(\sum_{\gamma=1}^g X_{j\gamma} - a_j)$ ,  $(a_j - \sum_{\gamma=1}^g X_{j\gamma})$  – между портами погрузки и выгрузки, и так далее до конечного потребителя.

Формирование логистической системы доставки нефти на территории Украины с использованием современных научных теорий позволяет добиться обоснованного привлечения материальных потоков. Представленные модели создают базу для оптимального сочетания интересов потребителей и производителей с выделением долей участия каждого вида транспорта в процессе доставки.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Міністерство палива та енергетики України (<http://www/ngbi/cjm/ua/minpe/rus/index/htm>).
2. Статистичний щорічник України за 1998 рік. - Київ: Техніка, 1999. - 576 с.
3. Альбеков А.У., Федько В.П., Митько О.А. Логистика коммерции.- Ростов-на-Дону: Феникс, 2001. - 512 с.
4. Гаджинский А.М. Логистика. 2-е изд.- М.: ИВЦ «Маркетинг», 1999. – 228 с.
5. Колемаев В.А. Математическая экономика. – М.: ЮНИТИ, 1998. – 240 с.
6. Шутенко Т.Н. Современные проблемы и тенденции развития транспортных связей между поставщиками и потребителями нефти// Методи та засоби управління розвитком транспортних систем. Збірник наукових праць. Випуск 1. – Одеса: ОДМУ, 2001. – С.187-196.

## МОДЕЛИРОВАНИЕ СМЕШАННЫХ ПЕРЕВОЗОК

И.В. Морозова

В последние годы для любого производителя стала насущной проблема минимизации совокупных затрат на производство и доведение своего товара до конечного потребителя. При этом резервы в самом производстве, как на это указывается в различных публикациях, уже практически исчерпаны, дальнейшее снижение себестоимости продукции зачастую просто невозможно. В такой ситуации пристальное внимание уделяется сопряженным сферам создания добавленной стоимости, в частности, транспортной. В этой сфере для сокращения затрат предлагается выбирать оптимальные по стоимости маршруты доставки, повышать грузоподъемность транспортных средств, упрощать их конструкцию и т.д. Однако производители, как и получатели товара, требуют, наряду с сокращением затрат, повышения комплексности транспортного обслуживания, обеспечения надежности, скорости доставки и сохранности своих товаров в процессе их перемещения в пространстве и во времени. Они резонно полагают, что реализовать перечисленные требования можно, работая с одним лицом, которое принимает на себя полную ответственность за доставку груза. В ответ на ожидания грузовладельцев (или, в какой-то мере, опережая их) за рубежом возникли системы смешанных перевозок, которые быстрыми темпами стали завоевывать основные мировые грузопотоки, особенно потоки грузов в контейнерах. Системы смешанных перевозок позволяют одновременно учитывать интересы разных сторон: грузоотправителя, который получает более качественные услуги по приемлемой цене; перевозчика, который, беря на себя большую ответственность, может получить и более высокую прибыль; третьих лиц, услугами которых пользуется основной перевозчик, и которые получают свою прибыль.

Смешанные перевозки – это современная форма организации транспортного процесса. В условиях сегодняшней Украины, когда на рынке транспортных услуг, особенно морских, складывается неблагоприятная для многих отечественных перевозчиков ситуация, смешанные перевозки – наиболее

перспективное направление развития отрасли. Однако выход в эту сферу деятельности требует достаточно большой подготовительной работы. Это касается организационных вопросов, дополнительных инвестиций, выбора направлений перевозок, участников и т.д. Для решения подобных вопросов необходима соответствующая методическая база, которая в настоящее время активно формируется. Рассмотрим некоторые возможные подходы к ее реализации.

Начнем с уточнения понятий. Как справедливо отмечено в [1], в нашей стране нет устоявшейся терминологии в анализируемой области производственной деятельности. Поэтому для устранения неоднозначности в данной работе будем говорить о смешанной перевозке как о перевозке двумя или более видами транспорта от обусловленного места отправления до обусловленного места назначения, которая осуществляется оператором, котирующим сквозную ставку тарифа, по единому транспортному документу. Принятое здесь определение является результатом обобщения ряда существующих определений интермодальных и мультимодальных перевозок, и будет использоваться только в контексте данной статьи.

Из приведенного определения ясно, что главным действующим лицом в смешанной перевозке является оператор. Согласно Конвенции ООН о международных смешанных перевозках 1980 г. «оператор смешанной перевозки (ОСП) – это любое лицо, которое от собственного имени, или через другое действующее от его имени лицо, заключает договор смешанной перевозки и выступает как сторона договора, а не как агент, или от имени грузоотправителя, или перевозчиков, участвующих в операциях смешанной перевозки, и принимает на себя ответственность за исполнение договора». Особенности деятельности ОСП описаны в целом ряде публикаций, в частности, в работах [2, 3]. Основываясь на данных публикациях, дадим краткую характеристику этих особенностей.

Итак, оператор смешанной перевозки – это договорный перевозчик в глазах клиента, который единолично отвечает за сохранную доставку груза в названный пункт назначения и получает за это полную оплату. При этом операции с грузом на всем пути его следования могут выполняться самим оператором, его дочерними компаниями, а также подрядчиками. В качестве подрядчиков рассматриваются фактические перевозчики, операторы грузовых терминалов, экспедиторы, складские компании, лизинговые компании и т.д.

Первыми в роли ОСП стали выступать крупные экспедиторские компании. Им оказалось легче других увидеть процессы доставки грузов с системных позиций и приступить к созданию единых транспортно-технологических цепочек. Однако через некоторое время сложившаяся монополия экспедиторов была подорвана транспортными компаниями, которые вышли в сферу организации смешанных перевозок из-за избыточных резервов производственных мощностей, возросшей конкуренции, а также превращения рынка транспортных услуг в рынок «покупателя». Они весьма быстрыми темпами начали завоевывать этот рынок, т.к. были мощнее по производственному потенциалу, располагали большими денежными ресурсами для диверсификации своей деятельности.

Впрочем, разнообразные фирмы, вошедшие в область смешанных перевозок в качестве ОСП с разных сторон транспортного рынка, со временем начали сближаться по своим производственным характеристикам и действовать на основании общих принципов и правил. Эта общность позволяет разрабатывать стандартные модели, описывающие поведение любого оператора в процессе организации смешанных перевозок.

Рассмотрим предлагаемый комплекс поведенческих моделей оператора, которые последовательно отражают: интересы самого оператора при выборе клиентуры и определении объема предоставляемых ей услуг; компромисс интересов оператора и клиентуры при заключении обоюдовыгодного договора смешанной перевозки; конъюнктурные соображения оператора при выборе направлений развития контролируемой им системы смешанных перевозок. За их основу нами были взяты поведенческие модели транспортного предприятия, представленные в [4].

Если предположить, что вся система смешанных перевозок настраивается на минимизацию совокупных затрат на доведение грузового потока до обусловленного места назначения, то любой оператор смешанной перевозки, подчиняясь глобальной цели, ставит одновременно задачу максимизации своей прибыли. Эта задача может и должна быть решена не за счет повышения сквозной ставки тарифа на конкретную перевозку, а за счет выбора наиболее выгодных видов перевозок, приносящих большую отдачу на единицу понесенных эксплуатационных расходов.

Допустим, что оператор организовал устойчивую систему доставки грузов определенной номенклатуры несколькими видами транспорта на одном



направлении. Любому клиенту предлагается один и тот же набор транспортно-логистических услуг, т.е. «продукция» оператора является однородной. Поведенческая стратегия оператора будет состоять в определении точки равновесия производства, т.е. в определении объема сервисных услуг (по совокупности клиентов), которому соответствует максимальная прибыль при ограниченной пропускной способности системы. Решение может быть найдено следующим путем.

1. Определяется характер зависимости дохода оператора от объема логистических услуг, предоставленных  $n$  клиентам. Предположим, что сквозная ставка тарифа неизменна, тогда доход выражается прямолинейной зависимостью

$$F = f \cdot Q, \quad (1)$$

где  $Q$  – объем услуг;  $f$  – сквозная ставка тарифа.

Графически – это прямая, выходящая из начала координат.

2. Определяется характер зависимости издержек оператора на оказание логистических услуг. В [4] принимается, что это параболическая зависимость вида

$$R = \sqrt{b \cdot Q^2 - q_0}, \quad (2)$$

где  $b, q$  – параметры уравнения.

Графически – это кривая, проходящая выше точки начала координат.

3. Прямая доходов и кривая издержек пересекаются в двух точках, которые являются критическими и определяют экономически целесообразные границы деятельности оператора.

4. Графическим и алгебраическим методами находится область вероятной прибыли оператора (область допустимых решений), а также максимальная прибыль, которая принадлежит этой области.

При движении прямой доходов влево, а кривой издержек – вправо, область допустимых решений расширяется. Прямая доходов может смещаться влево только при увеличении сквозной ставки тарифа. Как мы уже говорили, оператору делать это невыгодно по соображениям конкурентной борьбы. Поэтому расширение области должно происходить только в результате смещения кривой издержек вправо, что означает их уменьшение при тех же объемах предоставляемых услуг. Приведенная схема, хотя и в самом общем виде, наглядно демонстрирует факторы, определяющие поведенческую стратегию оператора. Однако она ничего не говорит о том, каким образом оператор

учитывает в своей деятельности интересы клиентуры. Задача выбора оптимальной политики оператора по обслуживанию грузоотправителей может быть сформулирована следующим образом.

Пусть оператор обслуживает грузоотправителей, организуя смешанные перевозки на  $n$  направлениях. Суммарная производственная мощность оператора (с учетом собственных и привлеченных ресурсов) составляет  $P_0$ , затраты мощности на 1 тонну груза -  $\{p_j\}$ . Известны сквозные ставки тарифа на всех направлениях -  $\{c_j\}$ . Удельная прибыль оператора на разных направлениях перевозки (примем для упрощения, что номенклатура услуг на каждом направлении постоянна для любого клиента) составляет -  $\{\pi_j\}$ . Если различные грузоотправители предлагают к перевозке партии грузов  $\{b_{ij}\}$  по установленным оператором тарифам, то последнему необходимо заключить множество договоров, обеспечивающих максимальный эффект отправителей. Под эффектом (выгодой) грузоотправителей будем понимать суммарный объем предоставленных им услуг в денежном выражении. При этом прибыль самого оператора не может быть меньше  $\Pi_0$ . Тогда математическую модель этой задачи можно записать следующим образом:

$$Z = \sum_i \sum_j c_j b_{ij} x_{ij} \rightarrow \max \quad (3)$$

$$\sum_i \sum_j p_j b_{ij} x_{ij} \leq P_0 \quad (4)$$

$$\sum_i \sum_j \pi_j b_{ij} x_{ij} \geq \Pi_0 \quad (5)$$

$$x_{ij} = \{0,1\} \forall i, \forall j \quad (6)$$

Параметры управления в этой задаче – булевы переменные:

$$x_{ij} = \begin{cases} 1, & \text{если оператор заключает договор с } i - \text{м грузоотправителем на} \\ & \text{доставку заданной партии груза на } j - \text{м направлении смешанной} \\ & \text{перевозки,} \\ 0 & \text{– в противном случае.} \end{cases}$$

Итак, целевая функция (3) в этой модели отражает интересы клиентуры; ограничение (4) – производственные возможности ОСП; ограничение (5) –

интересы оператора в получении определенного размера прибыли за свою работу.

Кроме моделей, описывающих деятельность оператора при существующей системе ресурсов, можно также построить модели, которые отражают его развитие. Развитие увязывается с инвестиционной деятельностью оператора. Он может приобретать отдельные виды оборудования и транспортных средств, покупать целые фирмы для включения их в число своих исполнителей и т.д. В качестве критерия оптимальности в этих моделях можно использовать совокупную выгоду самого оператора.

Пусть имеется  $m$  инвестиционных проектов, которые представляют интерес для оператора. Выгода от этих проектов может заключаться в приросте прибыли, завоевании дополнительного числа клиентов, повышении рейтинга оператора и т.д. Все эти величины имеют разную размерность, поэтому в модели могут быть использованы балльные оценки их важности для оператора  $k_l$  ( $l = \overline{1, m}$ ). Сумма денежных средств, которые могут быть вложены в реализацию имеющихся проектов, ограничена и составляет  $S_0$ . Известна стоимость каждого проекта –  $S_l$  ( $l = \overline{1, m}$ ). Тогда математическая модель примет вид:

$$Z = \sum_l k_l x_l \rightarrow \max \quad (7)$$

$$\sum_l S_l x_l \leq S_0 \quad (8)$$

$$x_l = \{0, 1\} \forall l \quad (9)$$

$$x_l = \begin{cases} 1, & \text{если оператор принимает } l\text{-й инвестиционный проект,} \\ 0 & \text{– в противном случае.} \end{cases}$$

Рассмотренными моделями, очевидно, не исчерпывается множество поведенческих моделей оператора смешанной перевозки. Приведенные примеры свидетельствуют о возможностях адекватного математического описания тех задач, которые приходится решать оператору.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Сергеев В.И. *Логистика в бизнесе: Учебник.* – М.: ИНФРА-М, 2001. – 608 с.
2. Лимонов Э.Л. *Внешнеторговые операции морского транспорта и мультимодальные перевозки.* – СПб.: Информ. центр «Выбор», 2000. – 411 с.
3. Саркисов С.В. *Контейнерные перевозки в капиталистических странах (коммерческо-правовой аспект).* - М.: Транспорт, 1991. - 160 с.
4. Смехов А.А. *Маркетинговые модели транспортного рынка.* – М.: Транспорт, 1998. – 120 с.

# Содержание

## ***ГИДРОМЕХАНИКА И ТЕОРИЯ КОРАБЛЯ***

<b>В.Г.Сизов</b> ОБ АКУСТИЧЕСКИХ ВОЛНАХ, ПОРОЖДАЕМЫХ В АТМОСФЕРЕ КОЛЕБАНИЯМИ ВИБРАТОРА .....	3
<b>С. В. Бугаев</b> ИССЛЕДОВАНИЯ БОРТОВОЙ КАЧКИ ПЛАВАЮЩЕЙ МАШИНЫ ПТС-2 В НАТУРНЫХ УСЛОВИЯХ .....	13
<b>А.В. Малахов, В.Э. Демиденко, А.Г. Калуев, А.В. Рублев</b> ИЕРАРХИЯ ВИХРЕВЫХ СТРУКТУР 3-МЕРНОЙ ВНУТРЕННЕЙ ЗАДАЧИ ГИДРОМЕХАНИКИ .....	23
<b>А.В. Демидюк</b> ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ОБЪЕКТНО-ОРИЕНТИРОВАННОГО ПОДХОДА ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ГИДРОДИНАМИКИ СУДНА .....	39
<b>Н. В. Ефремова</b> ОПРЕДЕЛЕНИЕ БЕЗОПАСНЫХ ТРАЕКТОРИЙ ПРИ ПОДХОДЕ МАЛОГО СУДНА ДЛЯ ШВАРТОВКИ К КРУПНОТОННАЖНОМУ СУДНУ НА РЕЙДОВОЙ СТОЯНКЕ .....	43

## ***ПРОЧНОСТЬ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОРАБЛЯ***

<b>Г. В. Егоров</b> НОРМИРОВАНИЕ ОБЩЕЙ ПРОЧНОСТИ СУДОВ СИСТЕМЫ ДУНАЙ - МАЙН - РЕЙН .....	50
<b>В.В.Козляков, Б.Н.Станков</b> ПРИЧИНЫ ПОВРЕЖДЕНИЙ СТАЛЬНЫХ ПЛАВУЧИХ ДОКОВ..	66
<b>А.О. Канифольский</b> ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОТНОШЕНИЯ ШИРИНЫ СУДНА К ОСАДКЕ ИСХОДЯ ИЗ ТРЕБОВАНИЙ К АВАРИЙНОЙ ОСТОЙЧИВОСТИ БЫСТРОХОДНЫХ ОДНОКОРПУСНЫХ ВОДОИЗМЕЩАЮЩИХ СУДОВ .....	83
<b>Б.И. Антонов</b> ВЫСОКОТОЧНЫЙ ТРЕУГОЛЬНЫЙ КОНЕЧНЫЙ ЭЛЕМЕНТ ПЛАСТИНЫ ДЛЯ РЕШЕНИЯ СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ПЛОСКИХ ЗАДАЧ ТЕОРИИ УПРУГОСТИ .....	90

## **ОСНОВАНИЯ И ФУНДАМЕНТЫ**

**Ю.Л. Воробьев**

ОСНОВАНИЯ ПОРТОВЫХ ГИДРОТЕХНИЧЕСКИХ СООРУЖЕНИЙ В АСПЕКТЕ СОВРЕМЕННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ СТРОИТЕЛЬСТВА И РЕКОНСТРУКЦИИ ..... 101

**Ю.Л. Воробьев**

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ СВАРНЫХ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ КОНСТРУКЦИЙ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В КАЧЕСТВЕ ОСНОВАНИЙ ГИДРОТЕХНИЧЕСКИХ СООРУЖЕНИЙ ..... 109

**А.В. Гришин**

ДЕЙСТВИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ НА ПЛИТУ, ЛЕЖАЩУЮ НА ДЕФОРМИРУЕМОМ ОСНОВАНИИ С ОТВЕРСТИЕМ ..... 115

**А.В.Гришин, Е.Ю.Федорова**

СОВМЕСТНЫЙ РАСЧЕТ ПОДПОРНОЙ СТЕНКИ И ДЕФОРМИРУЕМОЙ СРЕДЫ ПРИ СЛОЖНОМ СТАТИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ ..... 122

**С.Ф.Клованич**

МОДЕЛЬ ДЕФОРМИРОВАНИЯ НЕУПРУГИХ МАТЕРИАЛОВ И ЕЕ ПРИМЕНЕНИЕ К РАСЧЕТУ ГРУНТОВЫХ ОСНОВАНИЙ .... 131

**Н.Н. Хонелия**

УСОВЕРШЕНСТВОВАННЫЕ МЕТОДЫ РАСЧЕТА ПОРТОВЫХ ГИДРОТЕХНИЧЕСКИХ СООРУЖЕНИЙ ДЛЯ ПРАВИЛЬНОЙ ОЦЕНКИ ФАКТИЧЕСКОЙ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ГРУНТОВЫХ ОСНОВАНИЙ ..... 141

## **ПОРТЫ И ГИДРОТЕХНИЧЕСКИЕ СООРУЖЕНИЯ**

**Я.И.Каганов**

ПРОГНОЗ РУСЛОВЫХ ПЕРЕФОРМИРОВАНИЙ ПРИ ОЦЕНКЕ УСТОЙЧИВОСТИ И НАДЕЖНОСТИ ОСНОВАНИЙ РЕЧНЫХ СООРУЖЕНИЙ ..... 154

**С.Н.Радимов**

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФАКТИЧЕСКИХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ КРАНОВЫХ ШИНОПРОВОДОВ - ИНФОРМАЦИОННАЯ ОСНОВА ОПТИМИЗАЦИИ ИХ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ..... 161

**М.П. Дубровский, М.Б. Пойзнер, А.В. Калюжный**  
ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ПОРТОВОГО ГОРОДА: ЭФФЕКТИВНЫЕ КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ РЕШЕНИЯ ПОРТОВЫХ СООРУЖЕНИЙ ..... 169

## ***СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ***

**В.Г. Ивановский, Р.А. Варбанец, А.И. Сагайдак**  
ИНТЕРНЕТ-МОНИТОРИНГ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ ТРАНСПОРТНОГО СУДНА И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ АСПЕКТОВ ЕГО ЭКСПЛУАТАЦИИ ..... 179

**В.А. Яровенко**  
ОБОБЩЕННОЕ ОПИСАНИЕ МАНЕВРЕННЫХ РЕЖИМОВ ГРЕБНЫХ ЭЛЕКТРИЧЕСКИХ УСТАНОВОК ЭЛЕКТРОХОДОВ ..... 183

**В.В. Вычужанин**  
ЦИФРОВАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ГАЗОЖИДКОСТНОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ УСТАНОВКОЙ ..... 197

**П. И. Греченко, В. Н. Царюк**  
ВЫБОР УРОВНЯ НАГРУЖЕНИЯ ПРИ ПРОВЕДЕНИИ ИСПЫТАНИЙ НА УСТАЛОСТЬ ..... 204

## ***УПРАВЛЕНИЕ ПРОЕКТАМИ И РАЗВИТИЕ ПРОИЗВОДСТВА***

**А.И. Лапкин**  
АНАЛИЗ И ПЛАНИРОВАНИЕ В ПРОЕКТЕ ОРГАНИЗАЦИИ РАБОТЫ ФЛОТА ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНЫМИ РЕЙСАМИ ..... 210

**И.В. Морозова, Л.П. Суворова, А.П. Тюрин**  
ПОТЕНЦИАЛ МЕЖДУНАРОДНОГО ТРАНСПОРТНОГО КОРИДОРА № 7 ..... 217

**И.А. Лапкина, Т.Н. Шутенко**  
ФОРМИРОВАНИЕ ЛОГИСТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ДОСТАВКИ НЕФТИ И НЕФТЕПРОДУКТОВ ..... 228

**И.В. Морозова**  
МОДЕЛИРОВАНИЕ СМЕШАННЫХ ПЕРЕВОЗОК ..... 237

*Наукове видання*

# **ВІСНИК**

## **ОДЕСЬКОГО ДЕРЖАВНОГО МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

**Збірник наукових праць**

*Українською, російською  
та англійською мовами*

**Випуск 7**

*Свідоцтво про державну реєстрацію:  
серія КВ № 2783  
від 25. 07. 1997 р.*

Комп'ютерну верстку та розробку оригінал-макету збірника  
було здійснено на ІОЦ ОДМУ  
*Т.Д. Панченко*

---

Підписано до друку з оригінал-макету 25.12.01. Формат 70x108 1/16.  
Папір офсетний. Ум.-друк. арк. 21,3.  
Тираж 100. Замовлення № 1883.

**Адреса редакційної колегії та Видавництва ОДМУ:  
65029, м. Одеса, вул. Мечнікова, 34, тел. 23-35-28, 739-55-53**