

ВІСНИК

ОДЕСЬКОГО
НАЦІОНАЛЬНОГО
МОРСЬКОГО
УНІВЕРСИТЕТУ

8

Міністерство освіти і науки України



ВІСНИК

ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО
МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ



8 ` 2002

ББК 39.42-011я43

В635

УДК 629.12.002(082)

Головний редактор:

д-р техн.наук, проф., *Ю.Л. Воробійов*

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. *Євдокїмов 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,
проф. *Морозова І.В.*, д-р техн.наук, проф. *Олійник М.В.*, д-р техн.наук,
проф. *Панарін П.Я.*, д-р техн.наук, с.н.с. *Пойзнер М.Б.*, д-р екон.наук,
проф. *Постан М.Я.*, д-р техн.наук, проф. *Радїмов С.М.*, д-р техн.наук,
проф. *Сизов В.Г.*, д-р екон.наук, проф. *Чекаловець В.І.*, д-р техн.наук,
проф. *Яковлев П.І.*, д-р екон.наук, проф. *Якушенко В.Г.*, *Силакова Г.І.*
(відп.секретар).

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

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

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

Друкується за ухвалою Вченої ради
Одеського національного морського університету
від 19.06.2002 р. (протокол № 9)

ISBN 966-7716-26-0

© Одеський національний
морський університет, 2002

**УКАЗ
ПРЕЗИДЕНТА УКРАЇНИ**

**Про надання
Одеському державному морському університету
Статусу національного**

Ураховуючи загальнодержавне і міжнародне визнання результатів діяльності Одеського державного морського університету та його вагомий внесок у розвиток національної освіти і науки, **постановляю:**

Надати Одеському державному морському університету статус національного і надалі іменувати його – Одеський національний морський університет.

**Президент України
м. Київ
26 лютого 2002 року
№ 177/2002**

Л.КУЧМА

Шановні друзі!

Щиро вітаю викладацький колектив, студентський з визначною подією в житті Одеського державного морського університету – присвоєнням вашому славному вузу звання “Національний”!

Історія Одеського морського університету багата і визначна. Ваш навчальний заклад був і залишається справжньою кузнею висококваліфікованих кадрів для морської галузі України. Університет завжди пишався своїми випускниками і завжди вважалося престижним навчатися у ньому. Впевнений – так буде завжди!

Перед нами всіма стоїть велике, непросте, але водночас благородне завдання – відродити український флот. Спільними зусиллями ми повернемо Україні славу морської держави. Тож значимість і потрібність Одеського, тепер вже Національного, морського університету значно зростає.

Зичу вам, шановні колеги, наснаги, творчості в роботі, добра, радості, добробуту і обов’язково злагоди в родинях, в колективі! Перекоаний, що Одеського Національний морський університет завжди буде одним із флагманів української вищої освіти!

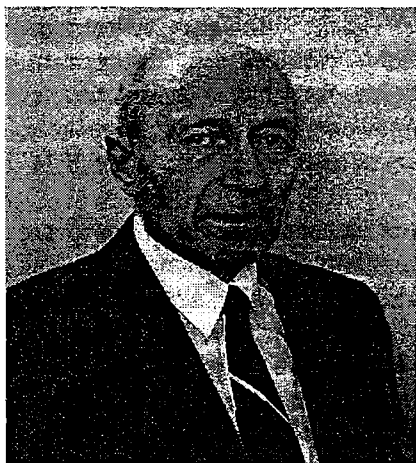
Міністр транспорту України



В. Пустовойтенко

ВАССЕРМАН АЛЕКСАНДР АНАТОЛЬЕВИЧ –

ПОЛВЕКА В ОИИМФ–ОГМУ–ОНМУ



Недавно друзья и коллеги поздравляли доктора технических наук профессора Александра Анатольевича Вассермана в связи с 70-летием со дня рождения и 45-летием научно-педагогической деятельности. При этом многие отмечали, что практически вся его трудовая жизнь связана с нашим университетом. Александр Анатольевич поступил на судомеханический факультет ОИИМФа в 1948 г., окончил с отличием в 1953 г. и после трёх лет работы на Рижском судостроительно-судоремонтном заводе и на Одесском

заводе «Автогенмаш» вернулся в родной институт уже в качестве сотрудника научно-исследовательского сектора.

Первые годы работы в НИС он под руководством доцентов А.А. Старосельского и Л.П. Бурышкина занимался исследованиями износа и рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания и написал ряд работ по этим вопросам. Однако наибольшую роль в его становлении как научного работника сыграл профессор Я.З. Казавчинский, под влиянием которого А.А. Вассерман начал исследовать термодинамические свойства газов. В 1962 г. он по заданию Всесоюзного НИИ кислородного машиностроения приступил к составлению таблиц и диаграмм термодинамических свойств воздуха, азота и кислорода. При выполнении этой работы он написал кандидатскую диссертацию «Исследование теплофизических свойств воздуха, азота и кислорода», которую защитил в 1964 г. в Одесском технологическом институте им. М.В.Ломоносова.

Вскоре была подготовлена монография А.А.Вассермана, Я.З.Казавчинского и В.А.Рабиновича «Теплофизические свойства воздуха и его основных компонентов», выпущенная издательством АН СССР «Наука» в 1966 г. Спустя два года А.А. Вассерман и В.А. Рабинович опубликовали в издательстве стандартов монографию по свойствам этих веществ в жидком состоянии. Обе монографии были одними из первых по данной тематике в мировой литературе и до сих пор используются специалистами по криогенной технике.

При активном участии А.А. Вассермана в 1966 г. на кафедре «Термодинамика» ОИИМФ была организована проблемная лаборатория судовой холодильной техники, в которой он 15 лет руководил научным

отделом прикладной термодинамики. В связи с возросшими требованиями к сеточности данных о свойствах веществ и принятием международной программы составления таблиц термодинамических свойств газов Александр Анатольевич занялся разработкой методов составления уравнений состояния и уравнений для расчета транспортных свойств газов и жидкостей с помощью электронно-вычислительных машин. Эти разработки составили основу докторской диссертации «Методы аналитического описания и расчёта теплофизических свойств газов и жидкостей с помощью ЭВМ и применение их для технически важных веществ», защищенной в институте высоких температур АН СССР (Москва) в 1980 г.

Методы, разработанные в докторской диссертации, использованы А.А. Вассерманом при подготовке серии монографий по термодинамическим свойствам азота, кислорода, воздуха, метана, этана, пропана, этилена и гелия (1977–1989 гг.). Эти монографии, написанные авторским коллективом, возглавлявшимся председателем Комиссии АН СССР по таблицам термодинамических свойств газов и жидкостей профессором В.В.Сычёвым, получили заслуженное признание учёных и специалистов и используются во многих научно-исследовательских и учебных институтах и в проектных организациях. Они переведены на английский язык и переизданы в США.

Монографии и составленные на их базе таблицы стандартных справочных данных, утвержденные Госстандартом СССР в качестве официальных, явились важной частью системы оперативного обеспечения народного хозяйства нормативно-справочными данными о теплофизических свойствах технически важных газов и жидкостей. В 1987 г. за разработку этой системы А.А. Вассерман и его соавтор по серии монографий В.А. Цымарный в составе группы ведущих теплофизиков удостоены Премии Совета Министров СССР. Это явилось признанием научных заслуг Одесской теплофизической школы, основанной профессором Я.З. Казавчинским. Заметим, что в последние годы А.А.Вассерман активно разрабатывает автоматизированные информационные системы по свойствам веществ, ориентированные на современные персональные ЭВМ.

Всего за 45 лет научно-педагогической деятельности Александр Анатольевич опубликовал около 200 научных и учебно-методических работ, среди них 14 монографий и 10 таблиц стандартных справочных данных. Его труды отличаются глубиной и тщательностью разработки научных вопросов и надёжностью результатов. Он достойно представлял отечественную науку, выступая с докладами на 15 международных конференциях.

После защиты докторской диссертации А.А.Вассерман в 1981 г. перешёл на должность доцента кафедры «Термодинамика» ОИИМФ, а в 1984 г. стал профессором этой кафедры. Он один из ведущих преподавателей кафедры.

давателей нашего морского университета, в течение многих лет является заместителем председателя научно-методического совета и активно участвует во внедрении прогрессивной модульной системы обучения и тестовой формы контроля знаний студентов. Опубликованные им учебно-методические пособия используются преподавателями и студентами не только ОНМУ, но и других вузов. За успехи в научной работе и подготовку высококвалифицированных специалистов для морского флота А. А. Вассерман в 1991 г. награждён значком «Почётному работнику морского флота».

Александр Анатольевич уделяет внимание подготовке научных кадров, более 15 лет был членом специализированного ученого совета по защите докторских диссертаций при ОГМУ, с 1997 г. является членом аналогичного совета при Одесской государственной академии холода. Он подготовил четырёх кандидатов технических наук и неоднократно выступал официальным оппонентом по докторским и кандидатским диссертациям.

А.А. Вассерман проводит большую общественно-научную работу. С 1966 по 1991 г. он являлся членом бюро Комиссии АН СССР по таблицам термодинамических свойств газов и жидкостей, председателем Советской и членом Международной рабочих групп по свойствам атмосферных газов, с 1983 по 1991 г. член Научного Совета АН СССР по проблеме «Теплофизика и теплоэнергетика». В течение многих лет был членом секции Научно-технического Совета Госстандарта, экспертом Государственной службы стандартных справочных данных и членом редколлегии сборника «Теплофизические свойства веществ». В 1991 г. он включен в состав Подкомитета по транспортным свойствам веществ Международного союза по теоретической и прикладной химии. С 1994 г. А.А. Вассерман – член Научно-методической Комиссии Министерства образования и науки Украины по направлению «Энергетика» и рабочей группы по разработке стандартов высшего образования. В 1993 г. избран членом Транспортной академии Украины, в 1996 г. – членом Президиума её Южного научного центра, а в 1998 г. – членом Международной академии холода. Он входит в состав редакционных коллегий трёх научных журналов, в том числе сборника научных трудов «Вісник ОНМУ».

Своё вступление в восьмое десятилетие А.А.Вассерман отметил изданием 15-й монографии, посвященной термодинамическим свойствам новых озонобезопасных хладагентов, перспективных для холодильной техники.

Коллектив Одесского национального морского университета и редколлегия журнала «Вісник ОНМУ» желают Александру Анатольевичу доброго здоровья и долгих лет плодотворной научно-педагогической деятельности.

УДК 629.123: 532

ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ О КАЧКЕ ПРЯМОБОРТНЫХ ПОНТОНОВ

Ю.Л. Воробьев, С.Н. Баскаков, И.Ф. Давыдов

Понятие «понтон» объединяет плавучие объекты, имеющие горизонтальное днище и вертикальные борта. К судам этого типа относятся плавучие доки, лихтера, понтоны плавучих буровых установок. Соотношение размерений таких объектов часто не позволяет применять для расчета гидродинамических характеристик (ГДХ) их качки метод плоских сечений.

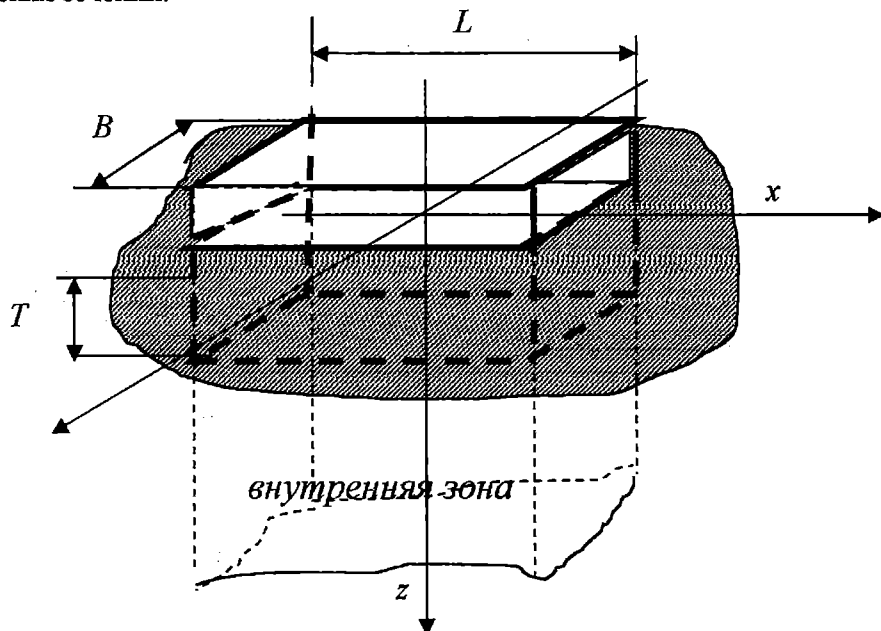


Рис. 1. Понтон с предельно малой осадкой

Рассмотрим гармонические колебания понтона с единичной амплитудой скорости, изменяющейся по закону $v(t) = \cos \sigma t$. Жидкость считаем идеальной и несжимаемой, а ее возмущенное движение потенциальным. Потенциал возмущенных скоростей жидкости $\Phi(x, y, z, t)$ представлен в виде суммы

$$\Phi(x, y, z, t) = \Phi_c(x, y, z) \cos \sigma t + \Phi_s(x, y, z) \sin \sigma t, \quad (1)$$

где Φ_c и Φ_s - амплитуды косинусной и синусной составляющих потенциала, удовлетворяют следующим дифференциальным системам:

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) \Phi_{c,s}(x, y, z) = 0, \begin{cases} |x| > L/2, & |y| > B/2, & 0 \leq z < \infty \\ |x| < L/2, & |y| < B/2, & T \leq z < \infty \end{cases} \quad (2)$$

$$\left(\frac{\partial}{\partial z} + k \right) \Phi_{c,s}(x, y, z, 0) = 0, \quad |x| > L/2, \quad |y| > B/2, \quad k = \sigma^2/g; \quad (3)$$

$$\lim_{z \rightarrow \infty} \text{grad} \Phi_{c,s}(x, y, z) = 0. \quad (4)$$

Дифференциальные системы (2)-(4) дополняются граничными условиями на корпусе, приведенными в таблице, и принципом излучения, согласно которому волны, возникающие при колебаниях понтона, расходятся от него во все стороны.

Таблица. Граничные условия на корпусе понтона

Вид колебаний	Грань		
	$x = \pm L/2, y < B/2, 0 \leq z < T$	$ x < L/2, y = \pm B/2, 0 \leq z < T$	$ x < L/2, y < B/2, z = T$
1	2	3	4
Продольно-горизонтальные, j=1	$\frac{\partial}{\partial x} \Phi_c(x, y, z) = \pm 1$	$\frac{\partial}{\partial y} \Phi_c(x, y, z) = 0$	$\frac{\partial}{\partial z} \Phi_c(x, y, z) = 0$
Поперечно-горизонтальные, j=2	$\frac{\partial}{\partial x} \Phi_c(x, y, z) = 0$	$\frac{\partial}{\partial y} \Phi_c(x, y, z) = \pm 1$	$\frac{\partial}{\partial z} \Phi_c(x, y, z) = 0$
Вертикальные, j=3	$\frac{\partial}{\partial x} \Phi_c(x, y, z) = 0$	$\frac{\partial}{\partial y} \Phi_c(x, y, z) = 0$	$\frac{\partial}{\partial z} \Phi_c(x, y, z) = 1$
Бортовые, j=4	$\frac{\partial}{\partial x} \Phi_c(x, y, z) = 0$	$\frac{\partial}{\partial y} \Phi_c(x, y, z) = \mp z$	$\frac{\partial}{\partial z} \Phi_c(x, y, z) = y$
Килевые, j=5	$\frac{\partial}{\partial x} \Phi_c(x, y, z) = \pm z$	$\frac{\partial}{\partial y} \Phi_c(x, y, z) = 0$	$\frac{\partial}{\partial z} \Phi_c(x, y, z) = -x$
Рыскание, j=6	$\frac{\partial}{\partial x} \Phi_c(x, y, z) = \mp y$	$\frac{\partial}{\partial y} \Phi_c(x, y, z) = \pm x$	$\frac{\partial}{\partial z} \Phi_c(x, y, z) = 0$

Мысленно продолжая борта понтона вниз до бесконечности, разделяем область, занятую жидкостью, на внешнюю ($|x| > L/2$, $|y| > B/2$, $0 \leq z \leq \infty$) и внутреннюю ($|x| < L/2$, $|y| < B/2$, $T \leq z \leq \infty$) зоны. Потенциалы возмущенных скоростей во внешней зоне обозначим через $\Phi_{c,s}^e(x, y, z)$, а во внутренней - через $\Phi_{c,s}^i(x, y, z)$.

Гармонические функции $\Phi_{c,s}^e(x, y, z)$ удовлетворяют уравнению Лапласа (2) при $|x| > L/2$, $|y| > B/2$, $0 \leq z \leq \infty$, условиям (3) и (4), принципу излучения и условиям на бортах и гранях понтона, приведенным во второй и третьей колонках таблицы.

Гармонические функции $\Phi_{c,s}^i(x, y, z)$ удовлетворяют уравнению Лапласа (2) при $|x| < L/2$, $|y| < B/2$, $T \leq z \leq \infty$, условию (4) и условиям на днище, приведенным в четвертой колонке таблицы.

На границе зон пары потенциалов Φ_c^e Φ_c^i и Φ_s^e Φ_s^i и их нормальные производные должны удовлетворять условиям «склеивания»:

$$\Phi_{c,s}^e(\xi, \eta, z) = \Phi_{c,s}^i(\xi, \eta, z); \quad (5)$$

$$\frac{\partial}{\partial v^+} \Phi_{c,s}^e(\xi, \eta, z) = - \frac{\partial}{\partial v^-} \Phi_{c,s}^i(\xi, \eta, z). \quad (6)$$

Операция «склеивания» состоит в приравнении значений потенциалов и их производных на границе зон.

Соблюдение условия (5) обеспечивает непрерывность гидродинамических давлений при переходе через границу внешней и внутренней зон, а выполнение условия (6) сохраняет расход жидкости.

В (5) и (6) обозначено:

ξ, η - координаты точек, лежащих на прямоугольном контуре;

$$\Lambda \{ (x = \pm L/2, |y| < B/2), (|x| < L/2, y = \pm B/2) \};$$

$\frac{\partial}{\partial v^\pm}$ - оператор дифференцирования по $\frac{\text{внешней}}{\text{внутренней}}$ нормали к контуру Λ .

Рассмотрим решение краевой задачи во внешней зоне. На части границы зон – мысленном продолжении бортов, граничные условия неизвестны. На первом шаге решения будем считать их известными.

Потенциалы $\Phi_{c,s}^e(x, y, z)$ отыскиваются в виде разложения в интеграл Фурье-Митчеля [1] по полной ортогональной на полуоси $0 \leq z < \infty$ системе функций

$$\varphi(z, \mu) = \cos \nu z + \frac{\kappa}{\mu} \sin \mu z, \quad 0 < \mu < \infty \text{ и } \exp(-\kappa z):$$

$$\Phi_c^e(x, y, z) = \int_0^\infty G(x, y, z) \varphi(z, \mu) \frac{\mu^2 d\mu}{\kappa^2 + \mu^2} + U_c(x, y) \exp(-\kappa z); \quad (7)$$

$$\Phi_s^e(x, y, z) = U_s(x, y) \exp(-\kappa z). \quad (8)$$

Формулы обращения имеют вид:

$$G(x, y, z) = \frac{2}{\pi} \int_0^\infty \varphi(z, \mu) \Phi_c^e(x, y, z) dz; \quad (9)$$

$$U_{c,s}(x, y) = 2\kappa \int_0^\infty \Phi_{c,s}^e(x, y, z) \exp(-\kappa z) dz. \quad (10)$$

Учитывая гармоничность потенциалов $\Phi_{c,s}^e(x, y, z)$ и ортогональность функций $\varphi(z, \mu)$ и $\exp(-\kappa z)$, получаем:

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} - \mu^2 \right) G(x, y, z) = 0, \quad |x| > L/2, \quad |y| > B/2; \quad (11)$$

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \kappa^2 \right) U_{c,s}(x, y) = 0, \quad |x| > L/2, \quad |y| > B/2. \quad (12)$$

Используя формулы Кирхгофа [2], решения уравнений (11) и (12) можно представить через значения искомых функций $G(x, y, z)$ и $U_{c,s}(x, y)$ и их производных на сторонах прямоугольника

$$\Lambda \left\{ (x = \pm L/2, |y| < B/2), (|x| < L/2, y = \pm B/2) \right\};$$

$$G(x, y, \mu) = \frac{1}{2\pi} \oint_{\Lambda} \left[\frac{\partial}{\partial \nu} G(\xi, \eta, \mu) K_0(\mu R) - G(\xi, \eta, \mu) \frac{\partial}{\partial \nu} K_0(\mu R) \right] d\ell; \quad (13)$$

$$U_c(x, y) = -\frac{1}{4} \oint_{\Lambda} \left[\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial \nu} U_c(\xi, \eta) N_0(\mu R) + \frac{\partial}{\partial \nu} U_s(\xi, \eta) J_0(\mu R) - \\ & - U_c(\xi, \eta) \frac{\partial}{\partial \nu} N_0(\mu R) - U_s(\xi, \eta) \frac{\partial}{\partial \nu} J_0(\mu R) \end{aligned} \right] d\ell; \quad (14)$$

$$U_s(x, y) = \frac{1}{4} \oint_{\Lambda} \left[\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial \nu} U_c(\xi, \eta) J_0(\mu R) - \frac{\partial}{\partial \nu} U_s(\xi, \eta) N_0(\mu R) - \\ & - U_c(\xi, \eta) \frac{\partial}{\partial \nu} J_0(\mu R) + U_s(\xi, \eta) \frac{\partial}{\partial \nu} N_0(\mu R) \end{aligned} \right] d\ell. \quad (15)$$

В формулах (13)-(15) J_0 , K_0 , N_0 — функции Бесселя, Кельвина и Неймана первого рода нулевого порядка; $R = \sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2}$.

Значения функций $U_{c,s}(x, y)$, определенные из соотношений (14) и (15), обеспечивают выполнения принципа излучения. Нормальные производные функций $G(x, y, \mu)$ и $U_{c,s}(x, y)$, фигурирующие в (13)-(15) находятся из формул обращения (9) и (10):

$$\frac{\partial}{\partial \nu} G(x, y, z) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} \varphi(z, \mu) \frac{\partial}{\partial \nu} \Phi_c^e(x, y, z) dz; \quad (16)$$

$$\frac{\partial}{\partial \nu} U_{c,s}(x, y) = 2\kappa \int_0^{\infty} \frac{\partial}{\partial \nu} \Phi_{c,s}^e(x, y, z) \exp(-\kappa z) dz. \quad (17)$$

На промежутке $[0; T]$ нормальные производные потенциалов определяются граничными условиями на корпусе, а на интервале $[T; \infty[$ устанавливаются на этапе «склеивания».

Перейдем во внутреннюю зону. Синусная составляющая потенциала в ней не рассматривается, так как она определяется принципом излучения, относящимся к внешней зоне. Потенциал Φ_c^i отыскивается в виде суммы

$$\Phi_c^i(x, y, \zeta) = \Phi_c^{i(1)}(x, y, \zeta) + \Phi_c^{i(2)}(x, y, \zeta), \quad (18)$$

где $\zeta = z - T$ новая аппликата.

При $\zeta = 0$ потенциал $\Phi_c^{i(1)}(x, y, \zeta)$ примем равным нулю на вертикальных границах зоны, а его нормальная производная приведена в четвертом столбце таблицы.

Потенциал $\Phi_c^{i(2)}(x, y, \zeta)$ на вертикальных границах зоны принимает значения, определяемые условием (5), на днище понтона его нормальная производная равна нулю. Сумма потенциалов $\Phi_c^{i(1)}(x, y, \zeta) + \Phi_c^{i(2)}(x, y, \zeta)$ должна удовлетворять условию (6).

При рассмотрении гидродинамической задачи о вертикальной качке прямоугольного шпангоутного контура [3] путем численного эксперимента доказано, что достаточный для практических расчетов уровень точности достигается уже на первом шаге решения. Используя этот принципиальный результат, ограничимся отысканием функции $\Phi_c^{i(1)}(x, y, \zeta)$.

В качестве примера рассмотрим краевую задачу о потенциале возмущенных скоростей жидкости, вызванных вертикальной качкой понтона, во внутренней зоне. Для удобства введем новые координаты $x_1 = x + L/2$ и $y_1 = y + B/2$. В новой системе координат краевая задача имеет вид

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial x_1^2} + \frac{\partial^2}{\partial y_1^2} + \frac{\partial^2}{\partial \zeta^2} \right) \Phi_{c3}^i(x_1, y_1, \zeta) = 0, \quad \begin{matrix} x_1 \in [0; L]; & y_1 \in [0; B]; \\ \zeta_1 \in [0; \infty]; \end{matrix} \quad (19)$$

$$\Phi_{c3}^i(0, y_1, \zeta) = \Phi_{c3}^i(L, y_1, \zeta) = \Phi_{c3}^i(x_1, 0, \zeta) = \Phi_{c3}^i(x_1, B, \zeta) = 0; \quad (20)$$

$$\frac{\partial}{\partial \zeta} \Phi_{c3}^i(x_1, y_1, 0) = 0; \quad (21)$$

$$\lim_{\zeta \rightarrow \infty} \frac{\partial}{\partial \zeta} \Phi_{c3}^i(x_1, y_1, \zeta) = 0. \quad (22)$$

Потенциал $\Phi_{c3}^i(x_1, y_1, \zeta)$ отыскиваем в виде разложения в двойной ряд Фурье.

$$\Phi_{c3}^i(x_1, y_1, \zeta) = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} C_{m,n} \sin \frac{\pi m x_1}{L} \sin \frac{\pi n y_1}{B} \exp(-\pi \zeta \lambda_{mn}); \quad (23)$$

$$\lambda_{mn} = \sqrt{m^2/L^2 + n^2/B^2}. \quad (24)$$

Найдем нормальную производную функции Φ_{c3}^i при $\zeta = 0$.

$$\frac{\partial}{\partial \zeta} \Phi_{c3}^i(x_1, y_1, 0) = -\pi \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} C_{m,n} \lambda_{mn} \sin \frac{\pi m x_1}{L} \sin \frac{\pi n y_1}{B} = 1. \quad (25)$$

Численное значение производной (25) определяется граничным условием на днище. Используя разложение единицы в ряд Фурье [4] по синусам на интервале $]0; \pi[$, выпишем разложение единицы в ряд на интервалах $]0; L[$ и $]0; B[$:

$$1 = \frac{4}{\pi} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\sin \frac{\pi(2k-1)x_1}{L}}{2k-1}, \quad 0 < x_1 < L; \quad (26)$$

$$1 = \frac{4}{\pi} \sum_{\ell=1}^{\infty} \frac{\sin \frac{\pi(2\ell-1)y_1}{B}}{2\ell-1}, \quad 0 < y_1 < B. \quad (27)$$

Перемножим ряды (26) и (27)

$$1 = \frac{16}{\pi^2} \sum_{k=1}^{\infty} \sum_{\ell=1}^{\infty} \frac{\sin \frac{\pi(2k-1)x_1}{L} \sin \frac{\pi(2\ell-1)y_1}{B}}{(2k-1)(2\ell-1)}. \quad (28)$$

Сопоставляя почленно ряды (25) и (28), находим неизвестные коэффициенты C_{mn} .

Окончательно получаем

$$\Phi_c^i(x_1, y_1, z) = -\frac{16}{\pi^3} \sum_{k=1}^{\infty} \sum_{\ell=1}^{\infty} \frac{\sin \frac{\pi(2k-1)x_1}{L} \sin \frac{\pi(2\ell-1)y_1}{B}}{(2k-1)(2\ell-1)\lambda_{2k-1, 2\ell-1}} \exp(-\pi z \lambda_{2k-1, 2\ell-1}). \quad (29)$$

Теперь можно легко выписать нормальные производные потенциала на вертикальных границах

$$\frac{\partial}{\partial x_1} \Phi_{c3}^i(0, y_1, z) = \frac{16}{\pi^2 L} \sum_{\ell=1}^{\infty} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\sin \frac{\pi(2\ell-1)y_1}{B}}{2\ell-1} \cdot \frac{\exp(-\pi z \lambda_{2k-1, 2\ell-1})}{\lambda_{2k-1, 2\ell-1}}, \quad (30)$$

$$\frac{\partial}{\partial y_1} \Phi_{c3}^i(x_1, 0, z) = \frac{16}{\pi^2 B} \sum_{\ell=1}^{\infty} \sum_{k=1}^{\infty} \frac{\sin \frac{\pi(2k-1)x_1}{L}}{2k-1} \cdot \frac{\exp(-\pi \lambda_{2k-1, 2\ell-1})}{\lambda_{2k-1, 2\ell-1}}. \quad (31)$$

Аналогично ищется решение для бортовой и килевой качки. В этом случае используется разложение функции $u - \pi$ на интервале от 0 до 2π .

$$u - \pi = -2 \sum_{m=1}^{\infty} \frac{\sin(m\pi)}{m}. \quad (32)$$

Используя граничные условия на бортах понтона и значения нормальных производных потенциала (30), (31) на плоскостях, ограничивающих внутреннюю зону, выполним интегрирование по z , и возвращаясь к старым координатам, определим значения нормальных производных $\partial/\partial x$ и $\partial/\partial y$ функции $U_c(\xi, \eta)$ (17) на границах.

$$\frac{\partial}{\partial y} U_{c3}(\pm 1, y) = \frac{32\nu^2}{\pi^2} \exp(-\nu^2 t) \sum_{k=1}^{\infty} \sum_{p=1}^{\infty} \frac{(-1)^{p-1} \cos\left((2p-1)\frac{\pi}{2}y\right)}{(2p-1)\lambda_{2k-1, 2p-1}(\pi\lambda_{2k-1, 2p-1} + \nu^2)}; \quad (33)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} U_{c3}(x, \pm 1) = \frac{32\nu^2}{\pi^2} \exp(-\nu^2 t) \sum_{k=1}^{\infty} \sum_{p=1}^{\infty} \frac{(-1)^{k-1} \cos\left((2k-1)\frac{\pi}{2}x\right)}{(2k-1)\lambda_{2k-1, 2p-1}(\pi\lambda_{2k-1, 2p-1} + \nu^2)}. \quad (34)$$

В формулах (33) и (34) обозначено:

$t = T/L$ - безразмерная осадка понтона;

$\nu = \sigma \sqrt{L/g}$ - безразмерная частота колебаний понтона;

$$\lambda_{m,n} = \sqrt{m^2 + \ell^2 n^2}$$

$\ell = L/B$ - безразмерная длина понтона;

$x = 2\xi/L$ и $y = 2\eta/B$ - безразмерные координаты точек контура.

Расчеты показали, что ряды (33) и (34) быстро сходятся.

Обратимся к формулам (15) и (16), позволяющим определить функции $U_{c,s}(x, y)$ через их значения и значения их нормальных

производных на границах. Учитывая, что функции $U_{c,s}(x,y)$ и ее производные связаны соотношениями четности и нечетности

$$\frac{\partial}{\partial x} U_{c3}(+1,y) = -\frac{\partial}{\partial x} U_{c3}(-1,y); \quad \frac{\partial}{\partial y} U_{c3}(x,+1) = -\frac{\partial}{\partial y} U_{c3}(x,-1); \quad (35)$$

$$U_{c,s3}(+1,y) = U_{c,s3}(-1,y); \quad U_{c,s3}(x,+1) = U_{c,s3}(x,-1),$$

систему из восьми интегральных уравнений сводим к системе из четырех уравнений для значений функции на сторонах прямоугольника.

Система решается приближенно. На контуре Λ выбираем n точек с координатами x_i и y_i . Обязательно включаются угловые точки. Фиксация точек позволяет существенно ускорить процесс вычислений, так как многие параметры, входящие в уравнения, вычисляются только один раз. На начальном этапе входящие под знак интеграла искомые функции $U_{c,s}$ принимаются равными нулю. На следующем шаге полученные значения вводятся под знак интеграла. Так продолжается до тех пор, пока разница между результатами, полученными в $i-1$ и i приближениях, не будет меньше заданного уровня точности.

Используя найденные значения функций $U_{c,s}$, можно найти значения потенциалов возмущенных скоростей жидкости в первом приближении. Хаскиндом М.Д. показано, что для определения гидродинамических характеристик качки достаточно иметь значения потенциала на большом удалении от понтона.

Перейдем к рассмотрению комплексной функции

$$U(x,y,z) = \Phi_c(x,y,z) + i\Phi_s(x,y,z), \quad (36)$$

где $i = \sqrt{-1}$.

С учетом (7) и (8) ее можно представить в виде

$$U(x,y,z) = [U_c(x,y) + iU_s(x,y)] \exp(-kz). \quad (37)$$

Подставляя в (37) значения функций $U_{c,s}(x,y)$ и учитывая, что линейная комбинация функций Бесселя и Неймана это функция Ганкеля $H_0^1(u) = J_0(u) + iN_0(u)$, находим

$$U(x, y, z) = -\frac{1}{4} \int_{\Lambda} \left(\begin{aligned} & \left(U_c(\xi, \eta) + iU_s(\xi, \eta) \frac{\partial}{\partial v} H_0^1(\kappa R) - \right. \\ & \left. - \frac{\partial}{\partial v} (U_c(\xi, \eta) + iU_s(\xi, \eta)) H_0^1(\kappa R) \right) dl \end{aligned} \right) \quad (38)$$

Функции $H_0^1(u)$ и R при стремлении аргумента к нулю имеют следующую асимптотику:

$$\begin{aligned} H_0^1(u) &\sim \sqrt{2/\pi u} \exp\left[i\left(u - \frac{\pi}{4}\right)\right]; \\ R &= \left[(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2 \right]^{1/2} \sim r + \xi \cos \vartheta + \eta \sin \vartheta, \end{aligned}$$

где $r = \sqrt{x^2 + y^2}$; $\cos \vartheta = x/r$; $\sin \vartheta = y/r$.

С учетом этого на большом удалении от понтона функции $U(r, \theta)$ имеют вид:

$$\begin{aligned} U(r, \vartheta) &= U_c(r, \vartheta) + iU_s(r, \vartheta) \sim \\ & \frac{\exp\left[i\left(\kappa r - \frac{\pi}{4}\right)\right]}{\sqrt{8\pi\kappa}} \times \int_{\Lambda} \left((U_c(\xi, \eta) + iU_s(\xi, \eta)) - (U_c(\xi, \eta) + iU_s(\xi, \eta)) \right) dl = \\ & = \frac{\exp\left[i\left(\kappa r - \frac{\pi}{4}\right)\right]}{\sqrt{8\pi\kappa}} P(r, \vartheta). \end{aligned} \quad (39)$$

Для случая вертикальной качки функция $P(r, \theta)$ имеет вид

$$\begin{aligned} P(r, \theta) = -i & \left[\begin{aligned} & \frac{v^2}{2} \sin \theta \int_0^1 \Gamma_3(x) \left\{ \sin \left[\frac{v^2}{2} \left(\frac{x \cos \theta +}{+ \frac{1}{\ell} \sin \theta} \right) \right] - \sin \left[\frac{v^2}{2} \left(\frac{x \cos \theta -}{- \frac{1}{\ell} \sin \theta} \right) \right] \right\} dx + \\ & + \frac{v^2}{2\ell} \cos \theta \int_0^1 B_3(x) \left\{ \sin \left[\frac{v^2}{2} \left(\frac{\cos \theta +}{+ \frac{x}{\ell} \sin \theta} \right) \right] - \sin \left[\frac{v^2}{2} \left(\frac{\cos \theta -}{- \frac{x}{\ell} \sin \theta} \right) \right] \right\} dx + \\ & + \ell \int_0^1 g(x) \left\{ \cos \left[\frac{v^2}{2} \left(\frac{x \cos \theta +}{+ \frac{1}{\ell} \sin \theta} \right) \right] + \cos \left[\frac{v^2}{2} \left(\frac{x \cos \theta -}{- \frac{1}{\ell} \sin \theta} \right) \right] \right\} dx + \\ & + \frac{1}{\ell} \int_0^1 W(x) \left\{ \cos \left[\frac{v^2}{2} \left(\frac{\cos \theta +}{+ \frac{x}{\ell} \sin \theta} \right) \right] + \sin \left[\frac{v^2}{2} \left(\frac{\cos \theta -}{- \frac{x}{\ell} \sin \theta} \right) \right] \right\} dx \end{aligned} \right] \quad (40) \end{aligned}$$

Для сокращения объема записи введены обозначения:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} U_{c3}(1, y) &= W_3(y); & \frac{\partial}{\partial y} U_{c3}(x, 1) &= g_3(x); \\ U_{c,s3}(1, y) &= B_{c,s3}(y); & U_{c,s3}(x, 1) &= \Gamma_{c,s3}(x). \end{aligned} \quad (41)$$

Комплексные амплитуды X_j возмущающих сил при j -ом виде колебаний определялись формуле Хаскинда-Ньюмана [5]

$$X_j = i\sigma \int_0^{2\pi} \int_0^\infty \left(\Phi_B \frac{\partial}{\partial r} \Phi_j - \Phi_j \frac{\partial}{\partial r} \Phi_B \right) r dr d\theta, \quad (42)$$

где Φ_B - потенциал набегающего волнения;

Φ_j - асимптотические, на большом удалении от судна, выражения потенциала возмущающих скоростей жидкости.

Применив для вычисления интегралов по углу θ метод стационарной фазы и опуская громоздкие промежуточные выкладки, выпишем в безразмерном виде выражения для определения возмущающих сил

$$\bar{X}_j(\varphi) = \bar{X}_j^c + i\bar{X}_j^s = \frac{\gamma}{2\kappa} \bar{P}_j(\varphi - \pi); \quad (43)$$

где \bar{X}_j^c и \bar{X}_j^s - безразмерные амплитуды косинусной и синусной составляющих возмущающей силы. Двойная черта над функцией P_j означает взятие комплексно-сопряженной величины.

Коэффициенты демпфирования вычислены на основе анализа потока энергии, уносимой поверхностными волнами от качающегося судна впервые выполненного М.Д. Хаскингом [5]. Формула для вычисления безразмерных коэффициентов демпфирования имеет вид

$$\bar{\mu}_{ij} = -\frac{\rho\sigma}{4\kappa} \int_0^{2\pi} P_j(r, \theta) \frac{\partial}{\partial r} P_i(r, \theta) r dr, \quad (44)$$

$$i = 1, 2, \dots, 6; \quad j = 1, 2, \dots, 6.$$

Присоединенные массы вычислялись на основе соотношений Крамера - Кронига

$$\lambda_{ij}(\sigma) = \lambda_{ij}(\infty) + \int_0^{\infty} \frac{\mu_{ij}(x) - \mu_{ij}(\infty)}{x^2 - \sigma^2} dx, \quad (45)$$

где $\lambda_{ij}(\infty)$ и $\mu_{ij}(\infty)$ - обобщенная присоединенная масса и коэффициент демпфирования при бесконечной частоте колебаний. При качке без хода $\mu_{ij}(\infty) = 0$.

На рис. 2-6 представлены некоторые из результатов массовых расчетов коэффициентов демпфирования, возмущающих сил и присоединенных масс для серии прямоугольных понтонов с различным соотношением размерений. Дополнительно на графиках приведены экспериментальные результаты, полученные в опытовом бассейне ОНМУ ($L/B=5,5$ показано белыми точками, $L/B=3,5$ - черно-белыми точками), классический эксперимент Вюгтса $L/B=10,5$ (черные точки) [6]

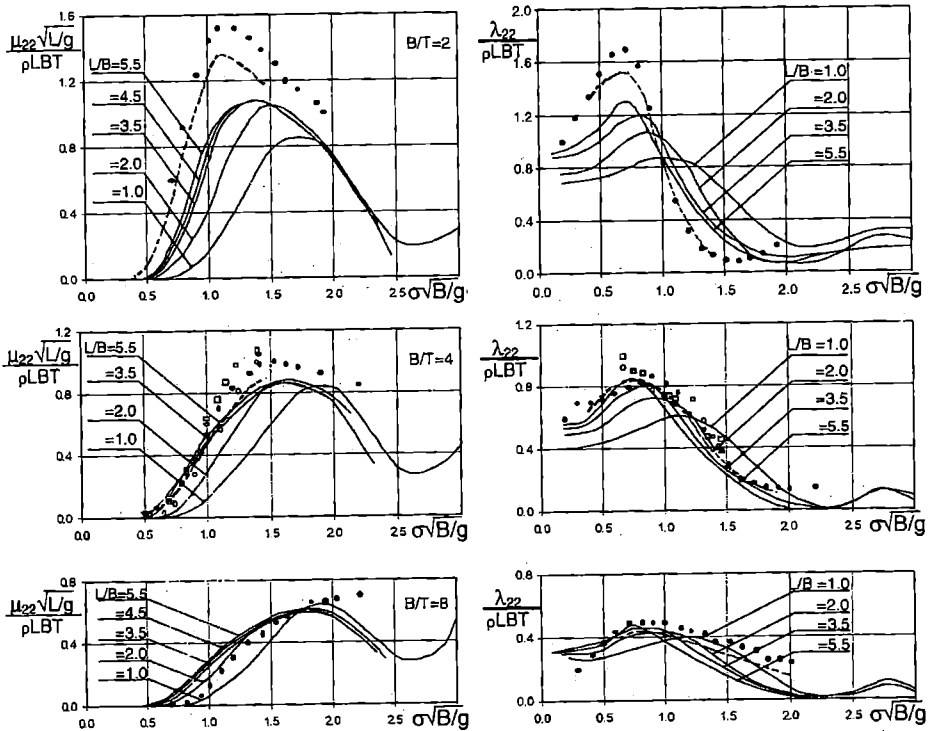


Рис. 2. Присоединенные массы и коэффициенты демпфирования при поперечно-горизонтальной качке понтонов

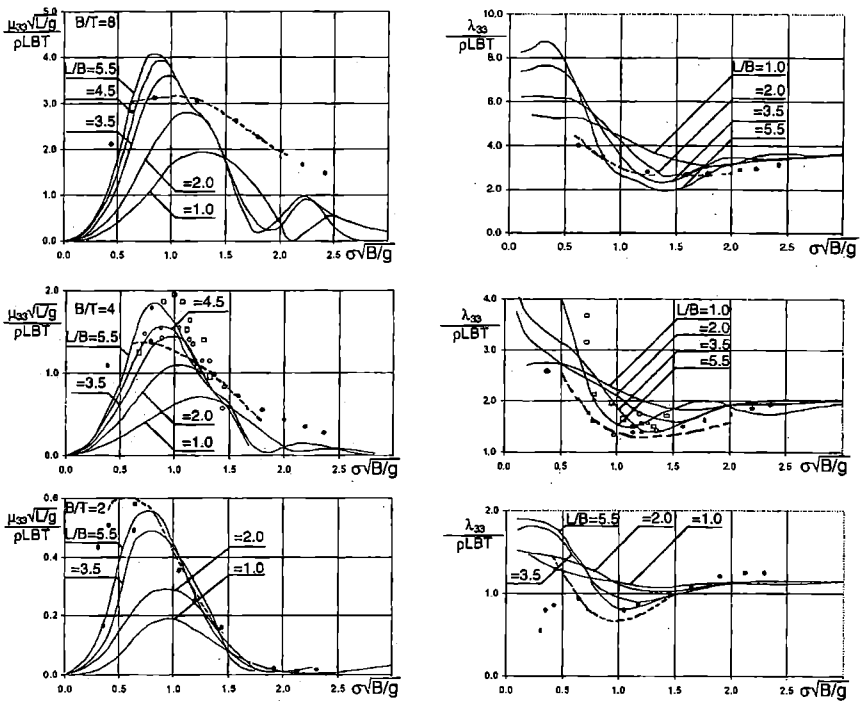


Рис. 3. Присоединенные массы и коэффициенты демпфирования при вертикальной качке понтонов

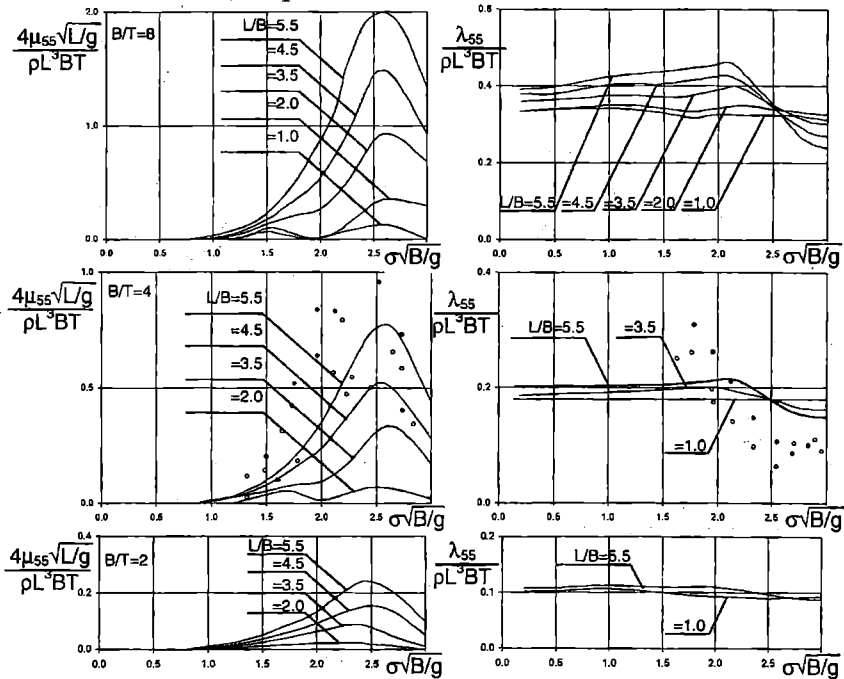


Рис. 4. Присоединенные массы и коэффициенты демпфирования при килевой качке понтонов

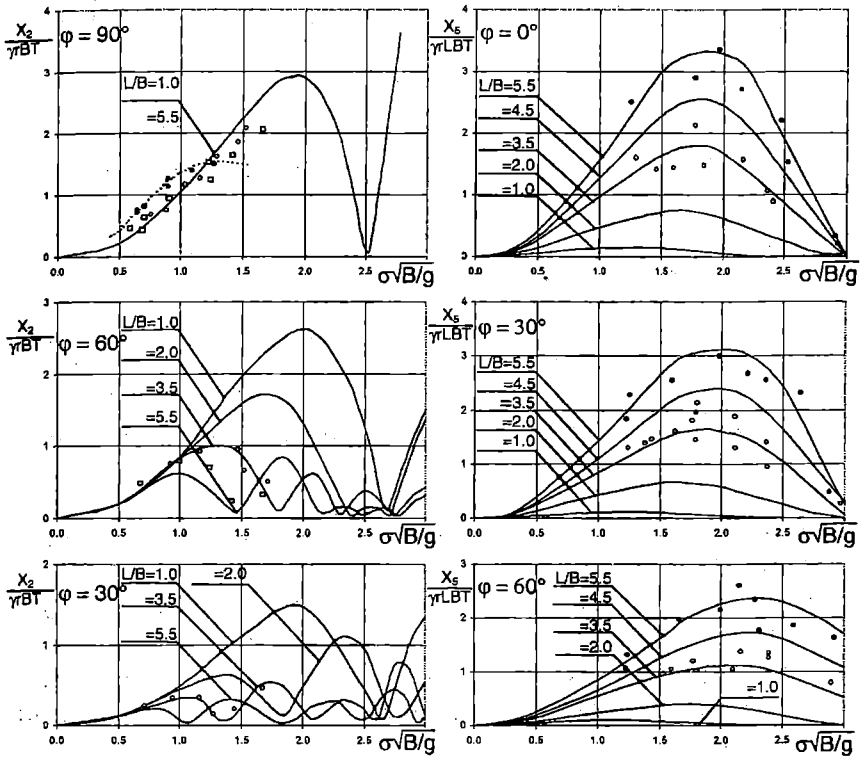


Рис. 5. Возмущающие силы и моменты при поперечно-горизонтальной и килевой качке понтонов с $B/T=4$

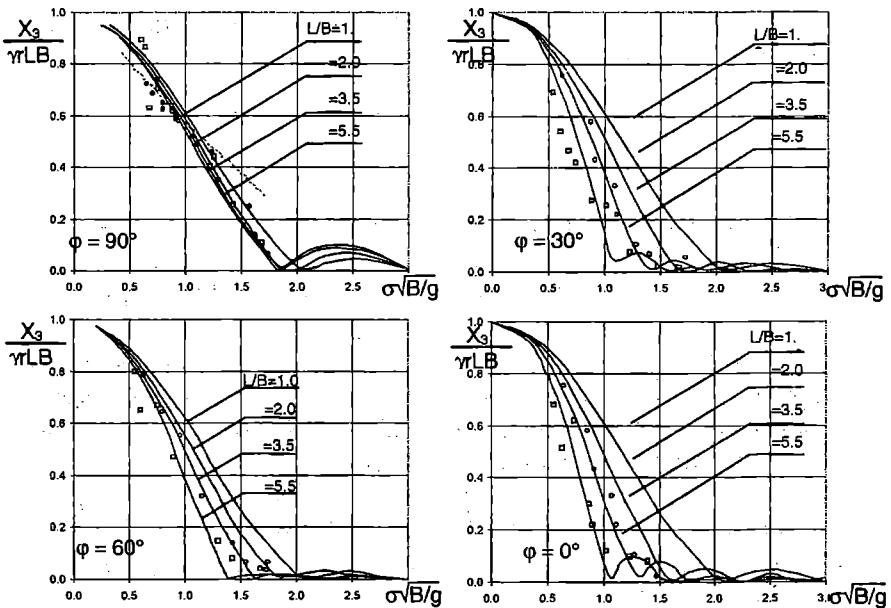
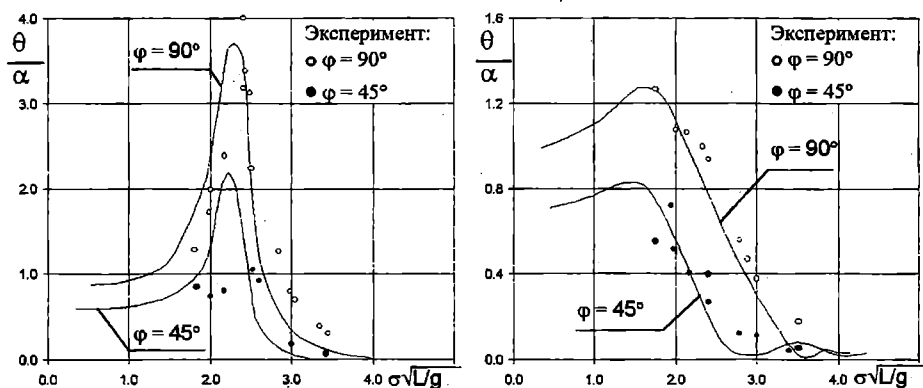


Рис. 6. Возмущающие силы и моменты при вертикальной качке понтонов с $B/T=4$



$L/B=3,56; V/T=9,72$

$L/B=1,77; V/T=19,60$

Рис. 7. Амплитудно-частотные характеристики бортовой качки понтонов

и гидродинамические характеристики, рассчитанные по методу плоских сечений (пунктир) [7, 8].

На графике рис. 7 сопоставлены полученные экспериментально и расчетным путем кинематические характеристики понтонов при набегании волны под углами $\varphi = 90^\circ$ и 45° . При расчете бортовой качки для учета вязкостной составляющей демпфирования был использован приближенный прием [9].

Анализ результатов показал удовлетворительную сходимость результатов и позволил сделать выводы о границах применимости метода плоских сечений (для понтонов с L/B меньше трех он неприменим) и высокой эффективности метода «пошагового склеивания».

ЛИТЕРАТУРА

1. Воробьев Ю.Л. Асимптотическая линейная теория продольной качки судна на тихой воде // Прикладная механика АН СССР. — Т. XI. Вып. II. — М., 1975. — С. 106-112.
2. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. — М.: Наука, 1968. 720 с.
3. Баскаков С.Н., Воробьев Ю.Л. Приближенное решение задачи излучения для прямоугольного шпангоута на глубокой воде // Судостроение и судоремонт: Сб. ОИИМФ. — М.: В/О «Мортехинформреклама», 1989. — С. 5-9.
4. Фихтенгольц Г.М. Курс дифференциального и интегрального исчисления. Т.3. — М.; Л.: ГИТТЛ, 1949. — 783 с.
5. Хаскинд М.Д. Гидродинамическая теория качки корабля. — М.: Наука, 1973. — 327 с.

6. Vugts J.H. *The hydrodynamic coefficients for swaying, heaving and rolling cylinders in a free surfasce* // *International Shipbuilding Progress*. – July 1968. V. 15. №.167. –P. 251-276.
7. Салькаев А.З. *Гидродинамические силы, действующие на контур произвольной формы, плавающий на поверхности тяжелой жидкости* // *Труды ЦНИИ им. акад. А.Н.Крылова*. Вып. 235. Л., 1967. С. 3-26.
8. Салькаев А.З. *Расчет гидродинамических сил, действующих на регулярном волнении на суда с большим соотношением ширины к осадке* // *Судостроение*. - 1980. –№4. С. 19-21.
9. Баскаков С.Н., Воробьев Ю.Л., Турлак А.А. *Приближенный метод учета отрывной компоненты демпфирования в расчетах качки прямоугольного понтона* // *Современные проблемы судостроения и судоремонта: Сб. ОИИМФ*. – М.: В/О «Мортехинформреклама», 1990. – С. 5-9.

УДК 551.466.3/6:543.42

**СПЕКТРАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
МОРСКОГО ВОЛНЕНИЯ В РАЙОНЕ ОДЕССКОГО ЗАЛИВА****Ю.Л. Воробьев, М.Б. Косой, Д.Д. Романадзе**

Актуальность проблемы обеспечения безопасности плавания сильно возрастает вблизи портов, поскольку подходы к ним являются зоной высокой интенсивности судоходства. Существует ряд других объективных факторов (стесненность фарватера, особенности ветро-волнового режима, связанные с влиянием побережья), которые серьёзно усложняют задачу теоретического определения характеристик управляемого движения судна по сравнению с этой задачей в условиях открытого моря.

При рассмотрении влияния волнения моря на элементы управляемости судна [1] обычно используют статистические и спектральные характеристики волнения, приведённые в [2] для различных районов Мирового океана. Для Черного моря, например, дан один спектр, который рекомендуется принять для всех точек этого водного бассейна. Конечно, такая практика может привести к серьёзным неточностям в оценке силового воздействия морских волн на движущееся судно и ошибкам в определении характеристик планируемого маневра судна.

С целью уточнения особенностей движения судна на волнении при подходе к порту поставлена задача получения спектральных характеристик морского волнения на входе в порт Одесса на основе использования результатов наблюдений за состоянием моря, которые выполнялись сотрудниками гидрометеослужбы порта. В соответствии с нормативными требованиями к гидрометеослужбе порта высота волн определялась визуально, а их период измерялся секундомером. В связи с отсутствием специального оборудования точность измерений невысока: высоты волн определены с точностью 0,25 метра, а периоды волн с точностью 0,1 секунды. В табл. 1 и табл. 2 приведены принятые к обработке экспериментальные данные о высотах и периодах волнения, полученные зимой в 1997 и 1998 годах. К сожалению, точность измерения параметров волнения невелика, однако представленные выборки характеризуют конкретный ветро-волновой режим с учётом мелководья и фактического очертания берегов.

В тех случаях, когда статистические данные являются неполными или грубыми, используются методы дополнения и улучшения статистики. Примем относительно данных эксперимента следующие гипотезы:

- наблюдаемый процесс волнения является стационарным случайным процессом;
- наблюдаемые значения высот волн являются значениями взаимно независимых случайных величин.

Таблица 1. Высота и период волнения, измеренные зимой 1997 г.

N	Высота волны, дм	Период, с	N	Высота волны, дм	Период, с	N	Высота волны, дм	Период, с	N	Высота волны, дм	Период, с	N	Высота волны, дм	Период, с
1	20	3,8	24	12	2,6	47	25	4,3	70	20	3,6			
2	20	3,5	25	12	3,1	48	20	4,0	71	25	4,5			
3	20	3,7	26	20	4,1	49	20	3,6	72	25	4,2			
4	20	3,9	27	12	2,3	50	35	5,4	73	20	3,7			
5	12	2,7	28	20	3,8	51	50	6,9	74	12	3,1			
6	12	2,5	29	20	3,8	52	40	5,1	75	8	2,5			
7	12	2,6	30	20	3,3	53	25	3,9	76	20	3,7			
8	12	2,7	31	20	3,4	54	25	3,9	77	20	4,0			
9	20	3,7	32	20	3,7	55	30	4,6	78	20	3,5			
10	12	3,0	33	12	2,2	56	25	4,5	79	20	3,7			
11	12	2,6	34	12	2,8	57	30	4,2	80	20	3,3			
12	12	2,7	35	12	2,5	58	25	4,0	81	20	3,9			
13	12	3,0	36	12	2,9	59	25	4,6	82	20	3,8			
14	12	2,8	37	12	2,5	60	20	4,0	83	20	3,5			
15	12	2,7	38	20	3,8	61	20	3,4	84	12	2,8			
16	12	3,2	39	20	3,9	62	20	3,2	85	12	3,0			
17	12	2,9	40	20	3,6	63	20	4,2	86	20	3,5			
18	12	2,9	41	20	4,4	64	20	4,0	87	12	2,4			
19	12	2,5	42	20	3,9	65	20	3,5	88	8	2,0			
20	12	2,8	43	20	3,9	66	20	3,6	89	20	3,7			
21	12	3,2	44	20	4,2	67	20	3,4	90	20	3,5			
22	12	2,9	45	20	3,5	68	20	3,8	91	20	3,2			
23	12	3,0	46	20	3,4	69	12	2,4	92	20	3,6			

Продолжение таблицы 1

N	Высота волны, дм	Период, с	N	Высота волны, дм	Период, с	N	Высота волны, дм	Период, с	N	Высота волны, дм	Период, с
93	20	3,7	116	12	2,9	139	12	2,9	162	12	2,8
94	12	2,8	117	12	2,4	140	12	2,7	163	20	4,0
95	12	2,9	118	12	2,8	141	12	2,1	164	20	3,6
96	12	2,9	119	12	2,6	142	12	2,7	165	20	3,7
97	12	2,4	120	12	2,2	143	1	0	166	12	2,4
98	12	2,3	121	12	2,8	144	12	2,9	167	20	3,7
99	12	3,0	122	12	2,6	145	12	3,1	168	20	4,4
100	12	3,6	123	12	3,2	146	12	2,6	169	12	2,6
101	12	3,2	124	12	2,6	147	12	2,6	170	12	2,6
102	12	2,7	125	12	3,6	148	12	2,5	171	12	2,8
103	12	2,4	126	12	2,1	149	12	2,2	172	1	0,3
104	12	2,9	127	12	2,7	150	12	2,5	173	12	3,2
105	20	3,8	128	12	2,4	151	12	3,5	174	12	3,1
106	12	2,9	129	25	4,7	152	12	2,8	175	12	2,3
107	20	3,8	130	25	4,6	153	12	2,9	176	12	2,5
108	20	3,9	131	25	5,0	154	12	3,2	177	20	3,4
109	12	2,5	132	25	4,6	155	12	2,5	178	20	3,6
110	12	3,2	133	25	3,9	156	12	2,9	179	20	3,4
111	12	2,8	134	20	4,1	157	12	2,2			
112	12	2,2	135	12	2,9	158	12	2,5			
113	12	2,9	136	12	2,9	159	1	0			
114	12	2,8	137	12	2,2	160	12	2,1			
115	12	2,7	138	12	3,4	161	12	3,4			

Таблица 2. Высота и период волнения, измеренные зимой 1998 г.

N	Высота волны, дм		Период, с		N	Высота волны, дм		Период, с		N	Высота волны, дм		Период, с	
	Высота волны, дм	Период, с	Высота волны, дм	Период, с		Высота волны, дм	Период, с	Высота волны, дм	Период, с		Высота волны, дм	Период, с		
1	20	4,2	24	12	2,7	47	20	3,7	70	20	3,6			
2	20	3,5	25	12	2,4	48	12	2,3	71	12	2,8			
3	20	4,7	26	20	4,0	49	12	2,8	72	12	3,0			
4	25	3,7	27	20	3,6	50	12	2,4	73	12	3,6			
5	20	3,8	28	25	3,7	51	1	0,0	74	20	3,9			
6	12	3,0	29	40	5,4	52	12	3,8	75	12	2,8			
7	20	3,8	30	25	4,0	53	12	2,2	76	12	2,7			
8	20	3,9	31	20	3,9	54	12	2,5	77	12	2,8			
9	20	3,6	32	25	3,9	55	12	2,5	78	12	2,7			
10	20	3,9	33	30	4,9	56	20	3,2	79	20	4,2			
11	20	3,5	34	25	3,6	57	20	3,2	80	20	3,1			
12	12	2,9	35	12	2,8	58	12	2,9	81	20	3,4			
13	12	2,6	36	12	2,6	59	12	3,1	82	20	4,2			
14	20	3,7	37	12	2,5	60	12	2,4	83	12	3,4			
15	20	3,7	38	20	3,8	61	12	2,1	84	20	4,0			
16	12	2,5	39	12	2,8	62	12	2,5	85	20	3,7			
17	12	2,5	40	1	0,4	63	12	3,2	86	12	3,0			
18	12	3,1	41	1	0,4	64	12	2,6	87	12	2,1			
19	12	2,7	42	12	2,6	65	12	2,6	88	12	2,8			
20	12	3,1	43	12	3,2	66	12	3,2	89	12	2,7			
21	12	2,4	44	20	4,0	67	12	2,9	90	12	2,1			
22	20	3,4	45	12	2,7	68	20	3,9	91	12	2,4			
23	12	2,8	46	12	3,2	69	20	3,6	92	12	3,2			

Продолжение таблицы 2

N	Высота волны, дм	Период, с	N	Высота волны, дм	Период, с	N	Высота волны, дм	Период, с	N	Высота волны, дм	Период, с	N	Высота волны, дм	Период, с
93	12	2,9	116	12	3,1	139	12	3,0	162	12	3,5			
94	12	2,9	117	12	2,5	140	12	3,1	163	12	3,2			
95	12	2,8	118	12	2,8	141	12	2,1	164	12	2,2			
96	12	2,7	119	20	3,7	142	12	3,5	165	12	2,7			
97	12	2,8	120	20	4,2	143	12	3,4	166	12	3,2			
98	12	2,3	121	20	4,2	144	12	2,6	167	12	2,8			
99	12	3,4	122	12	2,8	145	12	2,8	168	20	4,2			
100	20	3,8	123	12	2,7	146	12	2,8	169	12	3,0			
101	20	3,9	124	12	2,7	147	12	3,0	170	12	2,9			
102	20	3,7	125	20	4,0	148	20	3,8	171	12	2,7			
103	20	3,9	126	12	2,2	149	20	4,6	172	12	2,6			
104	30	4,9	127	20	3,4	150	20	3,4	173	20	3,2			
105	30	4,9	128	20	3,8	151	12	3,0	174	20	3,5			
106	40	5,9	129	20	3,8	152	12	2,4	175	12	2,7			
107	50	6,4	130	12	2,9	153	20	3,4	176	12	2,2			
108	50	6,1	131	12	2,2	154	20	4,0	177	12	2,8			
109	25	4,0	132	12	3,2	155	20	3,6	178	12	2,4			
110	25	4,2	133	12	2,9	156	20	4,1	179	12	2,5			
111	20	4,1	134	12	2,1	157	20	3,8						
112	20	4,2	135	12	3,2	158	20	3,8						
113	20	3,7	136	20	3,6	159	20	3,4						
114	12	3,1	137	12	3,1	160	20	3,4						
115	12	2,9	138	12	3,2	161	12	2,7						

Теперь воспользуемся тем фактом, что случайная величина ошибки измерения v подчинена нормальному закону распределения с нулевым средним и дисперсией σ^2 . Если известно, что измеряемая величина не может превосходить некоторое значение Δ с вероятностью близкой к единице, то справедлива оценка $|v_i| \leq \Delta$. Для нормального распределения случайной величины имеет место "правило трёх сигм" – приближённое равенство вероятности события $|v_i| \leq \Delta$

$$P\{|v_i| \leq \Delta\} \approx 0,997,$$

откуда следует что $\sigma \approx \Delta/3$. Значения ошибки v_i можно получить из соотношения

$$\frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma} \int_0^{v_i} \exp\{-x^2/2\sigma^2\} dx = \beta_i,$$

где β_i случайное число из интервала (0;1), реализуемое с помощью датчика случайных чисел. В нашем случае, улучшая статистику высот волн, принимаем $\Delta = 0,25$ метра, а для улучшения статистики периодов принимаем $\Delta=0,1$ секунды. Улучшенные статистики \tilde{y}_i представим в виде

$$\tilde{y}_i = y_i + v_i, \quad i=1,2,3, \dots, \quad (1)$$

где y_i – исходная статистика, v_i – случайная ошибка при i -ом измерении, причём ошибки v_i взаимно независимые. Используя улучшенную статистику, проведём оценку распределения случайной величины. Эмпирическую функцию распределения возьмём в виде

$$\tilde{F} = \frac{v_n(x)}{N}, \quad (2)$$

где $N=179$ – объём выборки, $v_n(x)$ – число тех значений высот волн ξ , для которых $\xi < x$. В [4] показано, что такая оценка является несмещённой и сильно состоятельной. Технические условия проведения эксперимента не позволяют получить всех значений случайной величины с непрерывной областью значений. Поэтому необходимо разбить интервал X , включающий в себя наблюденные значения высот волн, на непересекающиеся интервалы и рассматривать частоты значений случайных величин, попадающих в каждый фиксированный интервал $[x_i, x_i + \Delta x_i)$, т.е.

$$\tilde{p} = \frac{v_n(x_i)}{N}, \quad (3)$$

где $v_n(x_i)$ – число тех значений высот волн ξ , для которых справедливо неравенство $x_i \leq \xi < x_i + \Delta x_i$. Длина Δx_i интервала группировки

должна обеспечить ненулевое значение частот для всех интервалов $[x_i, x_i + \Delta x_i) \subset X$. Гистограммы полученных распределений вероятности, представленные на рис.1 и рис.2, показывают, что плотность p распределения высот волн h можно аппроксимировать распределением Рэлея с некоторым параметром λ . Этот результат не противоречит результатам исследований, представленным, например в [2] и [3]. Ясно что λ как и \tilde{p} , являются функциями выборки, но при $n \rightarrow \infty$ в силу сильной состоятельности оценки сходятся в среднеквадратическом к своим пределам. Поэтому при обработке данных можно ограничиться одной выборкой большого объёма. Критерием оценки аппроксимации примем среднеквадратическую оценку

$$L(\lambda) = \int_0^{\infty} (\tilde{p} - p)^2 dx, \quad (4)$$

где $p = 2x\lambda \exp\{-\lambda x^2\}$ распределение Рэлея. $L(\lambda)$ – обобщённая случайная функция, зависящая от параметра λ . Математическое ожидание $L(\lambda)$ равно

$$ML(\lambda) = \frac{\sum_1^T \int_0^{\infty} (\tilde{p} - p)^2}{T} dx = \int_0^{\infty} \frac{\sum_1^T (\tilde{p} - p)^2}{T} dx = \int_0^{\infty} D(\tilde{p}) dx, \quad (5)$$

где $D(\tilde{p})$ – дисперсия функции \tilde{p} , T – количество выборок. В нашем случае $T=2$. При оптимальном λ значение $ML(\lambda)$ должно быть минимальным. Условия минимума $ML(\lambda)$ таковы:

$$\frac{d}{d\lambda} ML(\lambda) = 0; \quad \frac{d^2}{d\lambda^2} ML(\lambda) > 0 \quad (6)$$

Рассмотрим первое условие минимума

$$\begin{aligned} \frac{d}{d\lambda} \left(\int_0^{\infty} \frac{\sum_1^T (\tilde{p}_i - p)^2}{T} dx \right) &= \int_0^{\infty} \frac{d}{d\lambda} \left(\frac{\sum_1^T (\tilde{p}_i - p)^2}{T} \right) dx = \\ &= \int_0^{\infty} \sum_1^T \frac{2(\tilde{p}_i - p)p'_\lambda}{T} dx = \int_0^{\infty} 2M(\tilde{p})p'_\lambda dx - \int_0^{\infty} 2pp'_\lambda dx. \end{aligned}$$

Здесь $M(\tilde{p}_i)$ – математическое ожидание функции \tilde{p}_i по совокупности выборок T , $p'_\lambda = \frac{dp}{d\lambda} = 2x(1 - \lambda x^2) \exp(-\lambda x^2)$. Для каждой выборки ζ_i функция \tilde{p}_i постоянна на интервалах группировки. Полагая, что для всех выборок ζ_i , эти интервалы одни и те же, получим, что

выборка 1

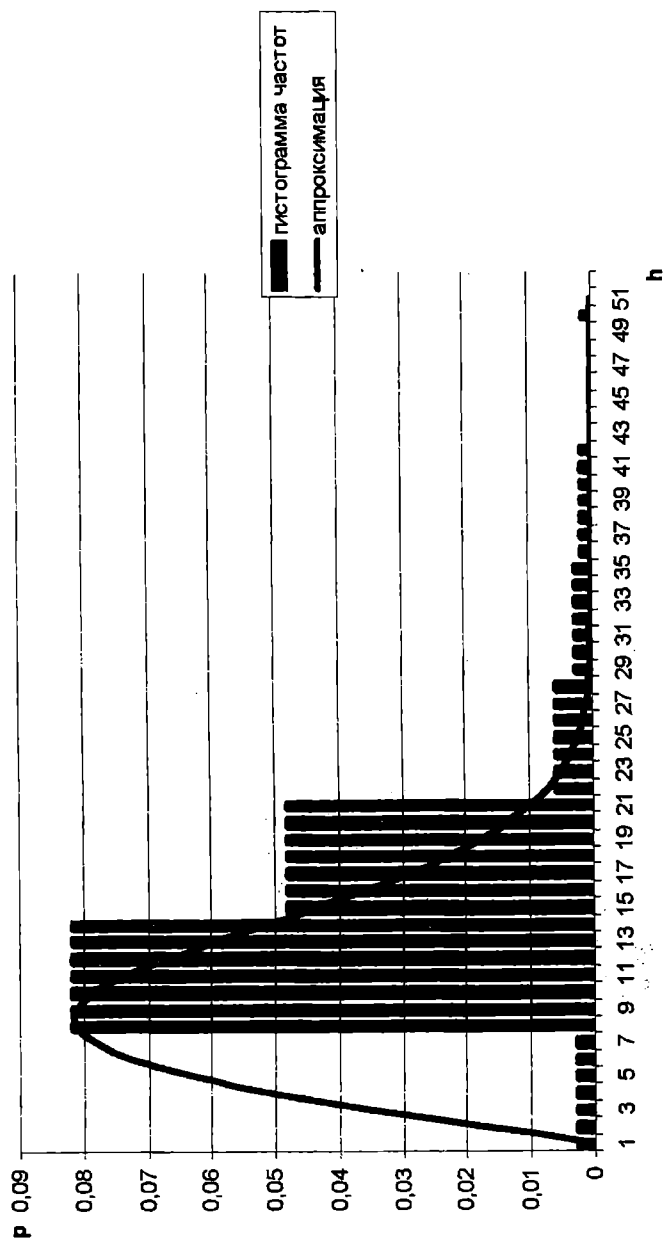


Рис. 1. Гистограмма частот и соответствующее распределение Рэлея высот волн (зима 1997)

выборка 2

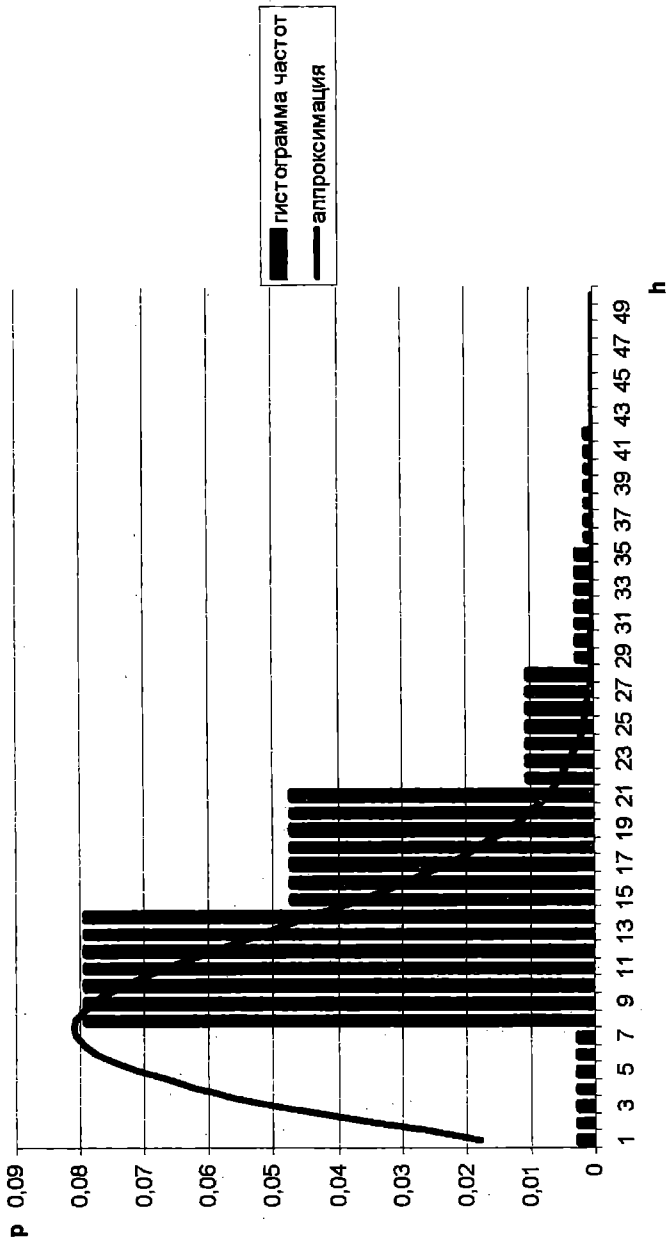


Рис. 2. Гистограмма частот и соответствующее распределение Рэля высот волн (зима 1998)

значения $M(\tilde{p}_i)$ постоянны на этих интервалах и равны среднему по совокупности значений \tilde{p}_i на этом же интервале. Тогда первое из условий (6) можно представить в виде

$$\sum_1^{m+1} M_i(\tilde{p}) \int_{x_i}^{x_{i+1}} p'_\lambda dx - \int_0^\infty pp'_\lambda dx = 0, \quad (7)$$

где $m+1$ – количество интервалов группировки, $M_i(\tilde{p})$ – значение математического ожидания функции \tilde{p} на i -ом интервале. Так как для рассматриваемых выборок значения высот волн лежат в пределах $[0; 5]$, то первое слагаемое имеет конечные пределы интегрирования, поскольку вне этих пределов $M(\tilde{p})$ имеет нулевое значение и, следовательно, всё

слагаемое $\sum_1^{m+1} M_i(\tilde{p}) \int_a^b p'_\lambda dx$ равно нулю, $(a;b) \notin X$. Если учесть, что $x_0=0$ и для границ любого интервала $[x_i, x_{i+1})$ определить $x_{i+1}=x_i+\Delta x$, то для любого $i=0..m+1$ $x_i=(i-1)\Delta x$. Поэтому выражение (7) имеет вид

$$\sum_1^{m+1} M_i(\tilde{p}) \int_{(i-1)\Delta x}^{i\Delta x} p'_\lambda dx - \int_0^\infty pp'_\lambda dx = 0. \quad (8)$$

При подстановке выражений $p = 2x\lambda \exp\{-\lambda x^2\}$ и $p'_\lambda = 2x(1 - \lambda x^2) \exp(-\lambda x^2)$ в (8) получим выражения для интегралов в этом выражении. Интеграл в первом слагаемом (8) имеет вид

$$\begin{aligned} & \int_{(i-1)\Delta x}^{i\Delta x} 2\lambda x^3 \exp(-\lambda x^2) dx = \\ & = \frac{\lambda((i-1)\Delta x)^2 \exp(-\lambda((i-1)\Delta x)^2)}{\lambda} - \frac{\lambda(i\Delta x)^2 \exp(-\lambda(i\Delta x)^2)}{\lambda}, \end{aligned} \quad (9)$$

а интеграл второго слагаемого в (8) имеет вид

$$\int_0^\infty 4\lambda x^2 (1 - \lambda x^2) \exp(-2\lambda x^2) dx = \Gamma(1/2) - \Gamma(3/2) = \frac{\sqrt{\pi}}{4\sqrt{8\lambda}}. \quad (10)$$

В результате первое условие минимума (8) можно представить в виде

$$\begin{aligned} & \sum_1^{m+1} M_i(\tilde{p}) \left(\frac{\lambda((i-1)\Delta x)^2 \exp(-\lambda((i-1)\Delta x)^2) - \lambda(i\Delta x)^2 \exp(-\lambda(i\Delta x)^2)}{\lambda} \right) - \\ & - \frac{1}{8} \sqrt{\frac{\pi}{2\lambda}} = 0. \end{aligned} \quad (11)$$

Таким образом, для определения экспериментального значения λ следует решить трансцендентное уравнение (11). В процессоре VBA Excel

реализован численный метод хорд определения корней этого уравнения, что позволяет найти требуемое значение λ и, следовательно, определить конкретный вид распределения Релея для высот волн.

Для оценки согласия между данными выборки и принятой гипотезой использован критерий Пирсона

$$\chi^2_{\text{набл}} = \sum_{i=1}^{m+1} \frac{(n_i - n'_i)^2}{n'_i}, \quad (12)$$

где n'_i – теоретические частоты высот волн, равные

$$n'_i = \frac{F(x_{i+1}) - F(x_i)}{\nu_i}, \quad F(x_i) = 1 - \exp(-\lambda x^2), \quad (13)$$

а $F(x)$ – функция распределения высот волн. Область значений высот волн разбита на $(m+1)=8$ непересекающихся интервалов: $[0;7)$, $[7;14)$, $[14;21)$, $[21;28)$, $[28;35)$, $[35;42)$, $[42;49)$, $[49;\infty)$. Поэтому число степеней свободы распределения “хи-квадрат” равно $m=7$. Точку z , определяющую критерий “хи-квадрат”, следует выбирать из условия равенства вероятности “хи-квадрат” некоторому заданному числу γ : $P(\chi^2 \geq z) = \gamma$. В табличном процессоре MS Excel существует функция ХИ2ОБР(γ, m), возвращающая значение критической точки $\chi^2_{\text{кр}}$ по значению вероятности γ и числу степеней свободы m . Полагая величину $\gamma=0,98$ достаточно высоким уровнем значимости, получаем значение ХИ2ОБР($0,9;7$)= 1,56, то есть $\chi^2_{\text{кр}} = 1,56$. Согласно [3], если $\chi^2_{\text{набл}} < \chi^2_{\text{кр}}$, то гипотезу о том, что высоты волн распределены по закону Рэлея, можно принять. В табл. 3 приведены теоретические и экспериментальные частоты и дано значение $\chi^2_{\text{набл}}$.

Таблица 3. Расчёт критерия правдоподобия

i	Интервалы группировки	n'_i	n_i	$(n_i - n'_i)^2 / n'_i$
1	0–7	0,049445569	0,001995211	0,045536
2	7–14	0,055842651	0,07941101	0,009947
3	14–21	0,01631052	0,047150368	0,058312
4	21–28	0,001749597	0,009215603	0,031859
5	28–35	7,44371E-05	0,002401609	0,072756
6	35–42	1,29061E-06	0,001199044	1,111575
7	42–49	9,22233E-09	9,56938E-07	9,74E-05
8	49– ∞	0	$\sim 10E-07$	$\sim 10E-07$
$\chi^2_{\text{набл}}$				1,330082

Как видно из табл. 3 $\chi^2_{набл} = 1,33$, следовательно $\chi^2_{набл} < \chi^2_{кр}$ ($1,33 < 1,56$) и гипотеза о применимости распределения Рэлея в качестве распределения высот волн состоятельна.

Согласно [4] выборочные моменты вида $\tilde{m}_k = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i^k \neq \infty$ являются несмещёнными сильно состоятельными оценками. Поэтому в качестве оценок математического ожидания и дисперсии высот волн можно принять величины

$$\tilde{Mx} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_i, \quad \tilde{Dx} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \tilde{Mx})^2. \quad (14)$$

Для оценки корреляционной функции применён метод максимального правдоподобия. Всевозможные пары элементов выборки рассматриваются как значения независимых двумерных случайных величин с одинаковой плотностью распределения $f(x_i, x_j, t_i, t_j, \theta)$, где t_i, t_j – моменты времени фиксирования значений высот волн в эксперименте, θ – оцениваемый параметр. Функция правдоподобия имеет вид

$$L(x_1, \dots, x_N) = \prod_{i=1}^N \prod_{j=1}^N f(x_i, x_j, t_i, t_j), \quad i \neq j. \quad (15)$$

В качестве оценки параметра θ следует принять то значение $\tilde{\theta}$, при котором $L(x_1, \dots, x_N, \tilde{\theta})$ принимает максимальное значение. На основании анализа результатов многочисленных исследований [2; 3] принята гипотеза о том, что процесс волнения – это стационарный случайный процесс с нормальной плотностью распределения аппликат, а корреляционная функция аппликат волновой поверхности $K_\xi(t_j - t_i)$ аппроксимирована выражением

$$K_\xi(t_j - t_i) = D_\xi \exp(-\alpha(t_j - t_i)) \cos \beta(t_j - t_i), \quad (16)$$

где D_ξ – дисперсия волнения. Тогда двумерная плотность распределения волновых аппликат имеет вид

$$f(x_i, x_j, t_i, t_j) = \frac{1}{2\pi D_\xi \sqrt{1 - \left(\frac{K_{ij}}{D_\xi}\right)^2}} \exp \left\{ -\frac{1}{2D_\xi \left(1 - \left(\frac{K_{ij}}{D_\xi}\right)^2\right)} \left[x_i^2 + x_j^2 - 2 \frac{K_{ij} x_i x_j}{D_\xi} \right] \right\} \quad (17)$$

Дисперсию D_ξ можно определить, зная $\tilde{M}x$, по формуле $D_\xi = \frac{(\tilde{M}x)^2}{2\pi}$, подтверждающейся экспериментальными данными [2].

Оцениваемый параметр θ двумерный, то есть является парой действительных чисел (α, β) , таким образом, задача сводится к поиску точек максимума $L(x_1, \dots, x_N, \theta)$ как функции от $\theta = (\alpha, \beta)$. Так как $f(x_i, x_j, t_i, t_j, \theta) = \varepsilon_{ij} \leq 1$, то при больших N и малых ε_{ij} величина $L(x_1, \dots, x_N, \theta)$ очень мала. Поэтому более удобно исследовать величину $\ln(L(x_1, \dots, x_N, \theta))$. Экстремальные точки определяются из уравнений максимального правдоподобия:

$$\frac{\partial L(x_1, \dots, x_N, \theta)}{\partial \alpha} = 0, \quad \frac{\partial L(x_1, \dots, x_N, \theta)}{\partial \beta} = 0. \quad (18)$$

Значения $\tilde{\alpha}, \tilde{\beta}$, удовлетворяющие условиям максимума $L(x_1, \dots, x_N, \theta)$, найдены методом градиентного спуска, и результаты представлены в табл. 4.

Таблица 4. Параметры распределения высот волн и корреляционной функции

Период	λ	α	β
зима 1996-1997	0.00903	0.164	2.95
зима 1997-1998	0.00893	0.157	3

Спектральная плотность является обратным преобразованием Фурье корреляционной функции и имеет вид

$$S_\xi(\omega) = D_\xi \sum_{i=1}^2 \frac{\tilde{\alpha}}{\tilde{\alpha}^2 + (\tilde{\beta} + (-1)^{i-1} \omega)^2}. \quad (19)$$

Графики зависимости спектральной плотности от частот волнения $S_\xi(\omega)$, полученные по данным наблюдений зимой 1996-1997 и 1997-1998 годов приведены на рис.3. Из графиков видно, что параметры $\tilde{\alpha}, \tilde{\beta}$, определяющие спектральную плотность и найденные по двум выборкам, достаточно близки. Для окончательного выбора функции $S_\xi(\omega)$ с целью её использования при нормировании кинематических характеристик

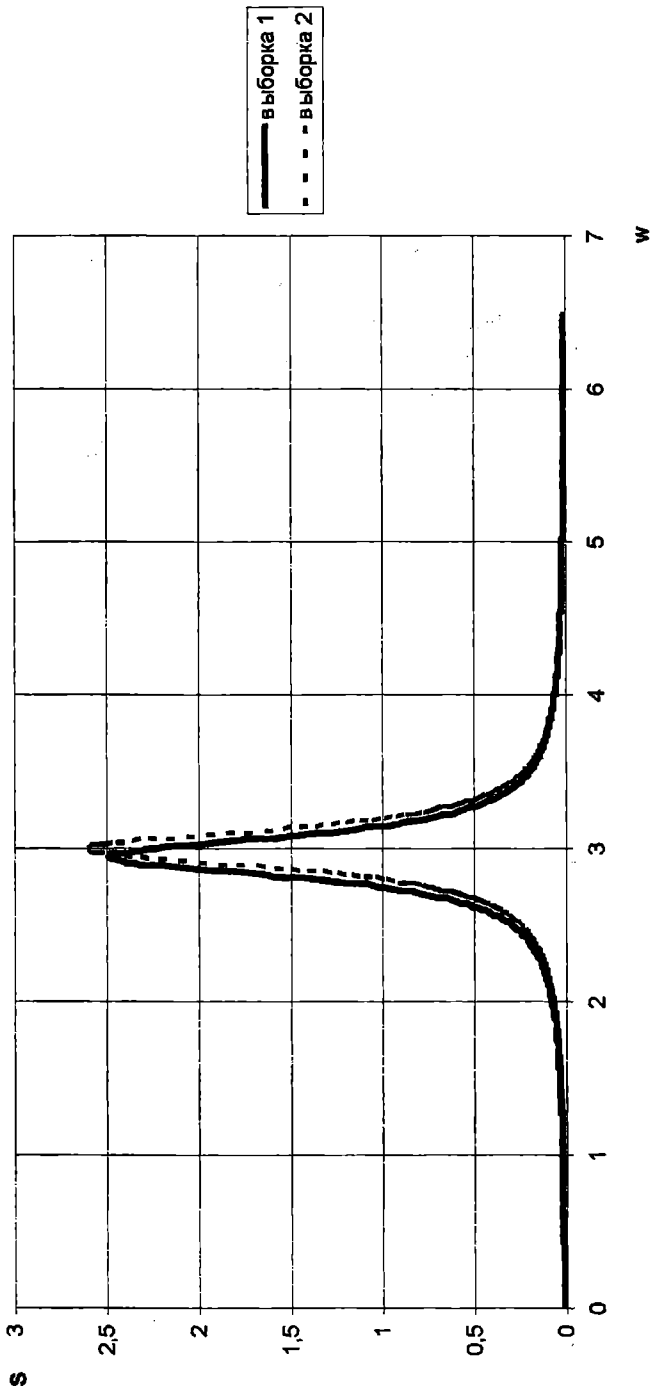


Рис. 3. Спектральная плотность волнения

движения судна и решения задач нормирования, следует провести расчёты, описанные в этой статье, для пяти-шести выборок, которые относятся к последнему десятилетию прошлого века и первым годам нынешнего.

В заключение авторы выражают глубокую благодарность доктору экономических наук, профессору М.Я. Постану за постоянное внимание к этой работе.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Соболев Г.В. Управляемость корабля и автоматизация судовождения. – Л.: Судостроение, 1976. – 477 с.*
2. *Давидан И.Н., Лопатухин Л.И., Рожков В.А. Ветровое волнение как вероятностный гидродинамический процесс. – Л.: Гидрометеиздат, 1978. – 286 с.*
3. *Крылов Ю.М., Стрекалов С.С., Цыплухин В.Ф. Ветровые волны и их воздействие на сооружения. – Л.: Гидрометеиздат, 1976. – 256 с.*
4. *Гисман И.И., Скороход А.В., Ядренко М.И. Теория вероятностей и математическая статистика. Киев: Вища школа, 1988. – 439 с.*

УДК 532.543

ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ПОТОКА ПРИ ОБТЕКАНИИ ТЕЛ В ЗАМКНУТЫХ ПРОСТРАНСТВАХ*

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

Введение

Наличие в трубопроводе обтекаемого тела оказывает существенное влияние на поле течения рассматриваемого ограниченного потока. В этом случае деформации основных структур двигающейся жидкости наблюдаются как вблизи поверхности тела, так и на различном удалении от него. Изменение всех гидромеханических характеристик (полей скорости, величины градиента давления, возникновение и в последующем фиксированное локально-пространственное существование вихрей и т.д.) имеет место не только за телом, но и перед ним [14, 17]. Взаимное влияние стенок трубопровода на гидромеханические характеристики обтекаемого тела в значительной степени определяется такими параметрами, как геометрическая форма обтекаемой конструкции, ее положение и ориентация, а также пространственная конфигурация поперечного сечения самого канала [15, 16].

Традиционно принято считать, что поток в значительной степени испытывает деформацию только вниз по течению от обтекаемого тела. Подобное изменение топологии течения описывается характеристиками ближнего и дальнего следа, а также параметрами образующейся полой струи (например, степенью эжекции) [19]. Область перед обтекаемым телом обычно не рассматривается. Однако во многих случаях пространственных течений пренебрежение особенностями этой части потока может приводить к физически неправильной трактовке наблюдаемых явлений. Работы, в которых вопросу деформации потока в находящемся перед телом пространстве уделялось бы должное внимание, практически неизвестны. На существование замкнутой области потока не только за телом, но и перед ним указывал в 1899 г. еще С.А. Чаплыгин, в работах которого высказывалась гипотеза, что перед телом имеет место некий аналог застойной зоны. Подобное утверждение является весьма условным, поскольку в случае ограниченного потока перед телом никогда не происходит возникновение и последующее развитие во времени зоны постоянной скорости (давления) либо вообще застойной зоны течения.

* В работе приведен анализ основных особенностей взаимодействия потока, ограниченного стенками цилиндрического трубопровода с телами различных форм. Основные результаты получены на основе численного эксперимента, в основе которого лежит решение полной трехмерной системы нестационарных уравнений Навье-Стокса. Показано, что подобное взаимодействие всегда имеет нестационарный характер

Описание основных результатов

Основой для получения главных результатов по моделированию взаимодействия ограниченного потока с телами произвольных форм являлось решение полной трехмерной системы нестационарных уравнений Навье-Стокса. Детальное описание математической постановки рассматриваемого класса задач изложено в работе [1].

Проведенные расчеты (основные результаты которых представлены ниже) показывают, что основным сценарием поведения ограниченного потока в области перед телом может являться следующий: перед телом возникает область пространственного вихревого движения, которая ведет себя иерархическим образом [1]. В той части потока, которая соответствует области миделевого сечения обтекаемого тела при начале движения потока происходит практически мгновенное возникновение и в течение определенного (достаточно малого) интервала времени развитие трехмерных вихрей. При достижении этими вихревыми структурами динамически устойчивого состояния на протяжении последующих моментов времени наблюдается их вращение в противоположные стороны. При этом их основные поперечные размеры остаются практически неизменными, что демонстрируется рисунком 1, на котором показано поле скоростей в виде изотак при обтекании тела дисковой формы (поток двигается слева на право).

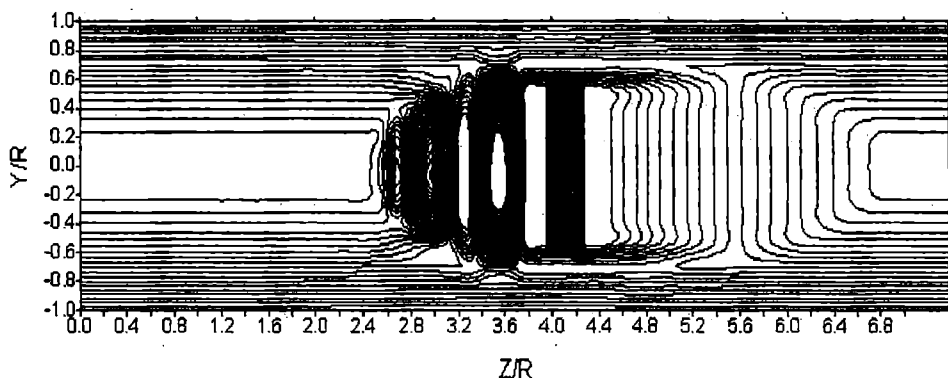


Рис. 1. Изолинии поля скоростей при обтекании одиночного диска $Re=50000$, $t=33,8$ сек.

Такой результат является универсальным, поскольку основной сценарий развития вихрей, как и характер их последующего поведения во времени, не изменяется и при коаксиальном добавлении второго, идентичного первому, тела. Так, на рис. 2, показано обтекание одиночного диска и тандемной конструкции из двух дисков. На рисунке видно, что основные изменения поток претерпевает только в тыльной части обтекаемых тел, где наблюдается уменьшение застойной области потока.

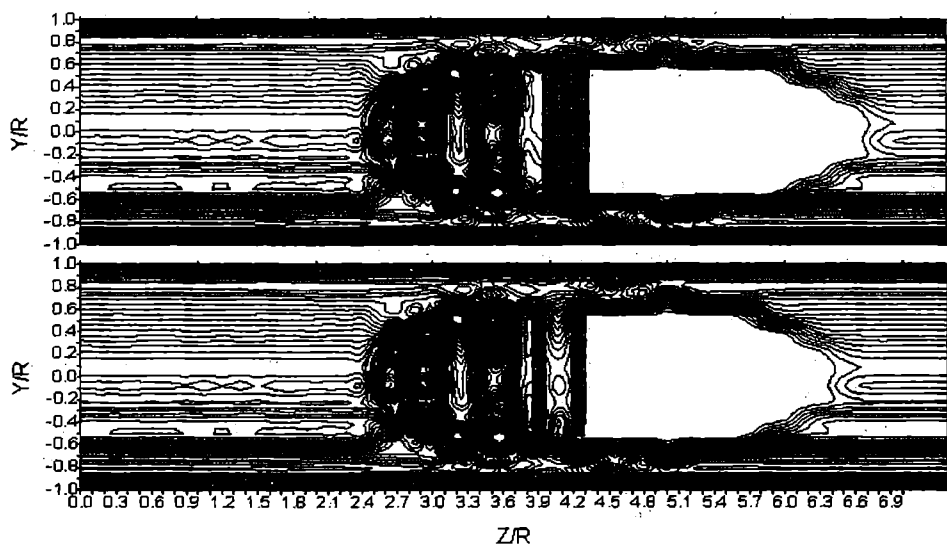


Рис. 2. Изолинии поля завихренности при обтекании одиночного диска и тандема из двух тонких дисков $Re=50000$, $t=33,8$ сек.

Одним из прикладных результатов подобного уменьшения застойной области в тыльной части обтекателя является снижение энергетических потерь при прохождении потоком закрепленного в трубе тела. Таким образом, в гидро- или пневмосистемах корабля простым изменением конфигурации местных сопротивлений достижимо значительное снижение величины гидравлических потерь. Точно так же, разрежение, возникающее в междисковом пространстве, приводит к перераспределению завихренности в составной вихревой области перед первым обтекателем. Причем суммарная завихренность рассматриваемой вихревой области должна в этом случае уменьшаться. Описанный эффект помимо судостроения может быть особенно важен в задачах относящихся к медицине или к оборонным технологиям. В частности, при движении неньютоновских жидкостей, к которым относится кровь человека, в этом случае достигается эффект снижения напряжений, возникающих при столкновениях одной из фаз - кровяных телец. Точно также, при движении взрывной волны во ВВ с инородной вставкой, достигается эффект уменьшения размыва ударного фронта волны. Подобные прикладные аспекты внутренней задачи гидромеханики являются несомненно интересными и требуют проведения дальнейших более детальных исследований.

Особо следует отметить, что наиболее адекватное описание взаимодействия ограниченного потока с телами внутри замкнутых пространств может быть достигнуто только при использовании трехмерного подхода [18]. Именно такие пространственные эффекты, как

образование вихревой пелены между застойной областью и спутным потоком, возникновение и последующее существование локальных вихревых структур вблизи тела определяют как характер поведения ограниченного потока, так и изменение всех гидромеханических характеристик обтекаемых конструкций. Например, в работе [8] указывается, что трехмерная спектральная плотность ограниченного потока существенно отличается от одномерной и отношение показателей степени аппроксимирующих их законов может достигать до 0,8.

Традиционно принято считать, что при поперечном обтекании тела с точками резкого излома контура отрыв потока начинается непосредственно в этих точках. Подобный подход не всегда может являться правомерным. Как расчетным путем, так и известными экспериментальными данными установлено, что при обтекании тел с характерными точками излома контура отрыв потока может наступать не в точке излома контура поверхности тела, а за (в случае уступа) или перед ней (в случае плоского тела). Этот факт был подтвержден при проведении расчетов по обтеканию диска. На рисунках 3-4 хорошо видно, что отход линий тока от поверхности тела вне зависимости от его толщины начинается на расстоянии 6-3 мм от его верхней кромки.

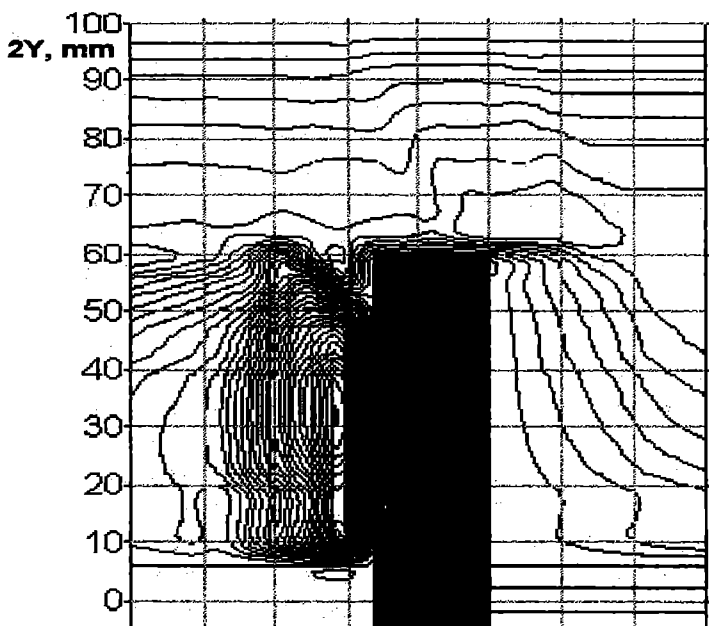


Рис. 3. Линии тока при обтекании диска толщиной 20 мм в момент времени $t=10$ сек. и средней скорости потока на входе в расчетную область 0.05 м/сек.

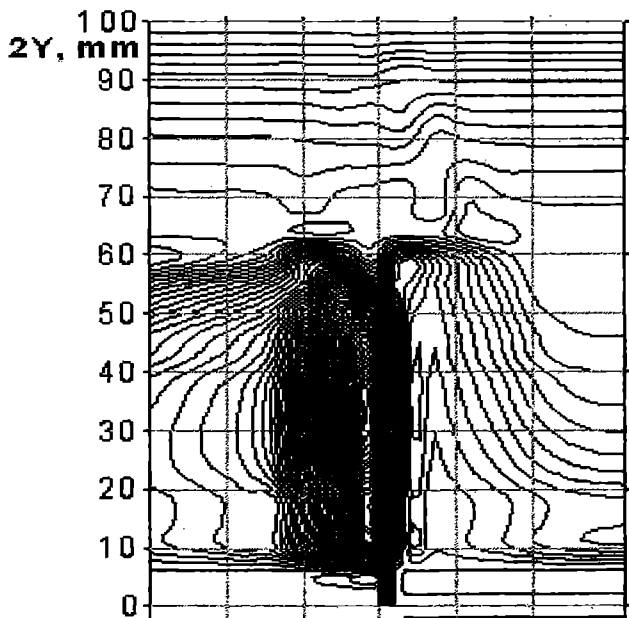


Рис. 4. Линии тока при обтекании диска толщиной 3 мм в момент времени $t=80$ сек. и средней скорости потока на входе в расчетную область 0,05 м/сек.

Характерной особенностью внутренней задачи гидромеханики является то, что при моделировании процесса обтекания тел ее решение никогда не приведет к режиму стационарности основных гидромеханических параметров. Объяснение этому лежит в локальном (рассмотрение выделенной области) и интегральном (рассмотрение всего расчетного объема) подходах. В случае локального подхода отсутствие стационарности (в любом ее проявлении) можно объяснить тем фактом, что завихренность потока, которая при обтекании тела образуется на его поверхности, физически не может постоянно оставаться в области присоединенного пограничного слоя. Начиная с некоторого момента времени, ее влияние неизменно скажется на постоянном изменении по временной координате всего поля течения [4]. Причиной этого изменения является выход нестационарных эффектов погранслоя за его пределы и их последующее развитие во внешнем течении.

Возникающие особенности движения потока в тыльной области тела в основном обусловлены постоянной деформацией вихревой пелены. Нестационарность в характере ее поведения определяет все движение за линией отрыва потока от поверхности тела [4]. Именно отрывная пелена приводит к нестационарному характеру поведения потока при обтекании плоской пластины уже начиная с чисел Re порядка 10^1-10^2 [4]. Если в процессе взаимодействия жидкости с телом в расчетном объеме присутствует теплообмен, то можно говорить о том, что установившееся

(стационарное) течение не будет достигнуто на протяжении длительного интервала расчетного времени.

Приводя анализ основных характеристик проблемы обтекания тела неограниченным потоком жидкости, Биркгофф в своей работе [5] указывает на тот факт, что застойная область следа за телом отделяется от движущейся части потока свободными линиями тока. Эти линии характеризуются постоянными значениями как давления, так и скорости. Но при переходе через эти линии все характеристики потока изменяются скачкообразно [5]. В соответствии с условием Бриллюэна, введенным им в 1911 г. для невязкой жидкости, скорость потока на такой свободной линии тока принимает максимальное значение [5]. В случае идеальной жидкости Биркгофф указывает на тот факт, что давление потока в следе будет соответствовать гидростатическому давлению в трубе.

Описанное скачкообразное изменение скорости было получено при проведении всех расчетов вне зависимости от геометрической формы обтекаемых тел и наглядно иллюстрируется рисунками 5-7, где показаны эпюры полной скорости потока за дисками (характеризующимися различными значениями толщины) и тонкой пластины (прямоугольной формы). Все результаты получены для случая цилиндрической трубы.

Для проверки предположения относительно равенства эффекта производимого силовым полем тяжести величине гидростатического давления в трубе для случая вязкой жидкости были проведены численные эксперименты. На основании полученных результатов можно также констатировать подтверждение сделанной на исходном этапе предпосылки. В качестве примера достаточно рассмотреть рис. 8, где при обтекании диска в тыльной части ближнего следа показано изменение коэффициента давления C_p в вертикальной плоскости цилиндрической

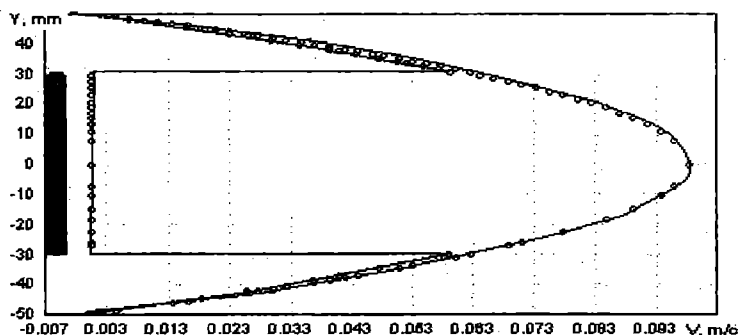


Рис. 5. Эпюра полной скорости потока за телом при обтекании диска толщиной 20 мм в моменты времени $t=0$ и $t=400$ сек. и средней скорости потока на входе в расчетную область 0,05 м/сек.

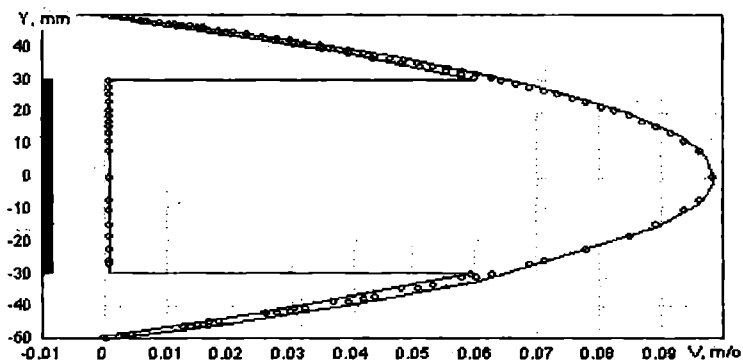


Рис. 6. Эюры полной скорости потока за телом при обтекании диска толщиной 3 мм в моменты времени $t=0$ и $t=400$ сек. и средней скорости потока на входе в расчетную область 0,05 м/сек.

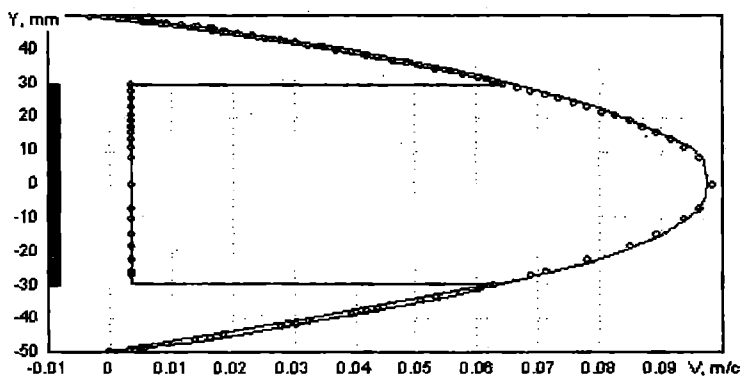


Рис. 7. Эюры полной скорости потока за телом при обтекании квадратной пластинки толщиной 3 мм в моменты времени $t=0$ и $t=90$ сек. и средней скорости потока на входе в расчетную область 0,05 м/сек.

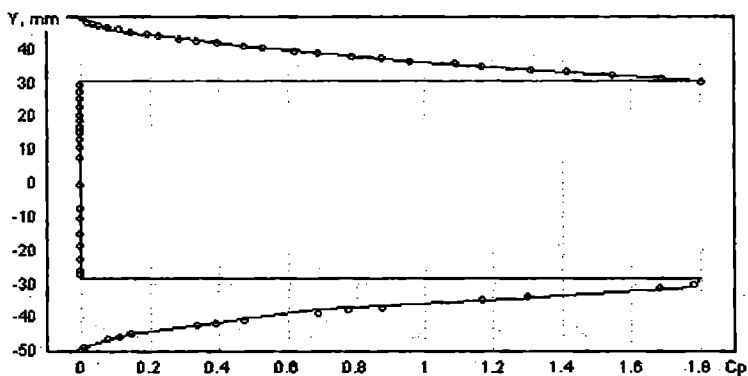


Рис. 8. Распределение коэффициента давления C_p в вертикальной плоскости трубы при обтекании диска толщиной 3 мм и скорости потока на входе в расчетную область 0,05 м/сек.

трубы. Как видно на рисунке, в той части потока, которая соответствует мидельевому сечению тела, величина коэффициента давления остается неизменной и превышение давления над исходным гидростатическим давлением практически отсутствует. В соответствии с представленными результатами следует обратить внимание на тот факт, что по аналогии с данными работы [5] можно говорить о том, что давление жидкости на линии раздела ближнего следа и движущейся части потока всегда является постоянным. При этом линию тока, характеризующую скачек скорости, Биркгофф назвал свободной линией тока. В проведенных численных экспериментах эта линия тока была выделена с последующей проверкой по всей ее длине факта постоянства давления. В результате было получено практически полное подтверждение этой гипотезы.

Известно, что при движении шара внутри цилиндрического трубопровода даже при наличии эксцентриситета (тела к оси трубы) поток стремится реализовать свое поведение таким образом, чтобы образующиеся поля скоростей и траектория движения сферы соответствовали минимуму диссипации энергии. Экспериментальное подтверждение этого явления приводится в работе [11]. Логически правильным предположением будет распространение этого вывода и на случай неподвижных тел, которые обтекаются ограниченным потоком. Для проверки подобной гипотезы был проведен ряд численных экспериментов. Анализ полученных в конечном итоге результатов показал, что поток по-прежнему остается самоорганизующейся структурой. Причем изменение происходит всегда по строго определенному закону при сохранении в области мидельевого сечения тела практически симметричной структуры [2, 3]. Даже при наличии смещения оси симметрии тела относительно оси симметрии ограничивающих стенок подобная тенденция сохраняется.

При обтекании тела в трубопроводе сила, с которой действует вносимое им гидромеханическое возмущение на стенки трубопровода, как по величине, так и по направлению, зависит от его ориентации и расположения по отношению к оси симметрии трубы. Например, при обтекании цилиндра внутри круглой трубы, при движении от оси цилиндра к стенке, направление избыточной силы изменяется от параллельного силе сопротивления тела до противоположного. Непосредственно возле тела такая избыточная сила и перепад давления находятся в функциональной зависимости от формы поперечного сечения трубопровода. Причем этот факт имеет место даже в том случае, если от обтекаемого тела эти стенки находятся на значительном удалении [11]. При малых числах Рейнольдса в случае трубопровода цилиндрической формы согласно данным работы [11] сила сопротивления тела с учетом влияния жестких стенок трубы может определяться по выражению следующего вида:

$$\frac{D}{D_\infty} = \frac{l}{1 - k \left[\frac{D_\infty}{6\pi\mu V_z} \right] + O(c/l)^3}, \quad (1)$$

где k - безразмерная постоянная; l - расстояние от поверхности тела до стенок трубопровода; c - характерный размер тела. При этом указывается, что параметр " c " относится к максимальному размеру обтекаемого тела, т. е. если рассматривается тонкое тело большого удлинения то определяющим параметром будет не степень перекрытия потока, а отношения длины тела к диаметру трубопровода. Аналогично в работе [11] показано, что при поступательном движении жидкости относительно тела с точностью до первого порядка (по отношению к степени перекрытия потока) избыточное сопротивление тела можно представить в виде симметричного тензора второго ранга. Значение этого тензора не зависит ни от формы, ни от ориентации тела по отношению к стенкам трубопровода. На указанный тензор оказывает влияние только два параметра - эксцентриситет обтекаемого тела и форма поперечного сечения трубопровода. В работе [11] теоретическим путем показано, что при обтекании тела в трубе сила трения всегда направлена по потоку. Причем при взаимодействии обтекаемого тела с ограниченным потоком и при постоянном смещении тела к стенкам цилиндрической трубы сила его сопротивления возрастает не монотонно. Она достигает минимального значения в некоторой фиксированной точке расположения эксцентриситета осей трубы и тела. Начиная с симметричного случая, коэффициент сопротивления тела вначале уменьшается до этого минимума, а затем уже начинает неуклонно расти.

При проведении численных экспериментов указанный вывод был проверен. Полученные результаты представлены на рис. 9. На нем, при неизменности всех кинематических параметров потока показана зависимость коэффициента сопротивления тонкого диска (с плоской поверхностью) при его нестационарном обтекании в цилиндрической трубе от величины эксцентриситета. При построении этого графика значения S_x брались из зоны автомодельности. Как видно из рисунка, в рассчитанном диапазоне величины эксцентриситета полученная зависимость подчинялась линейному закону.

На рис.10 представлена зависимость коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса в момент времени, соответствующий наступлению автомодельного режима и равный $t = 200$ сек. Полученные результаты указывают на справедливость теоретических результатов работы [11]. Однако при этом, следует заметить, что точка минимума в наших вычислительных экспериментах была равна не 0,4 или 0,6, как показано в работе, а 0,034, что можно объяснить более точным учетом вязкостных и нелинейных пространственных эффектов, имеющих место при решении внутренних задач гидромеханики на основе полных уравнений Навье-Стокса. Полученное изменение коэффициента сопротивления является

результатом присутствия в потоке «боковых сил Бернулли», которые в некоторых случаях движения тела внутри трубопровода приводят к возникновению эксцентриситета, а иногда даже и к вращению тела [11]. Именно влияние поперечных сил в случае ламинарного движения нейтрально плавучих твердых частиц по цилиндрической трубе, является причиной их перемещения от центра трубы в сторону стенок и наоборот, что в конечном итоге приводит к их концентрации в некой кольцевой области, расположенной приблизительно посередине между осью трубы и ее стенками [13, 12]. Этот факт является инвариантным по отношению к начальной картине течения и первоначальному положению частиц в трубопроводе [11].

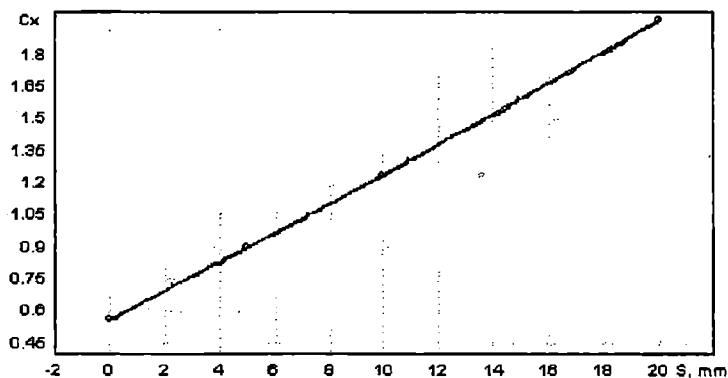


Рис. 9. Изменение с ростом эксцентриситета коэффициента сопротивления диска толщиной 20 мм и средней скорости потока на входе в расчетную область 0,05 м/сек.

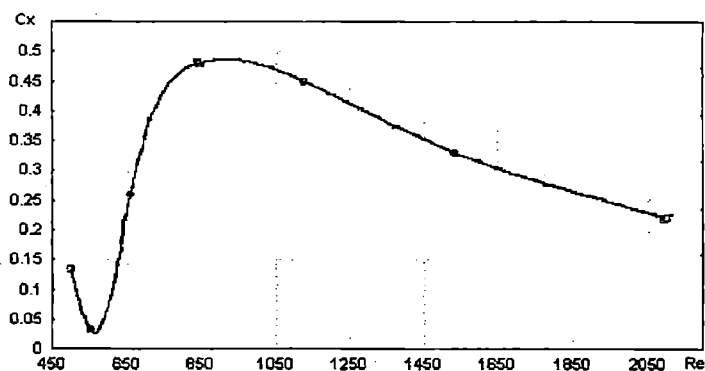


Рис.10. Изменение с ростом числа Re потока коэффициента сопротивления диска толщиной 3 мм и средней скорости потока на входе в расчетную область 0,05 м/сек.

Проблема выхода решения на его стационарный аналог существенным образом зависит от геометрических размеров трубопровода. В частности, как показывает опыт [10], увеличение геометрических размеров области, ограничивающей поток, приводит к невозможности получения даже в физическом эксперименте строго постоянных стационарных характеристик течения. И наоборот, уменьшение геометрических размеров, что в численном эксперименте соответствует усилению степени влияния граничных условий на получаемое решение, приводит к уменьшению величины нестационарности моделируемого течения. В качестве параметра, характеризующего нестационарность потока, наиболее оптимальным является выбор величины частной производной от полной скорости (которая в этом случае рассматривается как скалярная величина) потока, и

имеет вид $\frac{\partial V}{\partial L}$. Входящая в знаменатель величина L представляет собой вектор длины произвольной направленности [6, 9]. При этом степень изменения нестационарности получаемого решения в теории или рассматриваемого потока в эксперименте в основном не зависит (или зависит случайным образом) от стационарности задаваемых граничных и внешних (в нашем случае - входных и выходных) условий [7, 10].

ЛИТЕРАТУРА

1. Малахов А.В., Демиденко В.Э., Калугев А.Г., Рублев А.В. Иерархия вихревых структур 3-мерной внутренней задачи гидромеханики // Вестник ОГМУ. 2001. - № 7. - С. 23-39.
2. Малахов А.В. Влияние эксцентриситета на коэффициент сопротивления обтекаемых тел в трубопроводе // Ядерная и радиационная безопасность. - 1999. - Т.2. - Вып. 3. - С.56-61.
3. Малахов А.В. Структура ограниченного потока вблизи обтекаемого тела // Ядерная и радиационная безопасность. - 1999. - Т.2. - Вып.2. - С.106-113.
4. Асимптотическая теория отрывных течений / Под ред. Сычева В. В. - М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1987. - 256 с.
5. Биркгоф Г. Гидродинамика. Пер. с англ. - М.: Изд-во иностр. лит-ры, 1963. - 244 с.
6. Лантес Г. Ф. Элементы векторного исчисления. М.: Наука, 1975. 336 с.
7. Дейли Дж., Харлеман Д. Механика жидкости. М.: Энергия, 1971. 480 с.
8. Ибрагимов М. Х., Субботин В. И., Бобков В. П., Сабелев Г. И., Таранов Г. С. Структура турбулентного потока и механизм теплообмена в каналах. - М.: Атомиздат, 1978. 296 с.

9. Павленко В. Г. Основы механики жидкости. - Л.: Судостроение, 1988. - 240 с.
10. Суинни Х., Голлаб Дж. Гидродинамические неустойчивости и переход к турбулентности. Пер. с англ. - М.: Мир, 1984. - 344 с.
11. Хаппель Дж., Бреннер Г. Гидродинамика при малых числах Рейнольдса. - М.: Мир, 1976. - 631 с.
12. Johnson A. A., Tezduyar T. E. Numerical simulation of fluid-particle interactions. Proceedings of the International Conference on Finite Elements in Fluids, October 1995, Venezia, Italy.
13. Johnson A. A., Tezduyar T. E. 3D simulation of fluid-particle interactions with the number of particles reaching 100//Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. Volume 145. 1997. P. 301-321.
14. Maria D. Giavedoni, Fernando A. Saita. The rear meniscus of a long bubble steadily displacing a Newtonian liquid in a capillary tube// Physics of Fluids. April 1999. Volume 11. Issue 4. P. 786-794.
15. Behnia M., Parneix S., Shabany Y., Durbin P.A.. Numerical study of turbulent heat transfer in confined and unconfined impinging jets// International Journal of Heat and Fluid Flow. Volume (issue): 20 (1). 1999. P.1- 9.
16. Naccache M. F., Souza Mendes P. R. Heat transfer to non-Newtonian fluids in laminar flow through rectangular ducts//International Journal of Heat and Fluid Flow. Volume (issue): 17 (6). 1996. P. 613-620.
17. Atassi O. V. Analytical and numerical study of the nonlinear interaction between a point vortex and a wall-bounded shear layer// Journal of Fluid Mechanics Volume 373 25. October 1998. P. 111-155.
18. Shankar P. N. Three-dimensional eddy structure in a cylindrical container//Journal of Fluid Mechanics. Volume 342 10. July 1997. P.87-97.
19. Scherer P.W., Muller W.J., Raub J.B., Haselton F.R. Convective mixing mechanisms in high frequency intermittent jet ventilation // Acta Anaesthesiologica Scandinavica Supplementum. Vol. 90. 1989. P. 58-64.

УДК 629.12.001.11: 539.4

СНИЖЕНИЕ РИСКА ПОВРЕЖДЕНИЙ КОНСТРУКЦИЙ СУДОВ СМЕШАННОГО ПЛАВАНИЯ В ЛЕДОВЫХ УСЛОВИЯХ

Г. В. ЕГОРОВ

Последнее десятилетие основным источником пополнения торгового флота России и Украины были суда смешанного плавания (ССП), в том числе и модернизированные из речных судов. Основным отличием корпусов ССП является применение небольших толщин листовых элементов (6-10 мм) и набора (5-8 мм) корпуса, что обеспечивает существенный выигрыш в металлоемкости корпусов за счет ограничения надежности [1, 2, 3].

При небольшой остаточной стоимости ССП имеют грузоподъемность, соответствующую реальным партиям груза, формирующимся в портах СНГ (1000, 2000, 3000, 5000 тонн). Морские суда аналогичной грузоподъемности были менее экономичны, требовали более высоких ставок на перевозку груза и не выдержали конкуренции. В итоге, на порты СНГ в Черном, Азовском, Балтийском, Белом, Японском и Охотском морях сейчас работают, в основном, ССП и иные суда ограниченных районов плавания, общим числом до 1000 единиц.

ССП с классами Российского Морского Регистра Судостроения (РС) II СП и III СП имели с постройки ледовые категории Л4, Л3 и иногда Л2 (в классификации Правил 1977-1995 г.), при этом соответствующие категории назначались по требованиям Правил 1977 г. и более ранних.

Нижняя ледовая категория Правил РС 1977-1995 г. Л4 примерно соответствует категории Ice Class 1D по классификации Английского Ллойда для северной Балтики и ЛУ1 в трактовке Правил РС 1999 года [4], которая позволяет эпизодически совершать самостоятельные рейсы в мелкобитом разряженном льду толщиной 0,40 м при скорости 5 узлов. Категория Л3 - Ice Class 1C и ЛУ2 позволяет регулярно работать без ледокольной проводки в мелкобитом разряженном льду толщиной 0,55 м при той же скорости. Категория Л2 - Ice Class 1B и ЛУ3 позволяет работать при аналогичных условиях в мелкобитом разряженном льду толщиной 0,70 м.

ССП в классе Российского Речного Регистра (РРР) имели ледовые подкрепления - М-СП (лед), М-пр (лед), О-пр (лед), требования к которым определялись основным классом и существенно отличались от требований РС. В соответствии с Правилами РРР 1995 года судам класса "М", как правило, назначалась допускаемая толщина мелкобитого льда 0,30 м (например, типа "Волго-Балт", проект 2-95), для судов класса "О" - 0,20 м.

При модернизации ССП (переходе из классов РРР в классы РС), как правило, получали Л4 или реже Л3.

На ряде проектов для сибирских рек были установлены дополнительные ледовые усиления, отвечавшие эксплуатации при толщине льда 0,40-0,80 м. Суда проекта 92-13/040 (типа "Амур") строились с учетом требований РС 1977 г. к ледовой категории Л3, суда проектов 0225 и 292 (типа "Сибирский") - по ледовой категории Л2 1977 г.

Для обеспечения требований РС в части ледовых усилений часто требовались подкрепления корпуса [1]. Речь обычно шла об участке ледового пояса от форпиковой переборки до сечения, где ЛГВЛ имела наибольшую ширину. Модернизация осуществлялась за счет установки новых балок ледового пояса - промежуточных шпангоутов и дополнительных бортовых стрингеров. Наружная обшивка при ремонтах не утолщалась.

Правилам РС 1981-1995 гг. в части ледовых усилений по категориям Л3 и Л2 практически ни одно ССП в полном объеме не удовлетворяет (особенно по наружной обшивке в средней части корпуса).

Требования РС к связям ледового пояса выполнялись, как правило, в рамках предъявления судов как "существующих", т.е. с учетом допускаемого при эксплуатации износа и по Правилам РС года постройки.

Учитывая большую сложность удовлетворения нормативам ледовой категории для конкретного реклассифицируемого судна, представляет интерес анализ выполнения требований РС разных лет изданий на реальных проектах с выявлением направления изменения нормативной базы для малых ледовых категорий.

На рис.1-3 приведены результаты проверки выполнения требований РС 1995 и 1999 годов к ледовым усилениям для наиболее распространенных ССП типа "Волго-Балт", "Амур", "Сибирский". В графическом виде указаны отношения (в процентах) фактических размеров связей ледового пояса к требуемым РС характеристикам.

Суда типа "Волго-Балт" получили после реклассификации категорию Л4 (сравниваются с ЛУ1), типа "Амур" - Л3 (ЛУ2) или Л4 (ЛУ1) в зависимости от технического состояния. Суда типа "Сибирский" имели ледовую категорию Л2 (ЛУ3) в трактовке Правил РС 1977 года.

По фактическим характеристикам следует заметить, что для корпуса проекта 292 требования по ЛУ3 выполняются, за исключением толщины ледового пояса бортовой обшивки (недостаток в средней части 10%) и толщины стенки бортового стрингера (недостаток от 2% в носовой оконечности до 18% в средней части).

Для корпуса проекта 92-13/040 требования по ЛУ2 выполняются существенно хуже, например, по толщине ледового пояса бортовой обшивки недостаток в средней части 16-24%, по моменту сопротивления шпангоута недостаток в средней части 56%, по толщине стенки бортового стрингера (недостаток от 8% в носовой оконечности до 36% в районе МО) и по толщине стенки рамного шпангоута (недостаток от 8% в носовой оконечности до 37% в районе МО). Следует сделать вывод, что судам этого проекта не следует назначать категорию ЛУ2.

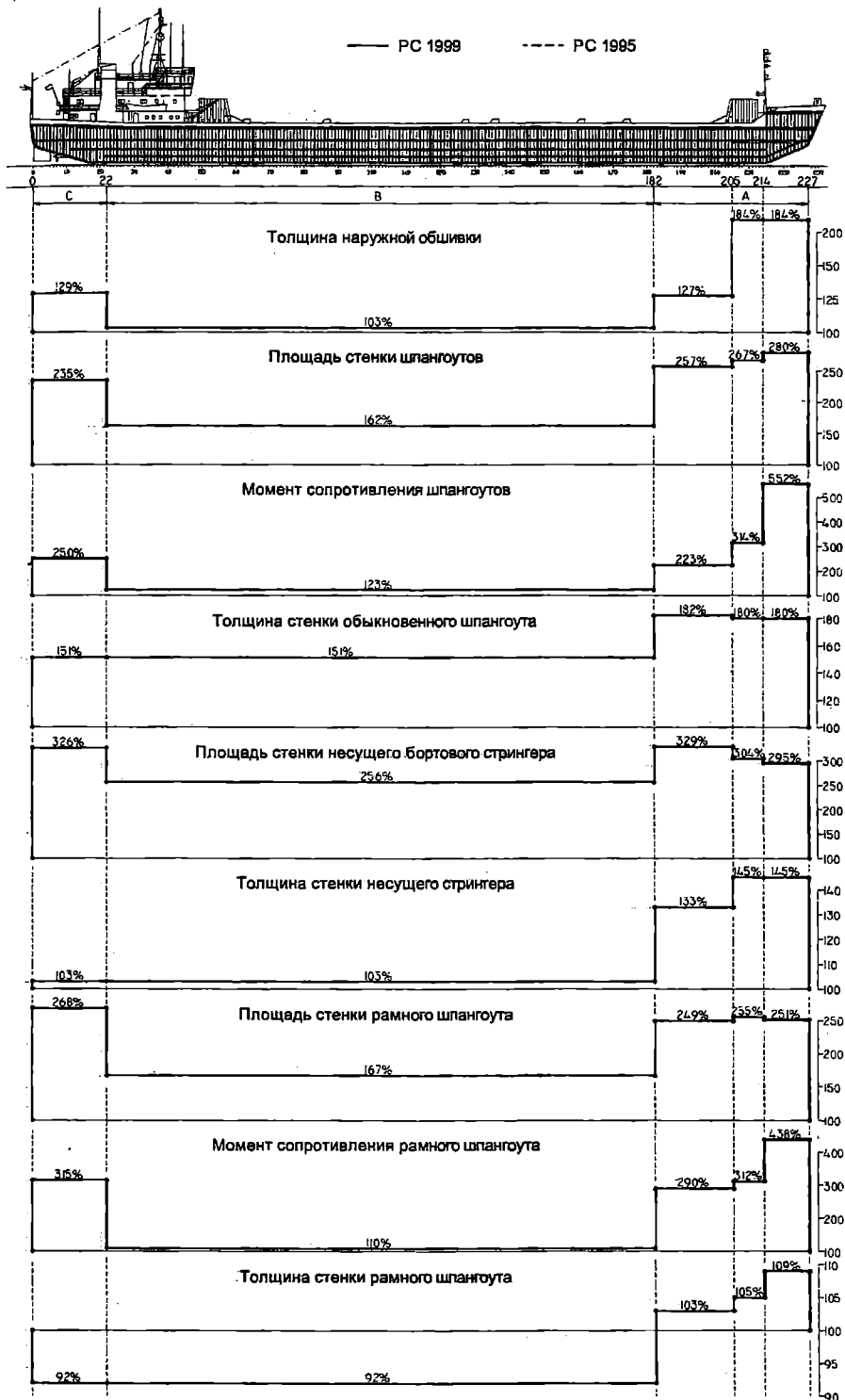


Рис. 1. Выполнение требований ледовой категории ЛУЗ на судах типа "Сибирский"

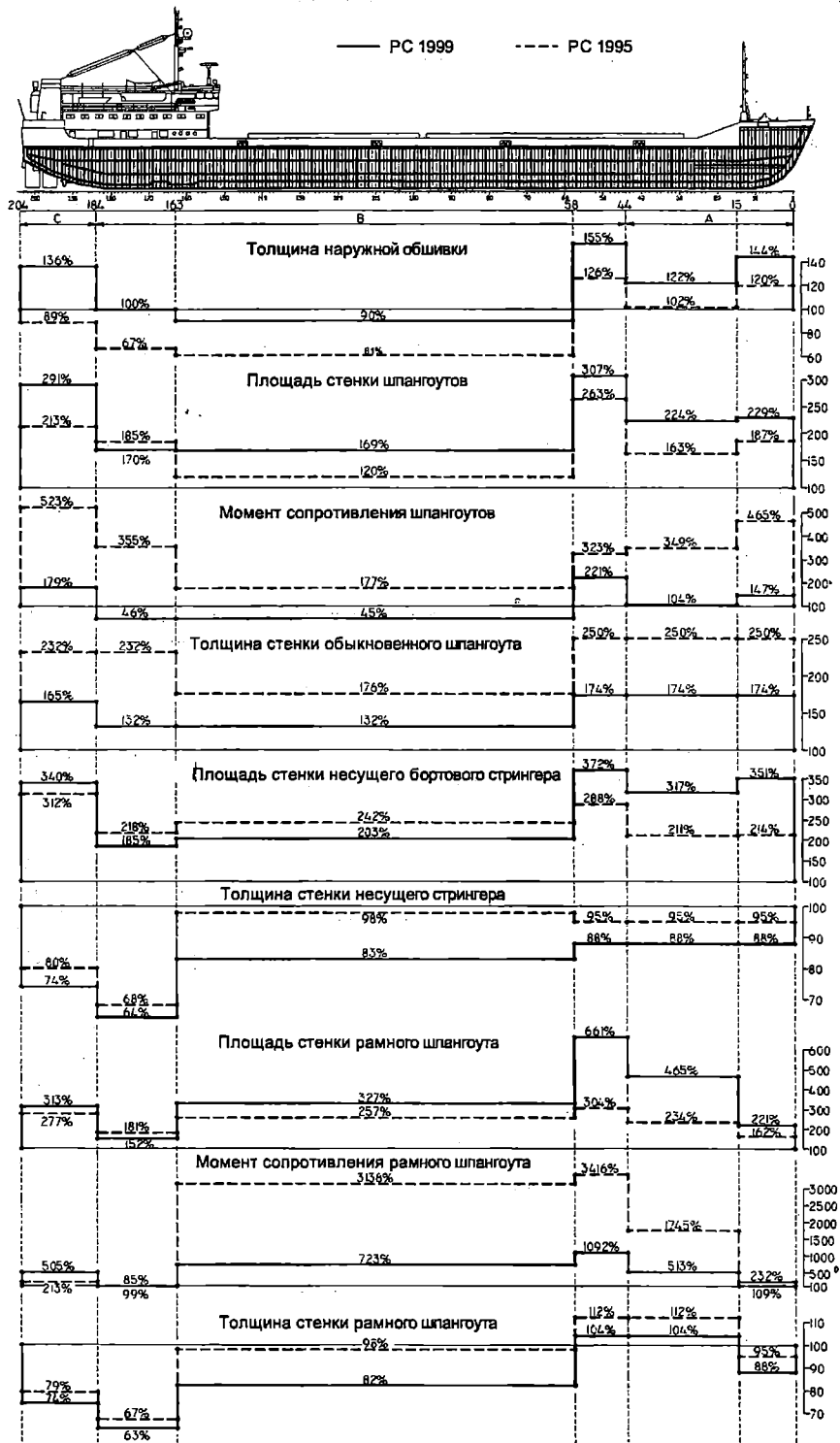


Рис. 2. Выполнение требований ледовой категории ЛУ2 на судах типа "Амур"

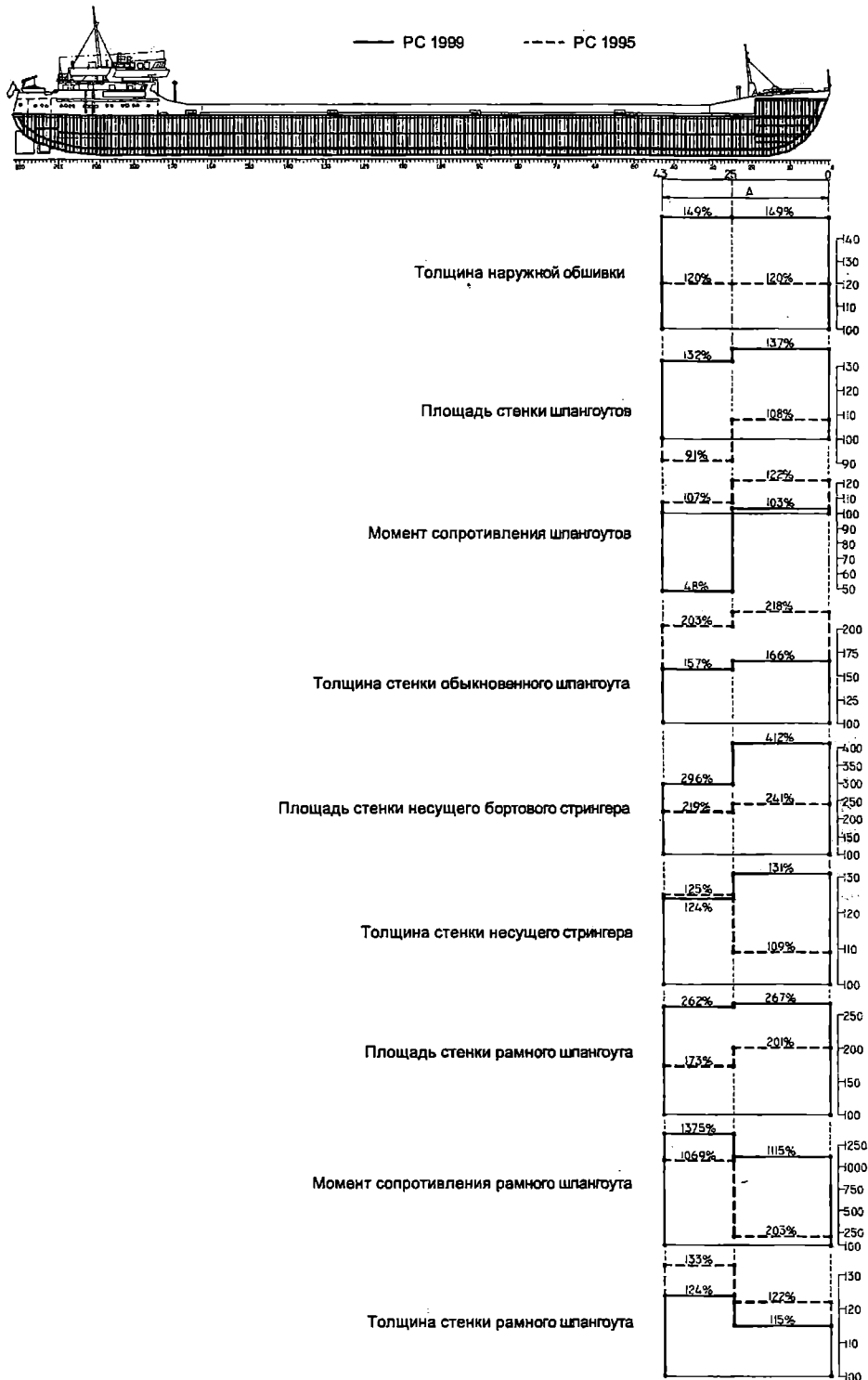


Рис. 3. Выполнение требований ледовой категории ЛУ1 на судах типа "Волго-Балт"

Для корпуса проекта 2-95 требования по ЛУ1 выполняются, исключение составляет момент сопротивления шпангоута (недостаток 51%). Проблема может быть решена путем установки дополнительных шпангоутов на участке шп. 25-43.

В целом, можно отметить, что требования РС 1999 г. для исследованных неарктических ледовых категорий (ЛУ1, 2, 3) по сравнению с 1995 г. снижены к толщине наружной обшивки и ужесточены для балок.

До выхода в море большинство из реклассифицированных ССП (проекты 1743, 1743.1, 292, 0225, 21-88, 21-89, 621, Р77) работало в условиях рек Лена, Обь, Иртыш, Енисей (т.е. на внутренних водных путях холодных регионов) [5, 6].

Суда на сибирских реках, чаще, чем на освоенных трассах, садились на мель, начинали и заканчивали навигацию в достаточно суровых ледовых условиях.

Корпуса многих из них при минимальных износах получили еще до изменения класса заметные деформации от контакта со льдом, которые приходилось либо устранять, либо оставлять во время реклассификации.

Ремонт в речных условиях традиционно носил сезонный характер. При этом на северных реках температура воздуха падала до -40 градусов, на европейских – до -20 градусов. Основным методом ремонта являлся подетальный метод с применением ручной сварки. Защитные покрытия в двойных бортах и двойном дне практически нельзя было применять. С учетом достаточно больших объемов выполнявшихся замен (до 8% от массы корпуса порожнем в среднем ремонте) и существенного снижения качества работ по перечисленным выше причинам ремонт корпуса заметно усиливал влияние технологических факторов, снижавших надежность корпусов ССП в условиях холодных регионов.

Наблюдались серьезные повреждения элементов корпуса во время зимнего отстоя и "выморозки". На отдельных объектах были отмечены даже хрупкие трещины, которые в морской практике наблюдаются со времен "Либерти" крайне редко.

В мае 1983 г. на судне проекта 21-89, не имевшем ледовых усилений, после осенней эксплуатации под проводкой ледоколов в сплошном льду толщиной 40 см, напугованном до 1,0 м, при температуре до -32 градусов и последующей постановки судна на зимний отстой были обнаружены две трещины в средней части. Отмечено, что борт и палуба во время зимовки были покрыты слоем льда толщиной 100-150 мм.

Одна из трещин по шп. 68-72 возникла у продольного комингса, пересекла палубу, перешла на борт и на расстоянии 2000 мм от палубы разветвилась на три ветви. В месте разветвления трещины была обнаружена деформация "клина" по наружной обшивке длиной 550 мм и отходом от линии борта на 40 мм наружу. Продольный и поперечный набор был разорван вместе с листами. Общая длина трещины составила почти 4000 мм.

Трещина по наружной обшивке борта в районе шп. 94-95 возникла у палубы и распространилась вниз (практически вертикально) на расстояние 1200 мм с раскрытием до 8 мм и со смещением кромок до 10 мм.

Как было установлено, во время ледовой проводки корпус судна получил повреждение в виде вмятины в районе шп. 65-74 общей площадью 12,0 м² со стрелкой прогиба 60 мм. Кроме того, была выявлена сплошная коррозия на кромках трещин, что указывало на более ранний период их появления. Проведенный анализ материала позволил сделать вывод, что для постройки судна была применена сталь кипящей плавки.

Вероятнее всего, что хрупкие трещины возникли во время перехода в ледовых условиях как результат сочетания нескольких неблагоприятных факторов - отрицательной температуры, кипящей стали и ударного ледового воздействия, как инициатора трещины. При этом напряжения от общего изгиба в палубе были не велики и составили 81 МПа при пределе текучести 235 МПа (34%).

Был произведен ремонт корпуса с заменой конструкций борта и палубы. Интересно отметить, что в настоящее время однотипные (проект 21-88, 21-89) с исследуемым суда после подкреплений работают в море (см. рис.4).

Зимой 1998 г. во время планового докования был поврежден корпус судна проекта 19610, имевшего класс II СП РС. Причина – постановка в док корпуса с ледовой подушкой. После отпаривания корпуса в районе машинного отделения лед удалили. В результате возникла максимальная реакция в районе последнего перед МО трюма 4, где лед остался. Кормовая часть корпуса практически висела как консоль на днище трюма 4. Результат – разрушение днищевое перекрытия трюма (срез днищевых стрингеров и флоров по всему контуру), потеря устойчивости стоек поперечных переборок, которые ограничивали этот трюм.

В реальных условиях эксплуатации в Азовском, Балтийском, Северном, Белом морях ССП сталкиваются с проблемой зимних ограничений по ледовой категории при заходах в порты Прибалтики (не менее ЛЗ), Финляндии (не менее Л2), Мурманск (не менее Л3), порты Азовского моря (не менее Л3). Суда с более слабыми категориями либо не пускают, либо требуется проводка ледокола с соответствующей оплатой услуг.

После эксплуатации в Азовском и Балтийском морях ледовые повреждения корпусов ССП – гофрировки и вмятины по ледовому поясу наблюдаются неоднократно. Судовладельцы экономили на ледокольной проводке. См. на рис.5 пример повреждений ССП, полученных во время балластного перехода во льдах. Как правило, обшивка с подкрепляющими ее холостыми шпангоутами деформировалась без разрушения. Стенки рамных шпангоутов на участках 100-300 мм шириной, примыкающих к обшивке, сминались, вплоть до отрыва стенки от обшивки. Пример ледового повреждения рамного шпангоута дан на рис.6.

В 1997 г. на одном из судов проекта 2-95 после зимней эксплуатации пришлось сменить практически весь ледовый пояс наружной обшивки.

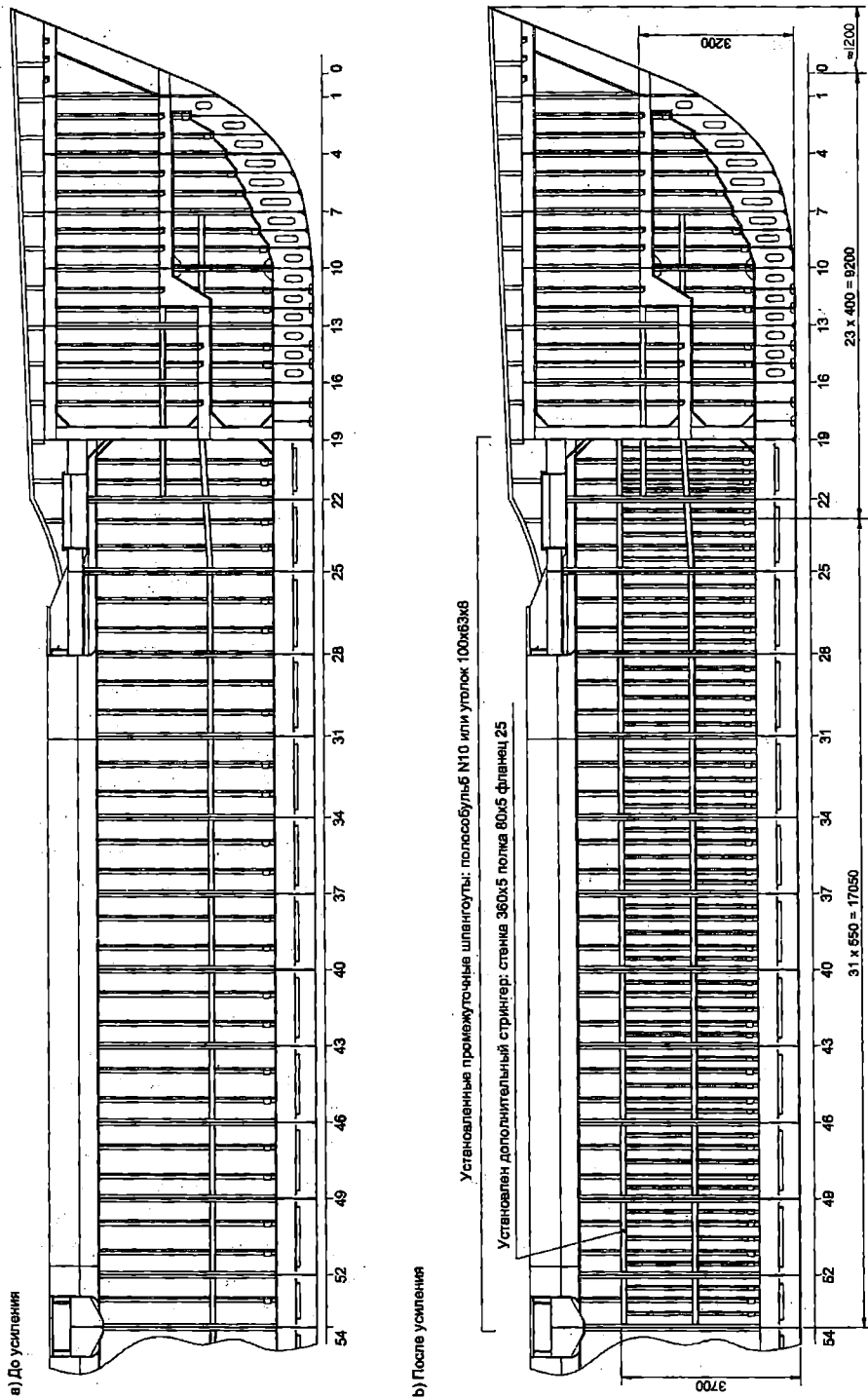
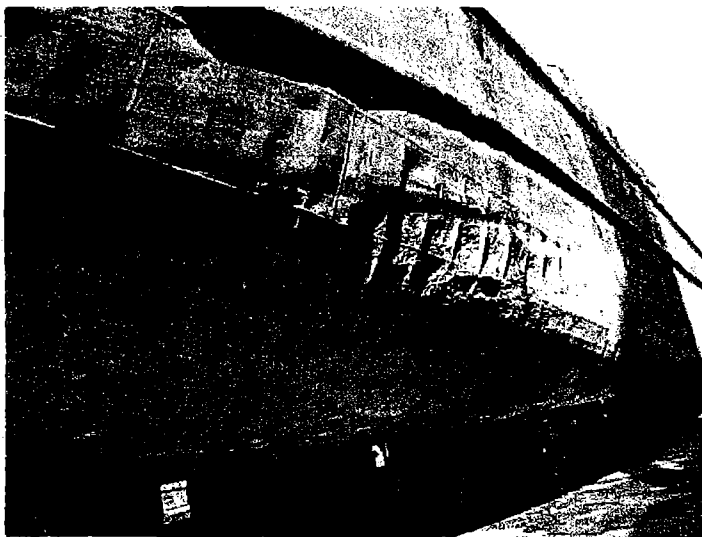


Рис. 4. Ледовые усиления на судне проекта 21-89



*Рис. 5. Повреждения обшивки судна типа "река-море"
после балластного перехода в ледовых условиях*



*Рис. 6. Потеря устойчивости рамного шпангоута
после контакта со льдом*

Через год при очередном освидетельствовании классификационное общество потребовало проведения замен этих же элементов по причине ледовых повреждений – гофрировки и вмятины по всей средней части судна со стрелками прогиба до 90 мм.

Ледовые усиления и повреждения корпусов существенно влияют на эффективность работы ССП в холодных регионах. Только индивидуальный подход к прочности корпусов, с учетом года постройки, фактических износов и деформаций, характеристик материала корпуса, позволяет обеспечить разумный уровень надежности и безопасной эксплуатации ССП, снизить риск повреждений конструкций ледового пояса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Егоров Г.В. *Практическое обеспечение эксплуатационной надежности корпусов судов смешанного плавания* // Труды научн.техн. конф. "Бубновские чтения 1997 г." - С-Пб: ЦНИИ им. ак. А.Н. Крылова, 1997. - С. 94-95.
2. Егоров Г.В. *Основные факторы, влияющие на надежность корпусов судов ограниченного района плавания* // Прочность и техническая эксплуатация корпусов судов: сборник научных трудов Балтийской государственной академии рыбопромыслового флота. – Вып. 27. – Калининград: БГАРФ, 1998. - С. 73 - 80.
3. Kozliakov V.V., Egorov G.V. *An analysis of river-sea going ships operation experience and the ways of improving requirements to the strength and reliability of their structures* // *Proceeding IX Congress of the International Maritime Association of Mediterranean (IMAM 2000)*. - Vol. II, Session F. - Ischia (Italy), 2000. - P. 23-31.
4. Evenko V.I., Kuteinikov M.A., Didkovsky A.V., Appolonov E.M. *New requirements of the RS rules issued in 1999 to ice-going ships* // Труды научн.техн. конф. по строительной механике корабля памяти проф. П.Ф. Папковича. - С-Пб: ЦНИИ им. ак. А.Н. Крылова, 2000. - С. 40-41.
5. Егоров Г.В. *Исследование типовых повреждений корпусов реклассифицированных судов смешанного плавания* // Труды международной конференции "Проблемы прочности и эксплуатационной надежности судов" (ПЭНС 99). – Владивосток: ДВГТУ, 1999. - С. 117-126.
6. Егоров Г.В., Козляков В.В. *Уроки аварий судов смешанного плавания, связанных с переломами корпусов* // Труды научн.техн. конференции по строительной механике корабля памяти профессора П.Ф. Папковича - С-Пб: ЦНИИ им. ак. А.Н. Крылова, 2000. - С. 14-15.

УДК 629.122.5-44/46(26)

ОЦЕНКА ВЕСОВОЙ НАГРУЗКИ БЫСТРОХОДНЫХ ОДНОКОРПУСНЫХ ВОДОИЗМЕЩАЮЩИХ СУДОВ (БОВС)

Ю.М. Паркин, А.О. Канифольский

Оценка веса корпуса и механизмов быстроходных судов необходима на ранних стадиях проектирования как при составлении пакета технических требований для тендера (конкурса), так и при разработке проектной части документов. Высокая энерговооруженность этих судов при сравнительно небольших размерах предполагает рациональную комплектацию и компоновку СЭУ надежными и компактными двигателями большой мощности с приемлемыми значениями моторесурса. Выбор таких двигателей ограничен и может серьезно повлиять как на компоновку и размеры СЭУ, тип и расположение движителей, так и на общую конфигурацию судна. Со своей стороны ведущие дизелестроительные фирмы, направленно разрабатывая и совершенствуя лучшие свои модели, ориентируются на определенные классы и размеры судов [1]. Поэтому уже на первых стадиях проектирования тип и характеристики намеченных к установке двигателей предполагаются известными. На быстроходные суда транспортного назначения длиной до 100 метров обычно устанавливают высокооборотные дизели. На судах больших размеров часто применяется комбинация дизелей и газовых турбин CODAG (combination diesel and gas turbines). Такие комбинации позволяют получать суммарные мощности двигателей СЭУ до 200 мВт. Мощность современных высокооборотных дизелей в одном агрегате, например MTU 20V, уже достигла 9000 кВт [1]. При подборе двигателя для БОВС необходимо обеспечить оптимальное сочетание винтовой и ограничительной характеристик, так как при скоростях переходного режима возможна перегрузка двигателя. Рабочая область ГТД больше чем у двигателей внутреннего сгорания, что снижает опасность выхода винтовой характеристики из рабочей зоны.

Укрупненное уравнение весов для БОВС может быть представлено в форме

$$\Delta = k_{ко} \Delta + p_m N + dW, \quad (1)$$

где $k_{ко}$ – измеритель веса оборудованного корпуса;

p_m – измеритель веса энергетической установки;

Δ – водоизмещение судна;

N – мощность главных двигателей;

dW – дедвейт.

Величина p_m относится ко всей энергетической установке (главные двигатели, редукторы, вспомогательные механизмы, валопроводы, движители и т. д.). При применении системы CODAG уравнение весов (1) может быть записано в виде

$$\Delta = k_{ко} \Delta + (k_{од} + k_{\delta}) N_{\delta} + (k_{огтд} + k_{зтд}) N_{зтд} + dW, \quad (2)$$

где $k_{ко}$ - измеритель веса корпуса оборудованного;

$k_{од}$ - измеритель веса оборудования дизеля;

k_{δ} - удельный вес дизеля;

$k_{огтд}$ - измеритель веса оборудования ГТД;

$k_{зтд}$ - удельный вес ГТД;

N_{δ} - мощность дизелей;

$N_{зтд}$ - мощность ГТД.

На основании анализа данных идентичных БОВС комбинированных установок СПК с дизельными двигателями и ГТД среднее значение коэффициента $k_{од}$ равно 0,0018 т/кВт со среднеквадратической ошибкой 0,0002. Значения коэффициента $k_{огтд}$ лежит в пределах 0,0013±0,0005.

$k_{ко}$ составляет для корпусов из сплавов на основе алюминия около 0,5, а для корпусов из сплавов повышенной прочности - около 0,6-0,7. При необходимости вес СЭУ БОВС с дизельными двигателями $P_{сэу}$ может быть оценен из выражения

$$P_{сэу} = aP_{\delta},$$

где P_{δ} - суммарный вес главных дизельных двигателей; a - коэффициент принимаемый 1,6-2,2 или по прототипу.

Этот коэффициент может учитывать наличие редукторов при двигателях. Удельный вес высокооборотных дизелей колеблется от 2,5 кгс/кВт до 5 кгс/кВт, а удельный вес ГТУ морского исполнения от 0,2 до 0,3 кгс/кВт.

Стремление максимально снизить вес корпуса БОВС приводит к необходимости их изготовления из сплавов на основе алюминия или к комбинации сталей повышенной прочности СПП (корпус) и сплавов на основе алюминия (надстройки и рубки). Для быстроходных судов последних поколений отмечается применение СПП с номинальным пределом текучести 315(DH32)-355(DH36) Н/мм². Пределы текучести современных легированных сплавов на основе алюминия, например марок 6082Т6 и 7108Т79, составляют 260 и 290 Н/мм², соответственно [2].

Третья составляющая уравнения (1) dW является характеристикой, позволяющей варьировать грузоподъемность. Изменение плеча перевозок

приводит к изменению запасов топлива на борту. Расчет запасов топлива для работы системы CODAG возможен по формуле

$$P_m = \frac{R}{v} (p_{m\partial} N_{\partial} + p_{mz\partial} N_{z\partial}) k, \quad (3)$$

где R – радиус действия судна;

v – скорость судна;

$p_{m\partial}$ – удельный расход топлива дизеля;

$p_{mz\partial}$ – удельный расход топлива ГТД;

k – коэффициент запаса.

Скорость современных БОВС значительно превышает 30 узлов и приближается к 50 узлам. Их радиусы действия измеряются сотнями миль и нередко доходят до 500 миль и более. Опубликованы проекты БОВС для сообщений между странами Европы и США. Удельный расход топлива для современных высокооборотных дизелей составляет около 200 г/кВтч, для ГТД – около 250 г/кВтч.

Основной раздел дедвейта БОВС, перевозимый груз, обычно состоит из пассажиров и накатной техники. Вес одного пассажира с багажом и провизией может быть принят 100 кг. Средний вес легкового автомобиля равен 1,25 т, трейлера – 17,5 т, автобуса – 15 т, а микро-автобуса – 4 т.

Вес экипажа в процентном отношении к полному водоизмещению по построенным судам равен 0,08 - 0,15%.

Интересно отметить, что коэффициенты утилизации по дедвейту БОВС одного класса довольно стабильны. Их значения колеблются в среднем от 0,205 до 0,31 для классов 90 м+ и 130 м+ соответственно. При этом отношение веса порожнем к кубическому модулю $L \times V \times D$ для судов класса 90 м+ с корпусом из АМГ изменяется в среднем от 0,065 до 0,085. На судах класса 120 м+ с корпусом из СПП эта величина составляет около 0,075. Отношение полного водоизмещения к модулю $L \times V \times D$ для БОВС в целом лежит в пределах 0,09-0,11.

Приведенные рекомендации предлагаются для оценки веса быстроходных однокорпусных водоизмещающих судов в целом как на начальных стадиях проектирования, так и для оценки отдельных фрагментов нагрузки.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Series 8000 raises MTU's power profile // The Naval Architect, February, 2001. P. 44.*
2. *Johansen H.G. Fortgeschrittene Anwendungen von Strangpreß – und Walzprodukten im Schiffbau und für Offshore-Konstruktionen//Schiff und Hafen, 1998. № 6. S. 47-51.*
3. *Prabhat K.P., Dugald P., Preliminary design of high-speed monohull ferries// The Naval Architect. – 2001. - № 9. - P.19-22.*

УДК 624.154

СОВМЕСТНЫЙ РАСЧЁТ ПОДПОРНОЙ СТЕНКИ И ДЕФОРМИРУЕМОЙ СРЕДЫ С УЧЁТОМ УПРУГОВЯЗКОПЛАСТИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ИХ МАТЕРИАЛА

А. В. Гришин, Е. Ю. Фёдорова

В работах [1, 2] показано, что эксплуатация портовых сооружений, имеющих контакты с грунтовыми средами, обладающими вязкими свойствами, на протяжении продолжительного времени связана с непрекращающимися значительными перемещениями. В данной статье на примере подпорной стенки предлагается методика расчёта таких сооружений. В дальнейшем подпорную стенку и грунтовую среду будем называть системой. В работе [3] исследовалась такая же система, но с учётом только упругопластических свойств её материалов, т.е. развитие во времени её напряжённо-деформируемого состояния не рассматривалось. Полагаем, что на систему действует нагрузка, которая с течением времени изменяется, т.е. имеет место сложное нагружение. Расчётная схема системы показана на рис. 1.

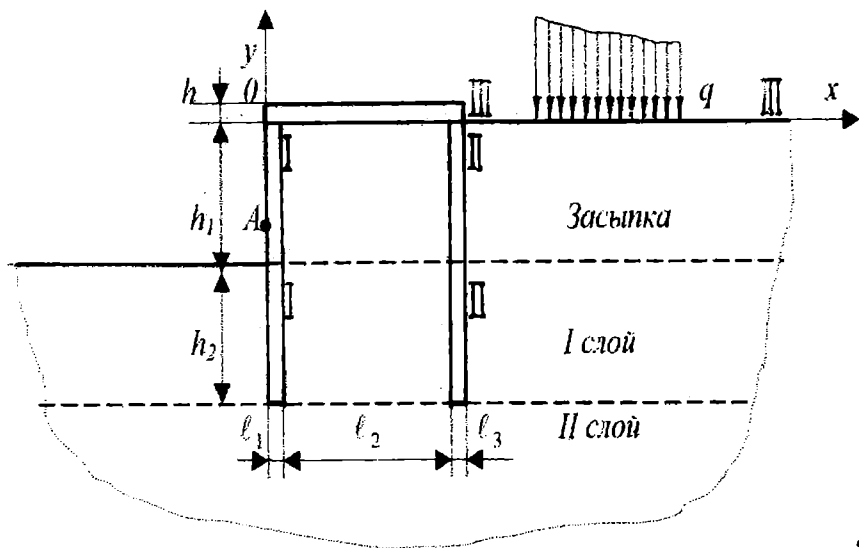


Рис. 1. Расчётная схема системы

Будет использоваться теория вязкопластичности, которая учитывает одновременно вязкие и пластические явления, зависящие как от истории нагружения, так и от времени [4]. Полагаем, что деформации системы

происходят при малых удлинениях, сдвигах и углах поворота, поэтому имеет место постулат суммирования скоростей упругой и вязкопластической деформации

$$\dot{\varepsilon}_{ks} = \dot{\varepsilon}_{ks}^{(e)} + \dot{\varepsilon}_{ks}^{(vp)}. \quad (1)$$

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

$$\dot{\varepsilon}_{ks}^{(e)} = C_{ksmn}^{(e)} \dot{\sigma}_{mn}. \quad (2)$$

Предполагается, что вязкие свойства материала системы проявляются только после перехода его в пластическое состояние. В упругих областях они незначительны. Поэтому начальное условие текучести, которое называют статическим условием, не отличается от условия теории пластичности. Следовательно, компоненты тензора скоростей вязкопластической деформации определяются, следуя работе [4] как

$$\dot{\varepsilon}_{ks}^{(vp)} = \gamma \langle \Phi \rangle f_{, \sigma_{ks}}, \quad (3)$$

где γ - параметр текучести материала, который может зависеть от времени, температуры и т. п.;

$\langle \rangle$ - обозначение, которое определяется как

$$\begin{aligned} \langle \Phi(f) \rangle &= \Phi(f), & \text{если } f > 0, \\ \langle \Phi(f) \rangle &= 0, & \text{если } f \leq 0. \end{aligned} \quad (4)$$

Соотношение

$$f(\sigma_{ks}, \varepsilon_{ks}^{(vp)}) - f_0(\chi) = 0 \quad (5)$$

определяет поверхность текучести, где $f_0(\chi)$ — зависит от параметра упрочнения χ . Функция $\Phi(f)$ устанавливается для различных материалов на основании опытных данных. Некоторые из этих функций приведены в [4]. Например,

$$\begin{aligned} \Phi(f) &= \sum_{n=1}^N A_n e^{f^n - 1}, \\ \Phi(f) &= e^{M \left(\frac{f-f_0}{f_0} \right)} - 1, \end{aligned} \quad (6)$$

где A_n, M — константы, определяемые из экспериментальных данных.

В рассматриваемой модели следует обратить внимание на три момента [4], которые отличают теорию упруговязкопластичности от теории упругопластичности.

Во-первых, вязкопластическое состояние возникает при функции нагружения больше нуля, т.е. из (5) следует

$$f(\sigma_{ks}, \varepsilon_{ks}^{(vp)}) > f_0. \quad (7)$$

Равенство (5) выполняется только в начальный момент появления текучести. В теории пластического течения условие (7) невозможно, для него должно иметь место только строгое равенство (5).

Во-вторых, при $\gamma \rightarrow \infty$ упруговязкопластическая модель преобразуется в упругопластическую с мгновенной реакцией, т.е. при медленном увеличении нагрузки при условии (5) получаются результаты, соответствующие теории пластического течения.

В третьих, скорость вязкопластической деформации $\dot{\varepsilon}_{ks}^{(vp)}$ является функцией только напряжений, что упрощает решение. В теории пластического течения скорости деформаций зависят так же и от приращений напряжений, а это усложняет вычислительный процесс.

На основании принципа виртуальной работы, который не зависит от соотношений напряжение-деформация, в момент времени t можно записать следующее равенство:

$$\int_{\Omega} [\delta \varepsilon]^T \sigma d\Omega - \int_{\Omega} [\delta u]^T Q d\Omega - \int_{\Gamma_q} [\delta u]^T q ds = 0, \quad (8)$$

где Γ_q - граница системы, на которой задана нагрузка q ;

σ - вектор напряжений;

$\delta \varepsilon, \delta u$ - векторы виртуальных деформаций и напряжений.

Из (8) определяются в момент времени t уравнения равновесия и статические граничные условия.

Компоненты тензора деформаций и вектора перемещений связаны между собой соотношениями Коши

$$\varepsilon_{ks} = \frac{1}{2} (u_{k,s} + u_{s,k}). \quad (9)$$

Вязкопластические деформации зависят от истории изменения напряжений во времени и от пути нагружения. Поэтому различным путям нагружения будут соответствовать различные результаты. Следовательно, в общем случае необходимо определять решения через малые приращения

деформаций. Для этого разбиваем временную ось t на дискретное множество точек $t_0, t_1, t_2, \dots, t_T$ и на временном интервале $\Delta t_n = t_{n+1} - t_n$ определим приращение вязкопластической деформации как

$$\Delta \varepsilon_{ks}^{(vp)(n)} = \dot{\varepsilon}_{ks}^{(vp)(n+\theta)} \Delta t_n, \quad (10)$$

где $0 \leq \theta \leq 1$, $n + \theta = t_n + \theta \Delta t_n$. Такое определение приращения влияет на улучшение устойчивости решения.

Для определения $\dot{\varepsilon}_{ks}^{(vp)(n+\theta)}$, следуя работе [5], преобразуем $\dot{\varepsilon}_{ks}^{(vp)(n)}$ и $\dot{\varepsilon}_{ks}^{(vp)(n+1)}$ по формуле Тейлора, затем полученное первое соотношение умножаем на $(1 - \theta)\Delta t$, а второе на $\theta\Delta t$, складывая результаты, находим

$$\Delta \varepsilon_{ks}^{(vp)(n)} = \left[(1 - \theta) \dot{\varepsilon}_{ks}^{(vp)(n)} + \theta \dot{\varepsilon}_{ks}^{(vp)(n+1)} \right] \Delta t. \quad (11)$$

Погрешность такой аппроксимации имеет порядок $O(\Delta t_n^2)$. При $\theta = 0$ из (11) получаем явный метод интегрирования Эйлера, т.к. приращение вязкопластической деформации определяется через $\dot{\varepsilon}_{ks}^{(vp)(n)}$ в момент времени t_n . При $\theta = \frac{1}{2}$ из (11) следует неявный метод интегрирования

Кранка-Никольсона, т.к. $\Delta \varepsilon_{ks}^{(vp)(n)}$ определяется через $\dot{\varepsilon}_{ks}^{(vp)}$ в моменты времени t_n и t_{n+1} . При $\theta = 1$ получаем также неявный метод интегрирования. Метод явного интегрирования является условно устойчивым, а метод неявного интегрирования - безусловно устойчивым.

Будем рассматривать безусловно устойчивые методы. Определим функцию $\dot{\varepsilon}_{ks}^{(vp)(n+1)}$ из (11). Разлагая её в ряд Тейлора и удерживая первые два слагаемых, находим

$$\dot{\varepsilon}_{ks}^{(vp)(n+1)} = \dot{\varepsilon}_{ks}^{(vp)(n)} + \dot{\varepsilon}_{ks, \sigma_{ml}}^{(vp)(n)} \Delta \sigma_{ml}^{(n)}, \quad (12)$$

где $\Delta \sigma_{ml}^{(n)}$ - приращение напряжений на интервале времени Δt_n . Дифференцируя (3) по σ_{ml} , получаем

$$\dot{\varepsilon}_{ks, \sigma_{ml}}^{(vp)(n)} = \gamma \left[\Phi(f)_{,f} f_{, \sigma_{ml}} + \Phi(f) f_{, \sigma_{ks} \sigma_{ml}} \right] = \gamma B_{ksml}^{(n)}, \quad (13)$$

где $B_{ksml}^{(n)}$ равно выражению в квадратных скобках. Подставляя (13) в (12), затем полученный результат в (11), после преобразований находим

$$\Delta \varepsilon_{ks}^{(vp)(n)} = \dot{\varepsilon}_{ks}^{(vp)(n+\theta)} \Delta t_n + A_{ksml}^{(n)} \Delta \sigma_{ml}^{(n)}, \quad (14)$$

где

$$A_{ksml}^{(n)} = \gamma \theta B_{ksml}^{(n)} \Delta t_n.$$

Обращая соотношение (2), затем умножая обе части полученного равенства на Δt_n и учитывая, что

$$\Delta \varepsilon_{ks}^{(e)(n)} = \dot{\varepsilon}_{ks}^{(e)} \Delta t_n, \quad \Delta \sigma_{ml}^{(n)} = \dot{\sigma}_{ml} \Delta t_n,$$

получаем закон Гука в приращениях напряжений и деформаций

$$\Delta \sigma_{ks}^{(n)} = D_{ksml}^{(e)(n)} \Delta \varepsilon_{ml}^{(e)(n)}, \quad (15)$$

где $D_{ksml}^{(e)(n)}$ - компоненты тензора упругих модулей.

Умножая обе части равенства (1) на Δt_n , затем определяя из полученного соотношения $\Delta \varepsilon_{ks}^{(e)}$, которое подставляем далее в (15), находим

$$\Delta \sigma_{ks}^{(n)} = D_{ksml}^{(e)} \left(\Delta \varepsilon_{ml}^{(n)} - \Delta \varepsilon_{ml}^{(vp)(n)} \right). \quad (16)$$

Подставляя (14) в (16), делая преобразования, окончательно получаем

$$\Delta \sigma_{ks}^{(n)} = D_{ksml}^{(vp)(n)} \left(\Delta \varepsilon_{ml}^{(n)} - \dot{\varepsilon}_{ml}^{(vp)(n)} \Delta t_n \right), \quad (17)$$

где

$$D_{ksml}^{(vp)(n)} = \left[\left(D_{ksml}^{(e)(n)} \right)^{-1} + A_{ksml}^{(n)} \right]^{-1}. \quad (18)$$

Соотношения (15) и (17) определяют уравнения состояния упруговязкопластической среды, причём первое выполняется при условии $f \leq 0$, а второе при $f > 0$.

Как видно из (18) и (13), уравнение состояния (17) зависит от функции нагружения и её производных. В настоящее время не существует единой функции f для всех материалов. В [3] для грунтовой среды

рассматривалось условие Кулона–Мора, которое будет использоваться без изменений и в данной работе. Здесь приведём только условие Геньева [6], применяемое для бетонов и скальных пород. В инвариантной форме оно записывается так

$$3(\sigma_c - \sigma_p)\sigma_0 + 3\sigma_i^2 - \sigma_p\sigma_c = 0, \quad (19)$$

где σ_p, σ_c - пределы пластичности при растяжении и сжатии;

σ_0, σ_i - инварианты тензора напряжений, приведены в [7].

Производные от (19) определяются по формуле

$$f_{,\sigma_{ks}} = f_{,\sigma_0}\sigma_{0,\sigma_{ks}} + f_{,\sigma_i}\sigma_{i,\sigma_{ks}}. \quad (20)$$

Например,

$$f_{,\sigma_0} = 3(\sigma_c - \sigma_p),$$

$$\sigma_{i,\sigma_{ks}} = \frac{1}{2\sigma_i} \left\{ s_{11} \ s_{22} \ s_{33} \ 2\sigma_{12} \ 2\sigma_{23} \ 2\sigma_{13} \right\},$$

где s_{ij} — компоненты девиатора напряжений.

Для численного решения упруговязкопластических задач необходимо кроме дискретизации по времени произвести дискретизацию исходных уравнений по области системы. Она была выполнена по обычной процедуре метода конечных элементов [8]. Применялись 8-ми узловые изопараметрические элементы. Приращение перемещений и деформаций в элементах определялись через узловые приращения перемещений в момент времени t_n по формулам

$$\Delta u^{(n)} = \sum_{i=1}^m N_i \Delta d_i^{(n)}, \quad \Delta \varepsilon^{(n)} = \sum_{i=1}^m B_i^{(n)} \Delta d_i^{(n)}, \quad (21)$$

где N_i - матрица функций формы;

$B_i^{(n)}$ - матрица производных от функций формы [8];

$\Delta d_i^{(n)}$ - вектор узловых приращений перемещений;

m - количество узлов в элементе.

Подставляя (21) в (9), (15), (17), получаем запись этих уравнений в конечноэлементной форме. Например, (17) в матричной форме будет определено так:

$$\Delta \sigma^{(n)} = D^{(vp)(n)} \left(B^{(n)} \Delta d^{(n)} - \dot{\varepsilon}^{(vp)(n)} \Delta t_n \right) \quad (22)$$

Записывая соотношение (8) в приращениях, используя (21) и (22), получаем в момент времени t_n следующее уравнение равновесия

$$K^{(n)} \Delta d^{(n)} = \Delta Q^{(n)}, \quad (23)$$

где

$$K^{(n)} = \int_{\Omega} [B^{(n)}]^T D^{(vp)(n)} B^{(n)} d\Omega, \quad (24)$$

$$\Delta Q^{(n)} = \int_{\Omega} [B^{(n)}]^T D^{(vp)(n)} \dot{\varepsilon}^{(vp)(n)} \Delta t_n d\Omega + \Delta q^{(n)}.$$

Решая линейризованное относительно приращений узловых перемещений уравнение (23), находим

$$\Delta d^{(n)} = [K^{(n)}]^{-1} \Delta Q^{(n)}. \quad (25)$$

Подставляя $\Delta d^{(n)}$ в (22), определяем $\Delta \sigma^{(n)}$. Затем из (15) и (17) находим в матричной форме

$$\Delta \varepsilon^{(vp)(n)} = B^{(n)} \Delta d^{(n)} - [D^{(vp)(n)}]^{-1} \Delta \sigma^{(n)}. \quad (26)$$

В момент времени t_{n+1} определяем:

$$\begin{aligned} d^{(n+1)} &= d^{(n)} + \Delta d^{(n)}; \\ \sigma^{(n+1)} &= \sigma^{(n)} + \Delta \sigma^{(n)}; \\ \varepsilon^{(vp)(n+1)} &= \varepsilon^{(vp)(n)} + \Delta \varepsilon^{(vp)(n)}. \end{aligned} \quad (27)$$

Вследствие применения для определения $\Delta d^{(n)}$ линейризованного уравнения (23), в векторах d , σ , $\varepsilon^{(vp)}$ с увеличением n будут накапливаться ошибки и уравнения равновесия, полученные из (8) не будут выполняться, т.е. окажется, что

$$\omega^{(n+1)} = \int_{\Omega} [B^{(n+1)}]^T \sigma^{(n+1)} d\Omega - q^{(n+1)} \neq 0. \quad (28)$$

Поэтому для каждого приращения нагрузки строится итерационный процесс, во-первых, для определения решения с наперед заданной точностью и, во-вторых, для достижения стабилизированного равновесного состояния за конечное число временных шагов. При этом полагается, что при $t = 0$ стартовые величины $u^{(0)}$, $\varepsilon^{(0)}$, $\sigma^{(0)}$, $\dot{\varepsilon}^{(vp)(0)}$ равны нулю. Критерием остановки процесса считалось выполнение следующего неравенства

$$\frac{\sum_{i=1}^N \bar{\dot{\varepsilon}}^{(vp)(n+1)} \Delta t_{n+1}}{\sum_{i=1}^N \bar{\dot{\varepsilon}}^{(vp)(1)} \Delta t_1} 100 \leq \varepsilon_0, \quad (29)$$

где N - количество точек интегрирования по Гауссу для всех конечных элементов системы;

ε_0 - наперед заданная точность, %;

$\bar{\dot{\varepsilon}}^{(vp)}$ - эффективная скорость вязкопластической деформации, которая определяется по формуле

$$\bar{\dot{\varepsilon}}^{(vp)} = \sqrt{\frac{2}{3} \dot{\varepsilon}_{ks}^{(vp)} \dot{\varepsilon}_{ks}^{(vp)}}. \quad (30)$$

Пусть при t_n известны $d^{(n)}$, $\sigma^{(n)}$, $\varepsilon^{(n)}$, $\dot{\varepsilon}^{(vp)(n)}$. Для определения этих векторов в момент времени t_{n+1} необходимо выполнить следующие этапы.

1. Определить по (3) вектор $\dot{\varepsilon}^{(vp)(n)}$. Для этого необходимо предварительно вычислить $B^{(n)}$, $A^{(n)}$.
2. Найти матрицу $K^{(n)}$ и вектор $\Delta Q^{(n)}$, затем по формуле (25) определить вектор $\Delta d^{(n)}$.
3. Определить из (26) $\Delta \varepsilon^{(vp)(n)}$ и по формуле (27) вычислить вектора $d^{(n+1)}$, $\sigma^{(n+1)}$, $\dot{\varepsilon}^{(vp)(n+1)}$.
4. Найти по формуле (3) вектор $\dot{\varepsilon}^{(vp)(n+1)}$.
5. По формуле (28) определить $\omega^{(n+1)}$ и по (24) вектор $\Delta Q^{(n+1)}$.
6. Сделать проверку окончания итерационного процесса (29). Если это неравенство не выполняется, то принимать новое

приращение нагрузки $\Delta Q^{(n+1)} + \omega^{(n+1)}$ и начинать следующую итерацию для t_{n+1} .

При дискретизации по времени возникают три основные проблемы:

- 1) устойчивость решения;
- 2) выбор начального временного шага Δt_0 ;
- 3) выбор последующих временных шагов Δt_n , $n = 1, 2, \dots, T$.

Данные вопросы исследовались в работах [9, 10]. Как отмечалось выше, устойчивость решения зависит от параметра θ . При $\theta < 1/2$ схема интегрирования является условно устойчивой, т.е. она устойчива при Δt меньшем некоторого критического значения. При $\theta \geq 1/2$ схема интегрирования является безусловно устойчивой, т.е. никаких ограничений на величину Δt нет. Но в обоих случаях величина Δt влияет на точность решения. Следует отметить, что в упруговязкопластических задачах величина временного шага и размер конечных элементов не связаны между собой. Рекомендуется [9] временной шаг определять из условия, что максимальное значение приращения эффективной вязкопластической деформации не должно превышать некоторой части эффективной полной деформации, т.е.

$$\Delta t_n \leq \tau \frac{\bar{\epsilon}^{(n)}}{\dot{\bar{\epsilon}}^{(vp)}(n)}, \quad (31)$$

где для явного метода интегрирования необходимо принимать $0,01 \leq \tau \leq 0,15$, для неявных методов $\tau \leq 10$.

При приближении к стабилизированному состоянию рекомендуется временные интервалы определять как

$$\Delta t_{n+1} \leq k \Delta t_n, \quad (32)$$

где параметр k принимается равным 1,5.

В [9] приведены ограничения на выбор временного интервала в зависимости от вида функции нагружения и других характеристик материала. Например, для условия Кулона-Мора рекомендуется

$$\Delta t \leq \frac{4(1 + \mu)(1 - 2\mu)F_0}{\gamma(1 - 2\mu + \sin^2 \varphi)E}, \quad (33)$$

где μ - коэффициент Пуассона;
 E - модуль деформации;
 φ - угол внутреннего трения;
 γ и F_0 определены выше.

Для решения упруговязкопластических задач по предлагаемой выше методике был разработан программный комплекс в системе Delphi. Проиллюстрируем его работу для конкретного числового примера при следующих исходных данных:

$$h_1 = h_2 = 12 \text{ м}, \quad h = 0,8 \text{ м},$$

$$l_1 = l_3 = 0,6 \text{ м}, \quad l_2 = 6 \text{ м}, \quad q = 0,05 \text{ МПа};$$

засыпка

тип грунта I:

$$E_3 = 30 \text{ МПа}, \quad \mu_3 = 0,4,$$

$$c_3 = 0,006 \text{ МПа}, \quad \varphi_3 = 28^\circ, \quad \gamma_3 = 0.0001/\text{сут};$$

тип грунта II:

$$E_1 = 20 \text{ МПа}, \quad \mu_1 = 0,4,$$

$$c_1 = 0,002 \text{ МПа}, \quad \varphi_1 = 20^\circ, \quad \gamma_1 = 0.00001/\text{сут};$$

тип грунта III:

$$E_2 = 30 \text{ МПа}, \quad \mu_2 = 0,4,$$

$$c_2 = 0,01 \text{ МПа}, \quad \varphi_2 = 30^\circ, \quad \gamma_2 = 0.0001/\text{сут};$$

бетон стенки:

$$E_c = 30000 \text{ МПа}, \quad \mu_c = 0,2,$$

$$\sigma_p = 1,7 \text{ МПа}, \quad \sigma_c = 17 \text{ МПа}, \quad \gamma_c = 0.001/\text{сут}.$$

Для грунтов в качестве функции нагружения используется условие Кулона-Мора, а для бетона стенки условие Гениева. В процессе решения действующая нагрузка делилась на 4 приращения. Область системы разбивалась на 17 укрупнённых зон, которые затем по специальной подпрограмме компьютером делились на 275 элементов с 898 узлами.

Вначале рассматривался 1 случай, когда первый и второй слой являются грунтом III типа. На рис. 2 показана общая схема разбиения системы на элементы и их перемещения в увеличенном масштабе к концу стабилизации процесса деформирования, который наступал через 349,5 суток, от действия q и собственного веса засыпки.

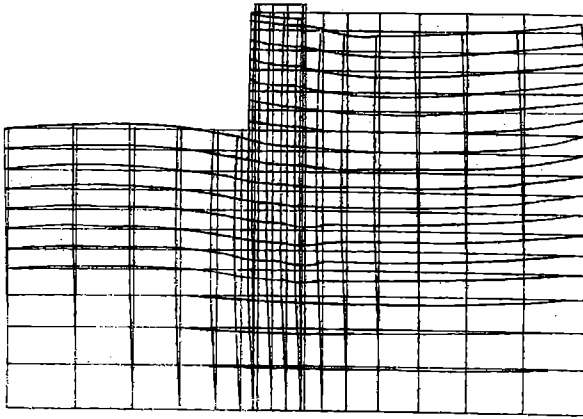


Рис. 2. Схема деформирования системы

Затем были рассмотрены следующие случаи комбинаций слоёв грунта:

2-ой случай: первый и второй слой - грунт II типа;

3-ий случай: первый слой - грунт II типа, и второй слой - грунт III типа;

4-ый случай: первый слой - грунт III типа, и второй слой - грунт II типа.

На рис. 3 приведены горизонтальные перемещения, соответственно, сечений I-I и II-II показанных на рис. 1 для всех четырёх случаев комбинаций грунтовых слоёв. Нумерация графиков соответствует номерам случаев, размеры в метрах. Наибольшие перемещения получаются для случая 2, когда оба слоя относятся к грунтам II типа, а наименьшие для случая 1.

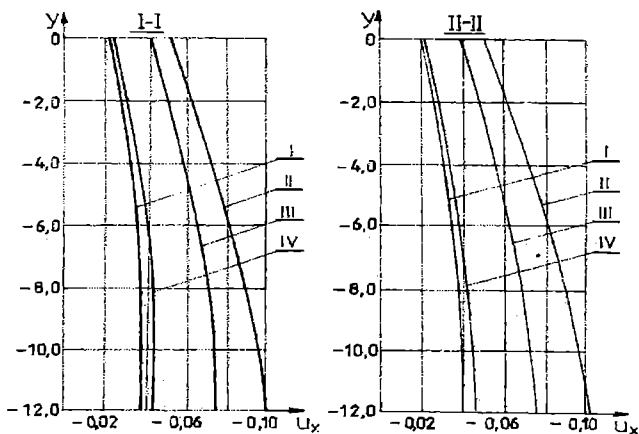


Рис. 3. Горизонтальные перемещения сечений I-I и II-II

На рис. 4 изображены эпюры напряжений σ_x (МПа) в грунте по сечениям I-I и II-II от действия нагрузки q и собственного веса засыпки также для всех четырех комбинаций грунтовых слоёв. Пунктирной линией показана эпюра давлений грунта, полученная по методу Кулона. Из графиков следует, что давление на стенку, например по сечению II-II, уменьшается для наиболее слабых грунтов.

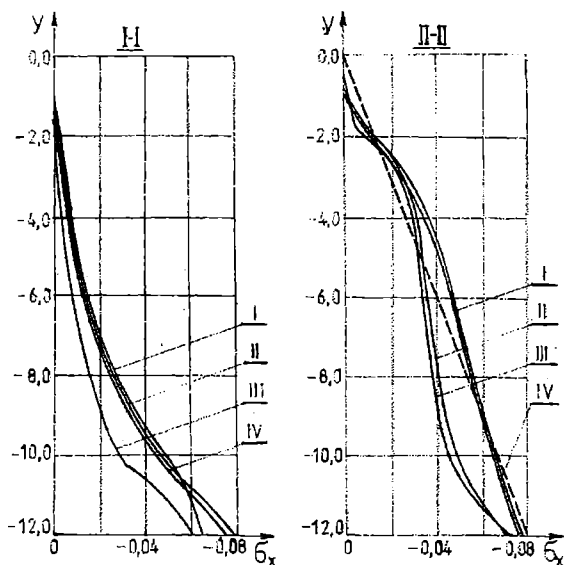


Рис. 4. Горизонтальные напряжения σ_x по сечениям I-I и II-II

На рис. 5 показан график изменения горизонтальных перемещений точки А (смотри рис.1) во времени для случая 2, , когда все слои грунта относятся к типу II, действует нагрузка q и собственный вес засыпки. Стабилизация процесса деформации в этом случае наступает через 5,68 года. Из графика следует, что в момент стабилизации деформаций перемещения увеличиваются с 3,533 см до 9,613 см, т.е. в 2,7 раза. Интересно отметить, что стабилизационный период изменяется с изменением свойств грунтовых слоёв. Так, для случая 1 он составляет 0,958 года, для случая 3 - 4,317 года, а для случая 4 - 1,564 года. Если оба грунтовых слоя относятся к типу II, то время стабилизации увеличивается в 5,93 раза по сравнению со случаем, когда оба слоя относятся к грунтам типа III. Пунктирная линия соответствует перемещению u_2 , определенному только из упругопластического расчёта.

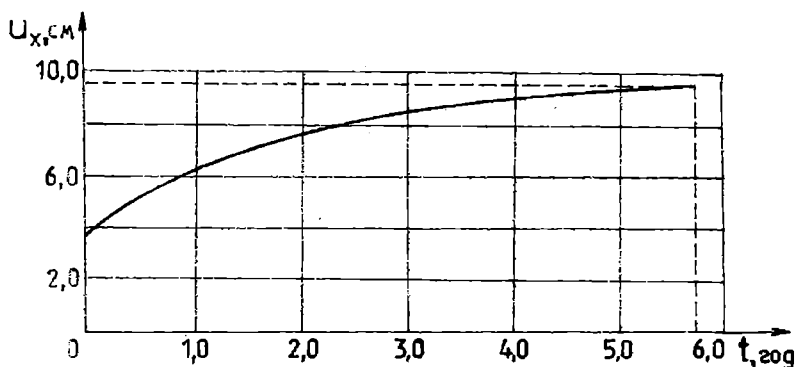


Рис. 5. Горизонтальные перемещения точки А

На рис. 6 изображён график вертикальных перемещений точек по сечению III-III, м, для 2-го случая комбинации грунтовых слоёв и от действия только нагрузки q . Если сравнить данные перемещения с перемещениями от нагрузки q и собственного веса засыпки, то они увеличиваются в 6,1 раза, т.е. основные перемещения происходят от действия засыпки.

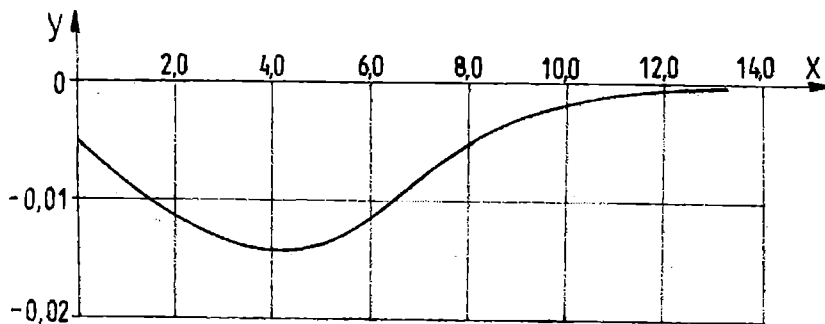


Рис. 6. Вертикальные перемещения точки А

Предложенная методика расчета и программный комплекс позволяют в процессе решения проследить за развитием напряженно деформируемого состояния гидротехнических сооружений во времени от $t = 0$ вплоть до стабилизации деформаций. При этом учитываются такие реальные свойства их материалов, как упругость, пластичность и вязкость.

ЛИТЕРАТУРА

1. Будин А.Я. Эксплуатация и долговечность гидротехнических сооружений. – М.: Транспорт, 1977. – 319 с.
2. Будин А.Я. Тонкие подпорные стенки для условий севера. – Л.: Стройиздат, 1982. – 288 с.
3. Гришин А. В., Фёдорова Е. Ю. Совместный расчёт подпорной стенки и деформируемой среды при сложном статическом нагружении // Вісник ОДМУ. 2001. Вип. 7. С. 122-135.
4. Пэжина П. Основные вопросы вязкопластичности. – М.: Мир, 1968. – 176 с.
5. Зенкевич О., Морган К. Конечные элементы и аппроксимация. – М.: Мир, 1986. – 318 с.
6. Гениев Г.А., Киссюк В.Н., Тюпин Г.А. Теория пластичности бетона и железобетона. – М.: Стройиздат, 1974. – 316 с.
7. Новожиллов В.В. Теория упругости. – Л.: Судпромгиз, 1958. – 370 с.
8. Zienkiewicz O.C. *The finite element method*. – McGraw-Hill, 1986. – 787 p.
9. Zienkiewicz O.C., Corneau I.C. *Visco – plasticity – plasticity and creep in elastic solids – a unified numerical solution approach* // *Int. J. Numerical Methods Engng. Vol. 8 (821-845)*, 1974.
10. Corneau I.C. *Numerical stability in quasi – static elasto / visco – plasticity*// *Int. J. Numerical Methods Engng. Vol. 9 (109-127)*, 1975.

УДК 624.131

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ ГРУНТА В СОСТОЯНИИ ПОКОЯ С УЧЕТОМ ПОТЕНЦИАЛЬНОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПОДПОРНОЙ СТЕНКИ

М.П. Дубровский, А.В. Калюжный

Введение

Боковое давление грунта в состоянии покоя, наряду с активным и пассивным давлениями, является одной из основных характеристик, используемых при анализе напряженно-деформированного состояния системы «подпорная стенка – грунтовая среда». Роль этого параметра особенно значительна при рассмотрении жестких или малодеформируемых сооружений, перемещения или деформации которых недостаточны для реализации предельного напряженного состояния во взаимодействующих с ними грунтовых массивах.

В то же время, следует отметить, что боковое давление грунта в состоянии покоя изучено пока недостаточно полно и всесторонне. Это подтверждается, например, тем фактом, что напряженное состояние грунта даже при неподвижной стенке может претерпевать трансформации в зависимости от направления и величины приложенной к подпорной стенке внешней нагрузки. Иллюстрацией сказанному могут служить графики из работы [1], представленные на рис. 1. Здесь в терминах коэффициента бокового давления отражена зависимость бокового давления грунта на подпорную стенку от деформаций (углов поворота относительно нижнего ребра вращения) последней. Из представленных зависимостей видно, что давление в состоянии покоя определяется не точкой на оси коэффициентов бокового давления грунта, а отрезком на этой оси, от нижней границы которого начинается график, характеризующий распорное, а от верхней границы – график, характеризующий отпорное давление грунта на стенку. Следует отметить, что величина этого отрезка не является величиной постоянной, а зависит от физических характеристик грунта. В частности, для рыхлого грунта зона давления в состоянии покоя на оси коэффициентов бокового давления значительно больше зоны, соответствующей плотному грунту.

Действующие в настоящее время нормативные документы – как международные (например, Еврокод 7, часть 1, Общие положения по проектированию в геотехнике [2]), так и отечественные (не утративший силы СНиП 2.06.07-87 [3]) не дают каких-либо толкований отмеченным обстоятельствам. Впрочем, Еврокод 7 допускает использование неких «промежуточных» значений бокового давления грунта (когда смещения подпорной стенки недостаточны для мобилизации предельных значений),

не давая обязательных жестких рекомендаций по методам их определения. Отечественные же нормы рекомендуют рассчитывать давление грунта в состоянии покоя как активное при некотором условном угле внутреннего трения грунта (т.е. вышеупомянутый отрезок зоны покоя на оси коэффициентов бокового давления грунта на рис. 1 должен быть сведен к точке, совпадающей с нижним концом этого отрезка).

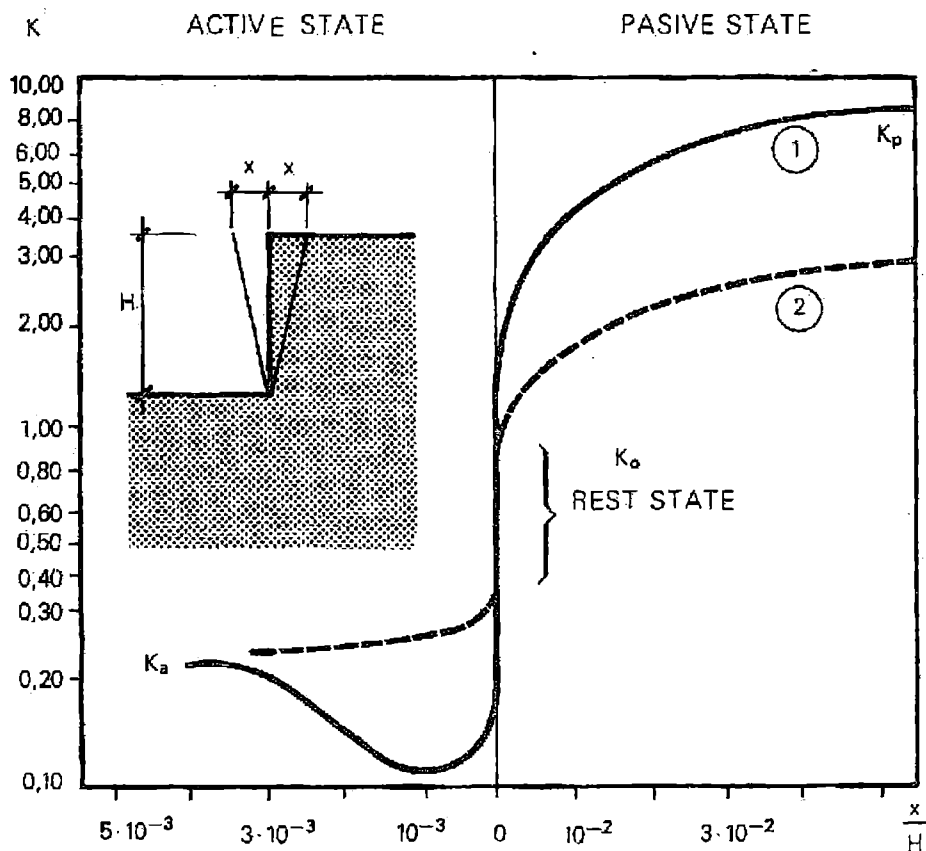


Рис. 1. Коэффициент бокового давления грунта на подпорную стенку для состояний активного, пассивного и покоя (по данным работы [1]); 1 – плотный несвязный грунт; 2 – рыхлый несвязный грунт

Предлагаемый подход

В ранее опубликованных работах [4, 5] одного из авторов настоящей статьи впервые было введено понятие так называемого «порога гравитации», обусловленного неравенством значений давления грунта в

состоянии покоя, соответствующих потенциальному перемещению подпорной стенки в направлениях от грунта (при образовании распорного давления) и на грунт (при образовании отпорного давления).

Физический смысл этого параметра состоит в том, что, если при смещении стенки от грунта призма распора образуется практически одновременно с началом смещения как проявление действия сил трения, чему способствует сила тяжести грунта, то при навале стенки на грунт его сила тяжести препятствует смещению и лишь в результате преодоления этого фактора (который и предложено численно оценивать значением «порога гравитации») проявляется действие сил трения в грунте, приводящее к формированию призмы отпора.

До настоящего времени не были выполнены исследования, направленные на качественный и количественный анализ отмеченного фактора, всестороннюю оценку его влияния на условия работы и технико-экономические параметры подпорных стенок, что обусловило актуальность рассматриваемой ниже проблематики.

Поскольку давление грунта в состоянии покоя является важной отправной точкой при определении напряженно-деформированного состояния системы «подпорная стенка – грунтовая среда» во многих инженерных расчетах и при проектировании весьма ответственных конструкций (глубоководные причалы и портовые оградительные сооружения, стенки сухих доков, транспортные туннели и др.), то совершенствование методов определения этого базового параметра существенно влияет как на надежность сооружения, так и на его технико-экономические показатели.

На основании известных экспериментальных исследований, выполненных с применением высокоточной измерительной аппаратуры (например, опыты Р.В. Лубенова и П.И. Яковлева [6-9]), можно считать по аналогии с образованием при смещениях сооружений поверхностей скольжения, ограничивающих призму распора или отпора, что давлению грунта на неподвижную стенку соответствует некоторая условная призма, отвечающая состоянию покоя. Размеры этой призмы превосходят габариты призмы обрушения в момент предельного равновесия, т.е. при достижении распорным давлением значений активного давления после реализации соответствующих смещений стенки в направлении от грунта.

Логично предположить, что при противоположном направлении перемещения сооружения (навал на грунт) габариты призмы, соответствующей неподвижной стенке, будут возрастать, стремясь, в пределе к размерам призмы, соответствующей пассивному давлению. На начальной стадии этого процесса (при приложении внешней нагрузки, но до начала смещения сооружения на грунт) происходит переформирование напряженного состояния грунта, взаимодействующего с подпорной стенкой. При этом условная призма распора (соответствующая внешней нагрузке на подпорную стенку только от распорного давления грунта позади нее) трансформируется в условную призму отпора (по мере того,

как внешняя боковая нагрузка на стенку компенсирует распорное давление грунта позади нее). Затем, когда внешняя боковая нагрузка на стенку достигает величин, способных вызвать смещения сооружения в направлении на грунт, условная призма отпора трансформируется в реальную, которая может в пределе перейти в призму выпора (при достижении отпорным давлением величины пассивного). Рассматриваемый процесс характеризуется не только ростом размеров призмы отпора, но и изменением ее геометрии, поскольку условный угол внутреннего трения (от которого зависят геометрические параметры призмы отпора) возрастает (в пределе) до значения угла внутреннего трения в соответствии с реализованным перемещением сооружения.

Следовательно, давление, соответствующее начальному этапу формирования напряженного состояния грунта при потенциальном смещении в сторону на грунт, например, в начальный момент приложения к подпорной стенке внешней боковой нагрузки (назовем его «предотпорным» давлением), будет больше давления, соответствующего начальному этапу формирования напряженного состояния грунта при потенциальном смещении в направлении от грунта (назовем его «предраспорным»). Поскольку по характеру формирования и реализации «предотпорное» давление аналогично отпорному (в пределе - пассивному), то для вычисления его значений целесообразно применить расчетные зависимости отпорного давления, используя значения угла внутреннего трения грунта, соответствующие его текущему напряженно-деформированному состоянию.

Как отмечалось, действующие нормативные документы [3] рекомендуют рассчитывать давление грунта в состоянии покоя как активное при некотором условном угле внутреннего трения грунта. Предложенный же подход представляется более общим и отражающим реальную картину формирования напряженно-деформированного состояния системы «подпорная стенка – грунтовая среда». Таким образом, напряженное состояние грунта на контакте с неподвижной подпорной стенкой в исследуемой модели описывается не точкой e_o на оси давлений (как в традиционном подходе) – рис.2,а, а отрезком, ограниченным снизу значением e_{oa} (давление покоя, определенное по зависимостям для распорного давления), а сверху – значением e_{op} (давление покоя, определенное по зависимостям для отпорного давления) – рис.2,б.

Таким образом, введенное понятие «порога гравитации» может быть описано следующим выражением:

$$\Delta e_o = e_{op} - e_{oa},$$

где e_{op} и e_{oa} – боковые давления грунта в состоянии покоя, определенные соответственно по формулам для отпорного и распорного давления.

Представляется, что понятие «порог гравитации», как абсолютная величина, характеризующая разницу между различными давлениями в состоянии покоя, подходит для качественной иллюстрации исследуемого

явления трансформации напряженного состояния грунта, взаимодействующего с подпорной стенкой. Более точной характеристикой, пригодной для количественной оценки этого процесса, может служить относительный параметр, назовем его коэффициентом трансформации, равный отношению рассматриваемых значений бокового давления грунта в состоянии покоя

$$K_t = e_{op} / e_{oa}$$

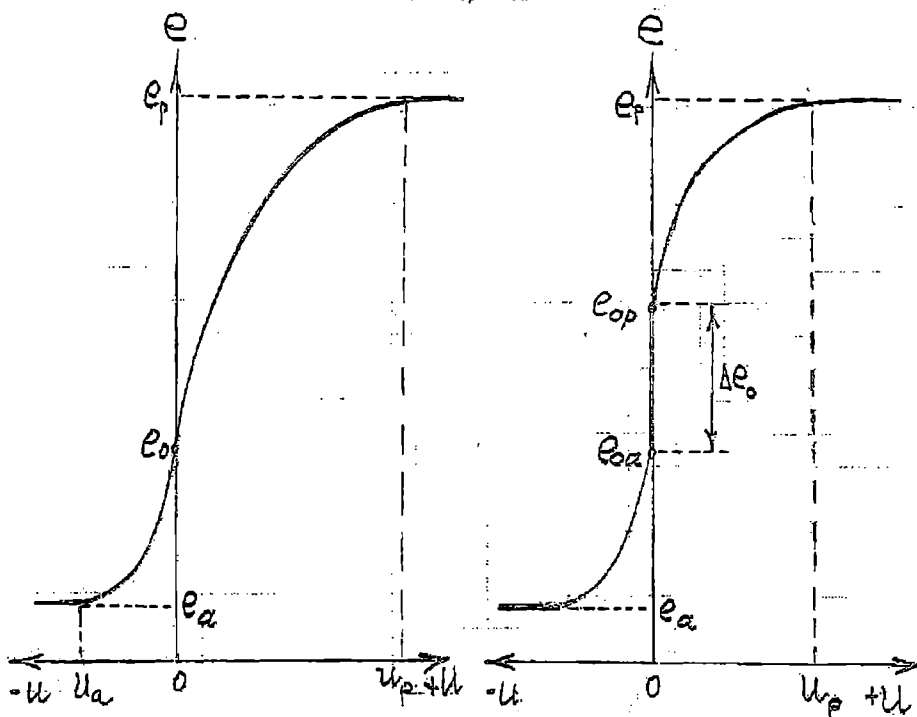


Рис. 2. Зависимости бокового давления грунта на подпорную стенку в зависимости от перемещений сооружения: без учета (а) и с учетом «порога гравитации» (б)

Возможный эффект от предложенного подхода иллюстрируется диаграммой на рис.3, где представлены качественные зависимости «отпорное давление - смещение» для подпорной стенки, воспринимающей внешнюю нагрузку, приводящую к навалу сооружения на грунт позади стенки. Кривая 1 соответствует давлению в состоянии покоя, определенному по формулам распорного давления, а кривая 2 - давлению в состоянии покоя, определенному по формулам отпорного давления. При неподвижной стенке (перемещения u точек на контактной грани стенки равны нулю) разница между давлением покоя в случае 1 (давление e_{oa}) и в случае 2 (давление e_{op}) составляет «порог гравитации» Δe_0 . При образовании и росте перемещений точек на контактной грани стенки в

направлении на грунт отпорное давление изменяется в рассматриваемых случаях в соответствии с зависимостью 1 или 2 (построение конкретных зависимостей может быть осуществлено, например, на основе кинематического метода, разработанного М.П. Дубровским [10, 11]). При этом разница $\Delta e(u)$ в величинах отпорного давления, соответствующая некоторому перемещению u и обусловленная различным начальным напряженным состоянием грунта (давления покоя e_{oa} и e_{op}), может быть весьма значительной. Как показывают расчеты, при неподвижной контактной грани подпорной стенки, а также при значениях u в окрестности нулевых перемещений разница между величинами начальных давлений e_{oa} и e_{op} может достигать нескольких сотен процентов и существенно влиять на условия работы всего сооружения. Соответственно значения коэффициента трансформации показывают во сколько раз увеличивается значение бокового давления грунта в состоянии покоя при начале смещения подпорной стенки в направлении к засыпке в результате приложения к сооружению внешней боковой нагрузки.

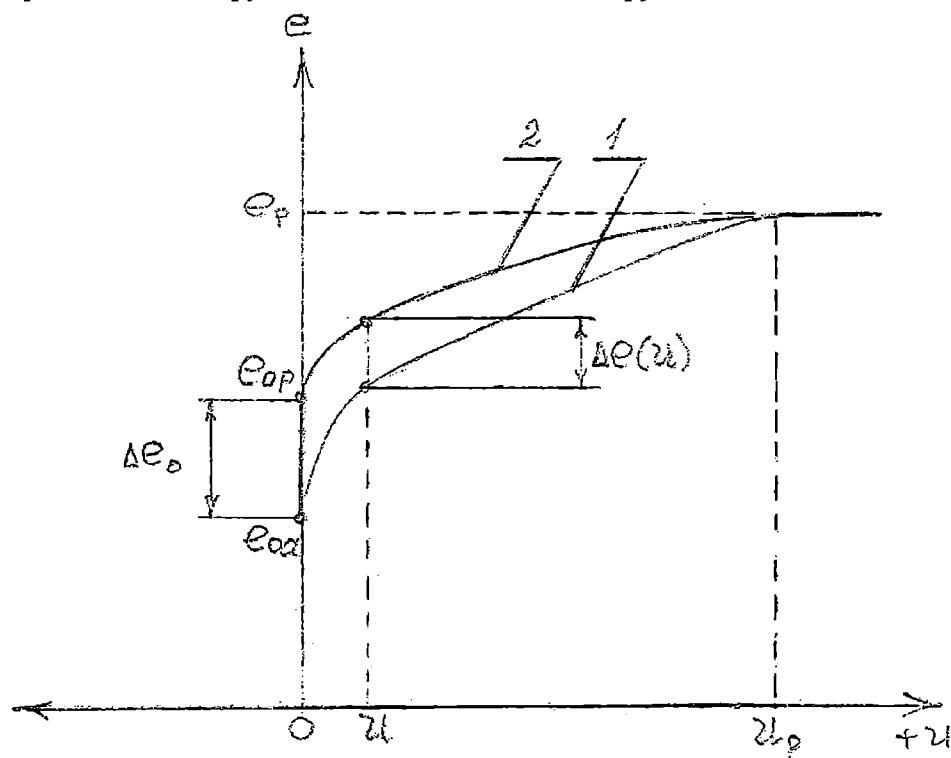


Рис. 3. К определению параметров бокового давления грунта в состоянии покоя

Как отмечалось, основным отличием применения расчетных формул для определения бокового давления грунта на подпорную стенку в

пределном (активное или пассивное давление) и допределном (давление в состоянии покоя) состояниях является использование соответствующего текущему напряженно-деформированному состоянию грунта значения угла внутреннего трения.

В первом случае применяют реальные, установленные стандартными способами, значения угла φ . Во втором же случае можно основываться на известных рекомендациях о назначении условного угла внутреннего трения φ_0 . Так, нормативный документ [3] рекомендует использовать зависимость

$$\varphi_0 = \arcsin (1-2\nu),$$

где ν – коэффициент поперечной деформации грунта.

В работе [12] предложена зависимость

$$\varphi_0 = \arcsin (1-K_0/1+K_0),$$

где K_0 – коэффициент бокового давления грунта в состоянии покоя.

Методологически правильным представляется связать условный угол внутреннего трения грунта с реальными значениями этого угла. С этой целью может быть применена формула Яки [1, 13]

$$K_0 = 1 - \sin \varphi,$$

откуда с учетом предыдущей зависимости, как показано в работе [14], может быть получена формула, связывающая условный и реальный углы внутреннего трения грунта, в виде

$$\varphi_0 = \arcsin [\sin \varphi / (2 - \sin \varphi)].$$

Зависимость условного угла внутреннего трения грунта от реального близка к прямо пропорциональной (рис.4). В рассматриваемом интервале значений угла φ , характерном для большинства грунтов, используемых в качестве обратной засыпки подпорных стенок портовых причальных сооружений, величины условного угла внутреннего трения φ_0 составляют $(0,61-0,65)\varphi$; в среднем угол φ_0 составляет 63% от угла φ . Относительная разница между углами φ и φ_0 сокращается с ростом φ (рис.5).

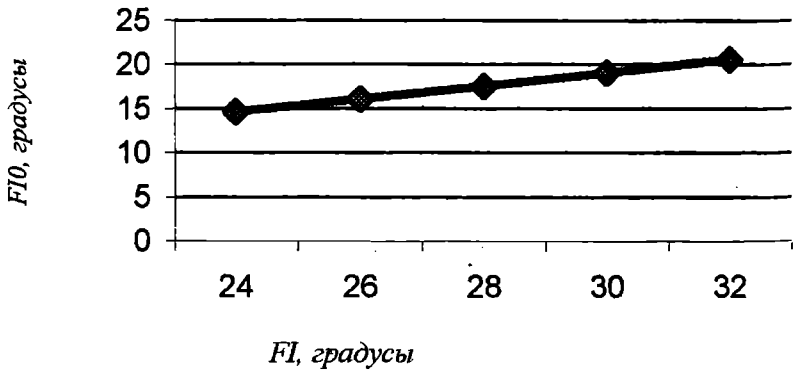


Рис. 4. Зависимость условного угла внутреннего трения грунта от реального угла внутреннего трения

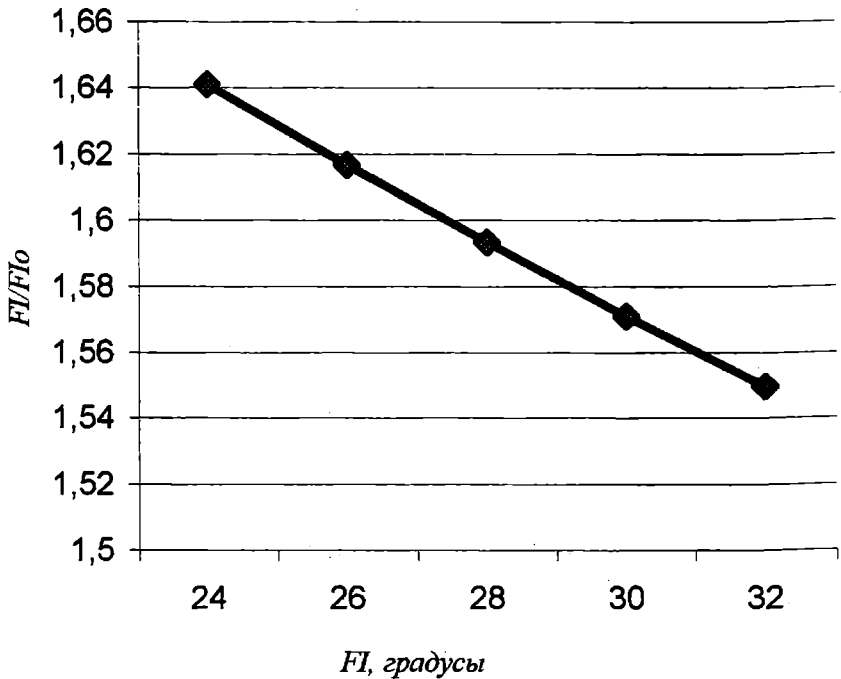


Рис. 5. Соотношение реального (FI) и условного (F10) углов внутреннего трения грунта

Заключение

Областью практического применения исследуемого эффекта может стать проектирование и анализ технического состояния сооружений, включающих в свой состав малодеформируемые (жесткие) подпорные стенки, деформации (перемещения) которых настолько малы (или недопустимы по условиям эксплуатации), что реактивным давлением грунта в отпорной зоне следует считать давление в состоянии покоя (например, при заполнении водой камеры шлюза или сухого дока, при навале судна на причал гравитационного типа и т.п.).

Введение в рассмотрение таких понятий как «предраспорное» и «предотпорное» боковое давление грунта в состоянии покоя, позволяет учитывать потенциальное направление смещений и деформаций сооружения после приложения к нему внешних нагрузок.

Для оценки различия между «предраспорным» и «предотпорным» боковым давлением грунта в состоянии покоя введены такие параметры, как «порог гравитации» и коэффициент трансформации. Эти параметры могут иметь важное значение при проектировании малодеформируемых подпорных стенок, так как показывают на сколько и во сколько раз «предотпорное» боковое давление грунта в состоянии покоя, которое ранее вообще не учитывалось при проектировании рассматриваемых сооружений, превышает «предраспорное» давление, аналог которого ранее принимался как боковое давление грунта в состоянии покоя независимо от направления действия внешней нагрузки, вызывающей последующие перемещения или деформации сооружения.

Поскольку «предотпорное» боковое давление грунта в состоянии покоя может превышать «предраспорное» давление в разы (в интервале от трех до восьми раз в зависимости от соотношения исходных данных, характеризующих прочностные свойства грунта), учет введенных в рассмотрение параметров может существенно повысить точность проектирования и расчета конструкций в виде подпорных стенок, а значит повлиять на надежность и технико-экономические параметры сооружений.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Actions in the design of maritime and harbor works. ROM 0.2-90. Maritime works recommendations. General Direction of Ports and Coasts. Ministry of Public Works and Urban Planning. Spain, 1990. 266 p.*
2. *Eurocode 7, Part 1. Geotechnical Design, General Rules. CEN – European Committee for Standardization, 1993. 114 p.*
3. СНиП 2.06.07-87. *Подпорные стены, судоходные шлюзы, рыбопропускные и рыбозащитные сооружения / Госстрой СССР. М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1987. 40 с.*

4. Омельченко Ю.М., Дубровский М.П., Поизнер М.Б. Портовые гидротехнические сооружения, эксплуатируемые в экстремальных условиях. М.: ВНИИОЭНГ, 1991. 195 с.
5. Бугаев В.Т., Дубровский М.П., Яковлев П.И., Штефан А.В. Конструкции сухих доков и их взаимодействие с грунтом. М.: НЕДРА, 2001. 372 с.
6. Лубенов Р.В., Яковлев П.И. Исследование давление грунта с равномерно-распределенной нагрузкой на неподвижную стенку//Научные труды «Гидротехника». Вып. 2. – М.: Морской транспорт, 1962. С.79-87.
7. Яковлев П.И. Кинематика частиц засыпки за крутыми и пологими подпорными стенками//Материалы научной конференции. – Одесса: ОИИМФ, 1969. С. 223-224.
8. Яковлев П.И., Лубенов Р.В. Некоторые новые результаты экспериментальных исследований давления грунта на жесткие стенки//Гидротехническое строительство. – 1968. №7. С. 43-46.
9. Яковлев П.И. О некоторых результатах экспериментальных исследований взаимодействия гидротехнических сооружений с грунтом//Межвузовский сборник: Гидротехнические сооружения. – Владивосток. 1987. С. 22-34.
10. Дубровский М.П. Определение бокового давления грунта на подпорную стенку с учетом кинематики сооружения//Основания, фундаменты и механика грунтов. 1994. N 2. С.5-8.
11. Дубровский М.П. Определение бокового давления грунта на подпорные стенки при неплоских поверхностях скольжения с учетом кинематических факторов//Основания, фундаменты и механика грунтов. 1997. N 1. С.13-18.
12. Клейн Г.К. Строительная механика сыпучих тел. – М.: Стройиздат, 1977. – 275 с.
13. Дембицкий Э., Тейхман А. Избранные проблемы фундаментостроения гидротехнических сооружений / Пер. с польского. – М.: Транспорт, 1981. – 352 с.
14. Яковлев П.И. Взаимодействие гидротехнических сооружений с засыпкой в сейсмических условиях: Учебное пособие. – М.: ЦРИА «Морфлот», 1982. - 64 с.

УДК 624.012

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ДЕФОРМИРОВАНИЯ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ С ТРЕЩИНАМИ

С.Ф. Клованич

Введение

Современное состояние развития вычислительной техники и численных методов, в частности метода конечных элементов, существенно повысили возможности расчета пространственных сооружений. Однако, большая часть промышленных программ МКЭ, ориентированных на массовое использование, может осуществить расчет только в линейно упругой постановке, возможность их применения при расчете железобетонных сооружений достаточно проблематична. Это связано с необходимостью учета реальных особенностей железобетона - физической нелинейности, анизотропии, трещинообразования и т.д. В результате многолетних экспериментальных и теоретических исследований разработана феноменологическая модель бетона и железобетона при различных напряженных состояниях и режимах внешних воздействий, основанная на общих принципах механики деформируемого твердого тела. Данная модель реализована в программном комплексе по МКЭ, библиотека конечных элементов которого позволяет использовать его для расчета плосконапряженных, массивных, плитных и оболочечных сооружений. Здесь приводятся основные моменты реализации модели и примеры расчета.

Описание модели железобетона

В общем виде определяющие соотношения для железобетона как сплошного, анизотропного, композиционного материала имеют вид

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\}, \quad (1)$$

где $\{\sigma\} = \{\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}\}$ - вектор напряжений;

$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{xz}\}$ - вектор деформаций;

$[D]$ - матрица механических характеристик железобетона размером бхб.

Здесь

$$[D] = [D_b] + \sum_s [D_s] \quad (2)$$

$[D_b]$ и $[D_s]$ - матрицы механических характеристик бетона и арматуры s-го направления.

Рассматриваются две стадии работы железобетона - без трещин и с трещинами. Для построения определяющих соотношений для элемента без трещин используется ортотропная модель бетона [1], согласно которой он рассматривается как физически нелинейный ортотропный материал с осями ортотропии ξ, η, ζ , совпадающими с осями главных напряжений. Для описания деформирования по каждому из главных направлений используется диаграмма деформирования, аналогичная диаграмме при одноосном напряженном состоянии, в которой основные параметры определяются с использованием поверхности прочности бетона. Основные параметры диаграмм могут учитывать также длительность нагружения, температуру, усадку бетона и другие факторы. Арматура i -го направления в элементе без трещин рассматривается как сплошной материал, работающий на растяжение-сжатие вдоль оси стержней i и на сдвиг по площадкам, перпендикулярным этой оси (в плоскости j - l - k) (рис. 1, а).

Полагается, что трещины образуются по главным площадкам, когда главные растягивающие напряжения в бетоне превысят предельные величины, определяемые по условию прочности бетона. При этом по площадкам-трещинам усилия воспринимаются в основном арматурой и, лишь частично, в начальный момент, остаточными связями зацепления в бетоне. В арматурных стержнях в сечении с трещиной возникают нормальные σ_{si} и касательные τ_{sij}, τ_{sik} напряжения (рис. 1,б), которые достигают в этом сечении максимальных значений. С удалением от трещины эти напряжения уменьшаются.

Изменение напряжений в бетоне на участке между трещинами носит противоположный характер. В модели используются средние нормальные σ_{si}^c и касательные $\tau_{sij}^c, \tau_{sik}^c$ напряжения в арматуре, определяемые с помощью коэффициентов типа коэффициента В.И.Мурашева. Подробный вывод физических соотношений для элементов с трещинами приведен в [1]. Из физических уравнений (1) для трехосного напряженного состояния получаются как частные случаи соотношения для одноосного, плоского напряженного или деформированного состояний и для осесимметричного напряженного состояния с помощью стандартных операций механики деформируемого твердого тела. При расчете изгибаемых систем (балок, плит, оболочек) используются также трехмерные или двумерные соотношения общей модели деформирования. Причем возможны два подхода. В первом из них изгибаемые системы рассчитываются как массивные тела с разбиением на конечные элементы по высоте сечения. Во втором, разбиение по высоте не проводится, применяются специальные конечные элементы, позволяющие реализовать гипотезу плоских сечений или прямолинейных нормалей с использованием интегральных жесткостных характеристик, полученные с использованием также общей модели, но с численным интегрированием по высоте.

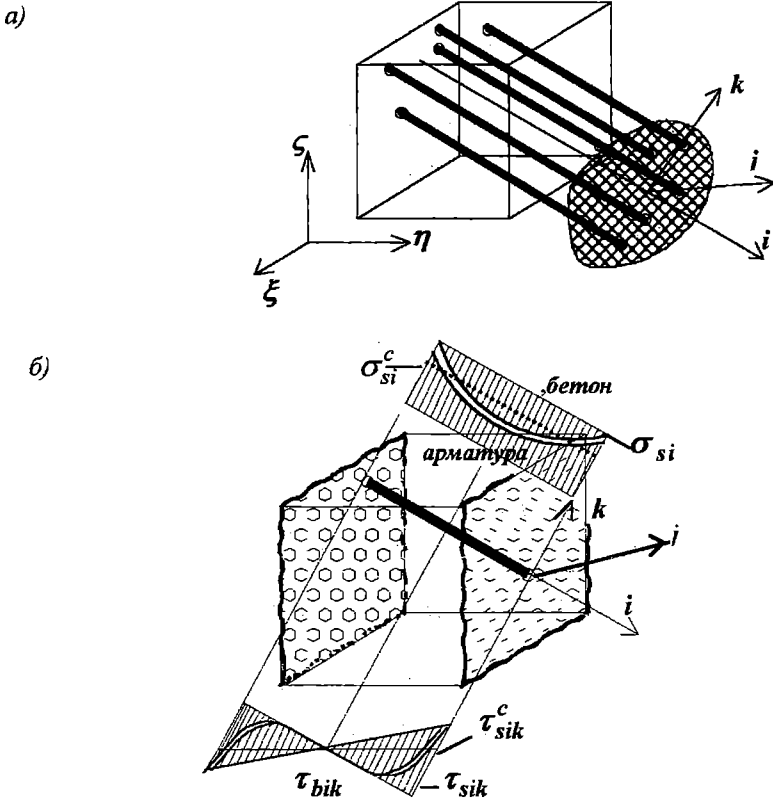


Рис. 1. Железобетонный элемент без трещин и с трещинами

Реализация модели

Поскольку физические соотношения для железобетона нелинейны, то и разрешающие уравнения МКЭ также нелинейны. Поэтому расчет бетонных и железобетонных конструкций с использованием данной модели должен осуществляться шаговым методом. При этом процесс деформирования отождествляется с движением точек рассчитываемой конструкции. Решение задачи в виде перемещения узловых точек $\{q\}$ в момент времени $T + \Delta T$ отыскивается из нелинейной системы уравнения

$$[K(\{q^T\})]\{\Delta q\} - \{\Delta P(\{q^T\})\} = 0 \quad (3)$$

в виде

$$\{q^{T+\Delta T}\} = \{q^T\} + \{\Delta q\}, \quad (4)$$

где $[K(\{q^T\})]$ и $\{P(\{q^T\})\}$ - матрица жесткости и вектор узловых внешних сил системы, являющиеся функциями ее состояния и определяемые с

помощью стандартных процедур МКЭ. Для уточнения решения на каждом шаге используются различные итерационные процедуры (Ньютона-Рафсона, Ньютона-Канторовича и т.д.). Применяются различные типы конечных элементов (плоские, объемные, осесимметричные, изгибаемые) с различными законами изменения перемещений.

Примеры расчета

Пример 1. Расчет железобетонной рамы

Рассматривался расчет железобетонной рамы из опытов НИИЖБ. Конструкция рамы и ее расчетная схема в виде 8-ми узловых объемных изопараметрических элементов показана на рис.2. Свойства материалов: бетон - $E_b=4.5 \times 10^4$ МПа; $R_b=43$ МПа; $R_{bt}=2.5$ МПа; $\nu_b=0.2$; предельные деформации сжатия $\epsilon_b=0.002$, растяжения $\epsilon_{bt}=0.0001$; арматура - $E_s=2 \times 10^5$ МПа; $R_s=390$ МПа. Нагрузка прикладывалась ступенями $\Delta P=15$ кН. Результаты расчетов - трещины на различных ступенях нагружения, перемещения центральной точки показаны на рис. 3.

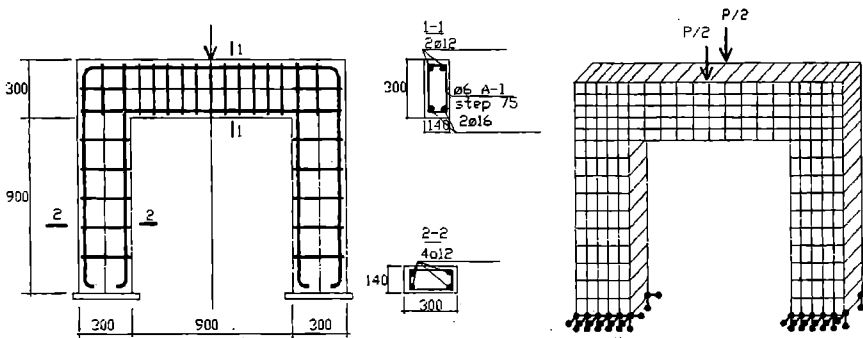


Рис.2. Конструкция и расчетная схема рамы

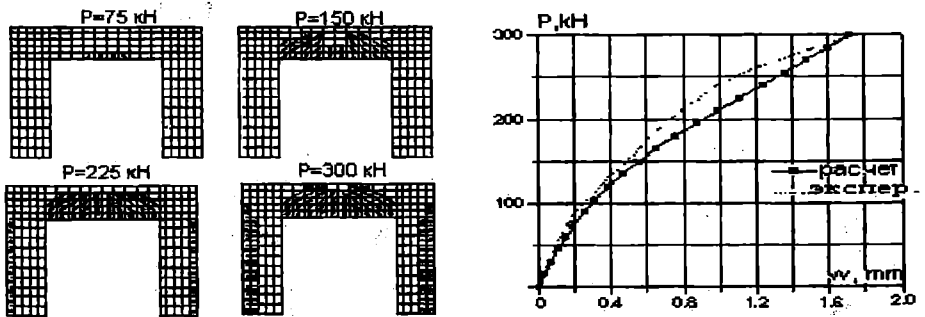


Рис.3. Трещинообразование и прогибы в центре рамы

Пример 2. Расчет балок на кручение с изгибом

Осуществлялся расчет серии балок прямоугольного сечения двух типов Б2-10 и Б2-8 на кручение с изгибом из опытов НИИЖБа. Геометрические размеры балок и схемы их армирования представлены на рис.4. На рис.5 дана расчетная схема в виде совокупности 8-ми. узловых объемных элементов, а также показаны характерные сечения балок с закрепленными узлами и узлами приложения внешних нагрузок.

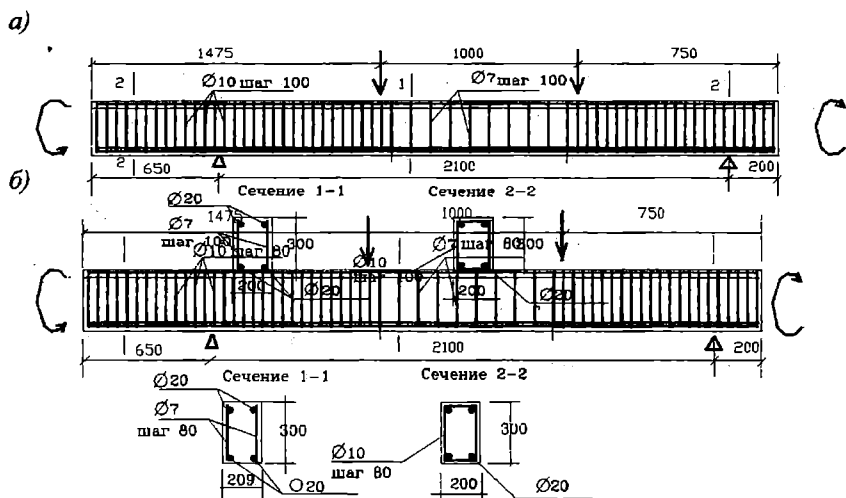


Рис. 4. Геометрические размеры и схемы армирования балок:
 а) Б2-10;
 б) Б2-8

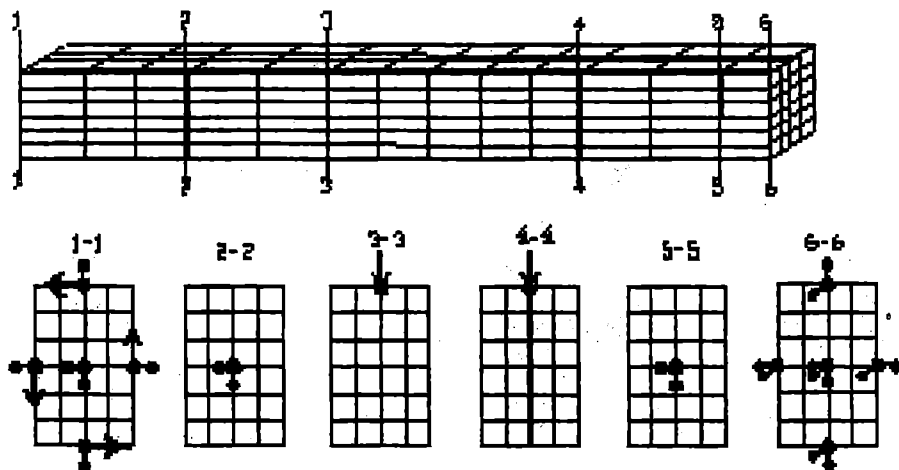


Рис. 5. Расчетная схема и характерные сечения балок

Расчетные характеристики бетона балок, соответствующие опытным данным, приведены в следующей таблице.

Таблица

Характеристика	Б2-10, Б2-10к	Б2-8-04	Б2-8-02
Призмная прочность в МПа	20.40	28.50	7.50
Прочность на растяжение, МПа	1.70	1.57	0.66
Модуль упругости, МПа	3.125×10^4	3.8×10^4	2.1×10^4
Коэффициент Пуассона	0.2	0.2	0.2
Пред деформации сжатия	2×10^{-3}	2×10^{-3}	1×10^{-3}
Пред деформации растяжения	1×10^{-4}	0.83×10^{-4}	0.63×10^{-4}

Для арматуры приняты следующие характеристики: $E_s = 2 \times 10^5$ МПа; $R_s = 400$ МПа. Нагружение балок осуществлялось ступенями. При этом балка Б2-10к испытывалась и рассчитывалась только на воздействие кручения. Величина ступени $M_{кр} = 0.08$ тм. Балка Б2-10 и Б2-8-04 дополнительно загружалась двумя вертикальными сосредоточенными силами из расчета $M_{кр}/M_{из} = 0.4$. Величина ступени $\Delta P = 0.364$ т. Для балки Б2-8-02 $M_{кр}/M_{из} = 0.2$, соответственно и $\Delta P = 0.727$ т. Результаты расчетов балок и сопоставление с опытными данными представлены на рис.6,7:

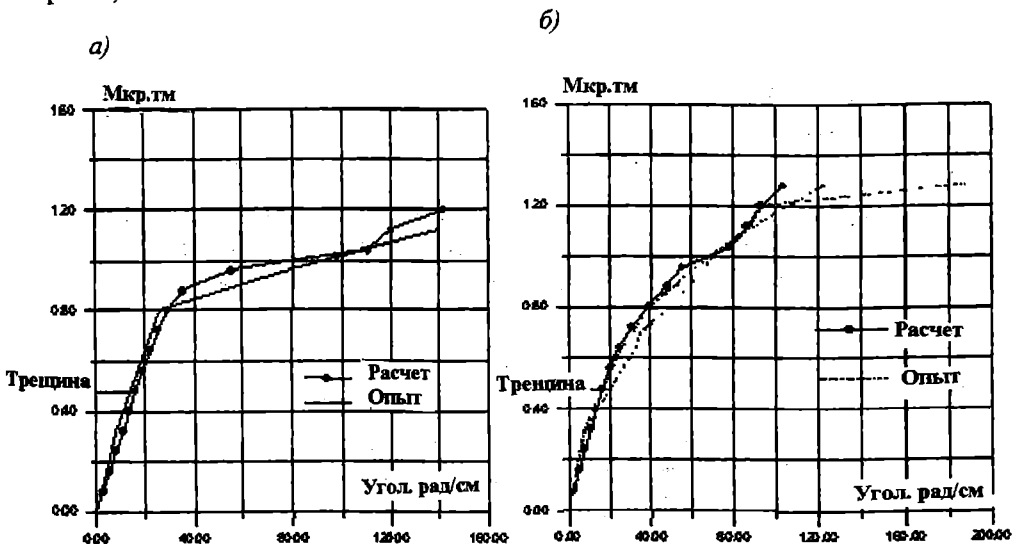


Рис. 6. Углы закручивания балок:

а) В-2-10к;

б) В2-10

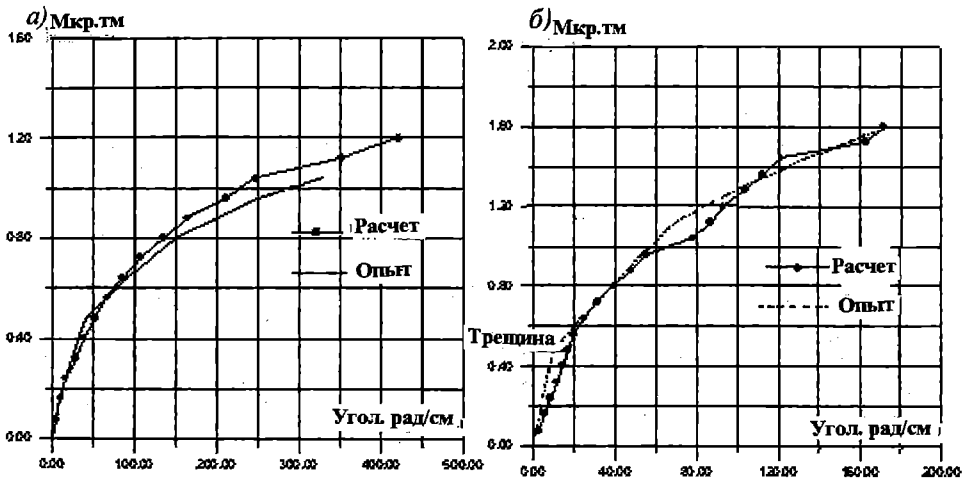


Рис. 7. Углы закручивания балок:
 а). В2-8-02;
 б). В2-8-04

Пример 3. Расчет железобетонной плиты

Рассматривался расчет квадратной плиты, опертой по углам и нагруженной в центре сосредоточенной силой, по которой имеются опытные данные приведенные в работе [2]. Использовались 16-ти узловые 8-ми угольные изопараметрические элементы [3] с численным интегрированием по толщине. Исходные характеристики материалов были приняты аналогично опытным данным. При этом бетон принят со следующими характеристиками $E_b = 1.64 \times 10^4$ МПа, $\nu_b = 0.15$, $R_b = 43$ МПа, $R_{bt} = 3$ МПа, $\epsilon_b = 0.0035$, арматура $E_s = 2.01 \times 10^5$ МПа, $R_s = 670$ МПа. Геометрические размеры плиты представлены на рис.8, там же показана ее расчетная схема. Рассчитывалась 1/4 часть плиты. Плита разбивалась по высоте на 10 слоев, 2 и 9 слой содержали армирование, остальные слои –

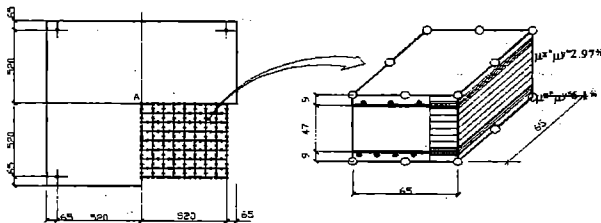


Рис. 8. Геометрические размеры и расчетная схема плиты

бетонные. Проценты армирования - для нижнего слоя $\mu_x = \mu_y = 6.1\%$, для верхнего слоя $\mu_x = \mu_y = 2.9\%$. Результаты расчетов в виде прогибов в центре плиты по ступеням нагружения и трещинообразования по нижней поверхности представлены на рис.9.

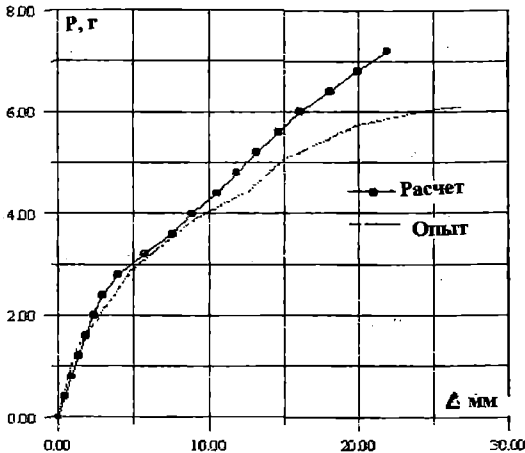
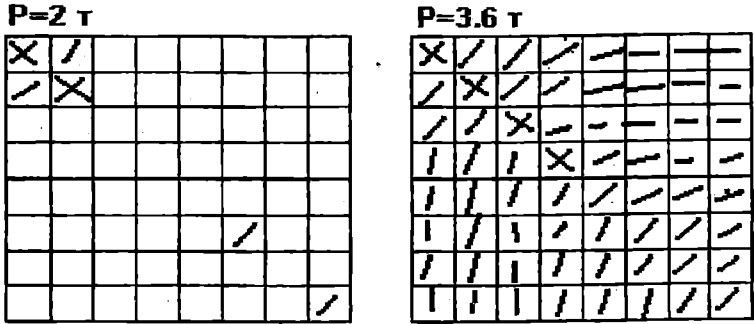


Рис.9. Результаты расчета плиты

ЛИТЕРАТУРА

1. Карпенко Н.И. Общие модели механики железобетона. М.: Стройиздат, 1996.- 206 с.
2. Duddeck H, Griebow G., Schaper G. Material- and time-dependent nonlinear behaviour of cracked concrete slab// Nonlinear Behaviour of Reinforced Concrete Spatial Structures.- Vol.1, Priliminary Report, IASS Symp., Darmstadt.- 1978.
3. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. -М.: Мир, 1975.- 541 с.

УДК 681.322-181.48

ВИРТУАЛЬНЫЕ ЛАБОРАТОРИИ

В.В. Вычужанин, В.З. Данчев

Уровень практической подготовки и переподготовки специалистов для портов и судоремонтных заводов должен отвечать современным требованиям, а это сопряжено со значительными материальными затратами на приобретение стендового оборудования и контрольно-измерительных приборов. Наличие компьютерной техники позволяет соответствующим организациям существенно снизить указанные затраты. В Одесском национальном морском университете успешно решаются задачи создания лабораторных стендов – виртуальных на базе персональных компьютеров.

Для этих целей при информационно-вычислительном центре университета было создано бюро «Виртуальная реальность», приобретен лицензионный программный пакет фирмы Hewlett-Packard "HP VEE 5.01" и одна из лабораторий кафедры «Электротехника и электроснабжение судов» укомплектована компьютерами. Сотрудники бюро совместно с преподавателями кафедры разработали около тридцати программ виртуальных лабораторных стендов, а также методические руководства по проведению исследований на стендах по дисциплинам «Электроснабжение портов и СРЗ», «Автоматический электропривод», «Электроника», «Основы цифровой схемотехники» и «Электротехника».

Используемая при создании виртуальной лаборатории среда программирования HP VEE 5.0 (до 5-й версии были более ранние, а в настоящее время вышла в свет 6-я версия VEE Pro 6.01) является средой графического программирования. Принцип графического программирования заключается в том, что в распоряжении программиста находится широкий спектр различных модулей, представленных графически в виде квадратиков (объектов). Раскрыв двойным щелчком «мышки» объект, пользователь изменяет математическую или логическую формулу, в соответствии с которой объект должен функционировать, изменяет количество входов, переименовывает входы/выходы. После этого достаточно соединить выходы одних объектов с входами других, запустить программу, и на выходе последнего объекта появится результат. Таким образом, программистом при программировании в среде HP VEE фактически составляется блок-схема алгоритма программы. Рутинная работа написания текста программы по правилам, присущим «текстовым» языкам программирования, не выполняется. При этом программа, написанная в среде графического программирования, более «читабельна» в сравнении с «текстовой». На рис.1 представлен текст программы «Автоматический регулятор коэффициента трансформации (АРКТ)», написанной в среде HP VEE, а на рис.2 представлен интерфейс

пользователя (панель стенда для исследования). Среда графического программирования позволяет просмотреть функционирование программы в процессе ее работы, значения входных и выходных данных каждого объекта, осуществлять диагностику ее работы.

При выполнении исследований на виртуальных лабораторных стендах для ощущения реальности работы исследуемых устройств, программист при разработке программы решает поставленную задачу с учетом не только реализации математической модели функционирования стенда, но и внешнего вида интерфейсов пользователя и «сценария» работы на стенде. Сценарий работы стенда должен разрабатываться программистом совместно со специалистом по соответствующей теме.

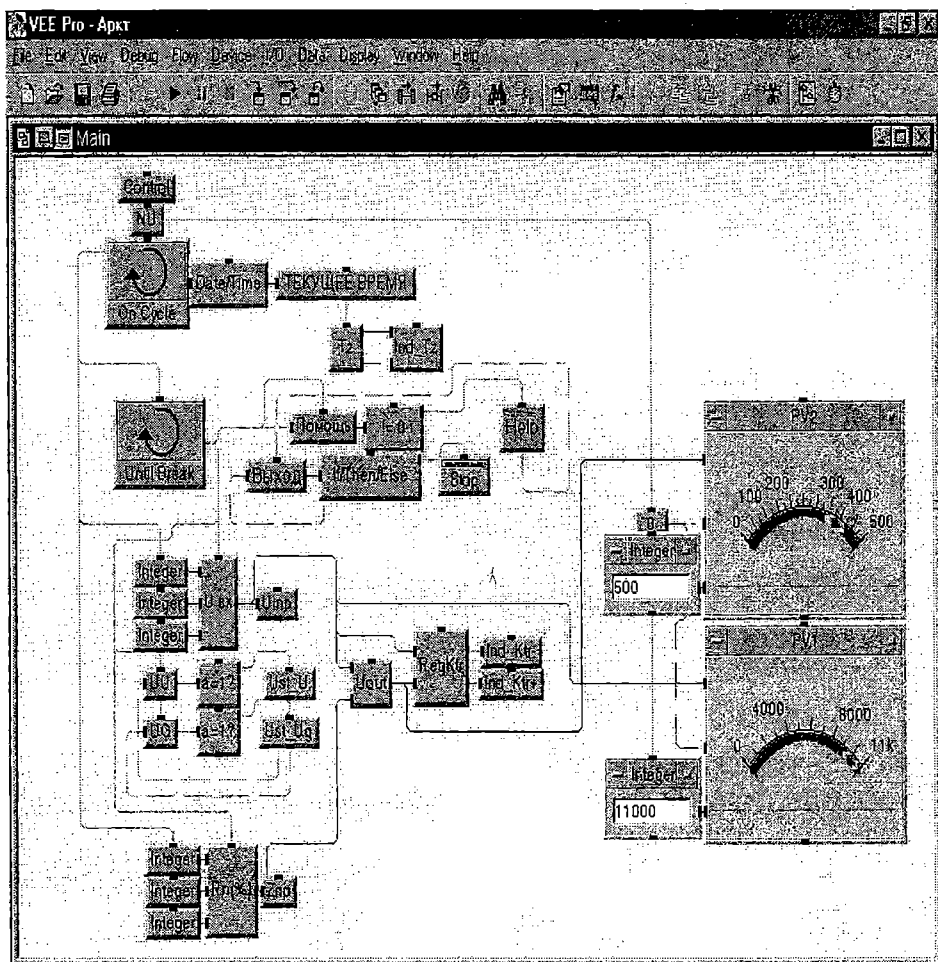


Рис.1. Текст программы «Автоматический регулятор коэффициента трансформации (АРКТ)»

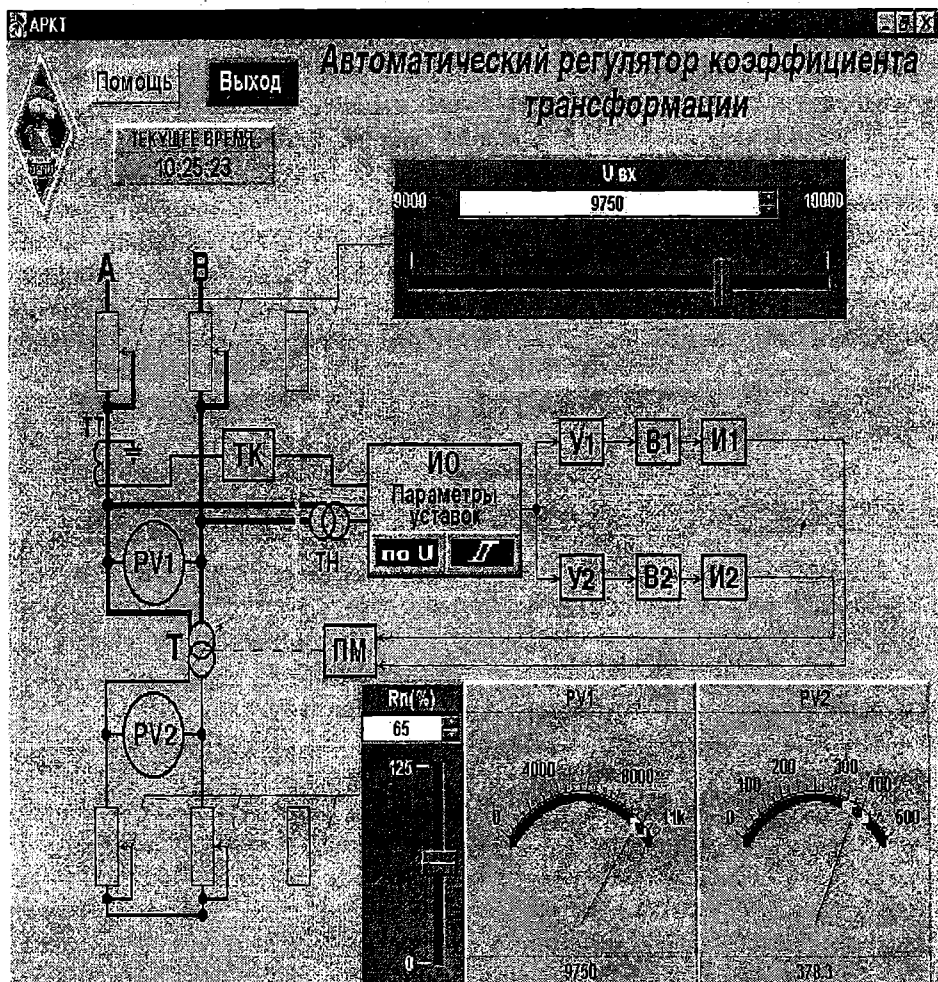


Рис. 2. Панель стенда «Автоматический регулятор коэффициента трансформации (АРКТ)»

Среда программирования VEE, позволяет создать такой интерфейс пользователя, который практически ничем не отличается от реальных стендов. На рабочем столе стенда «устанавливаются» стрелочные приборы (вольтметры, амперметры и т.п.), осциллографы с органами управления, генераторы и т.п.

Разработанные стенды позволяют проводить исследования, имеющие в первую очередь практическую полезность решаемых задач. Так стенды по «Электроснабжению портов и СРЗ» позволяют изучить следующие темы: короткие замыкания в электрических сетях, регулирование реактивной мощности, понизительные трансформаторные подстанции, автоматические регуляторы напряжения трансформаторов

энергосистемы, автоматические регуляторы коэффициента трансформации, влияние различных потребителей на коэффициент мощности в электрической сети. Например, при выполнении работы «Автоматический регулятор коэффициента трансформации» (рис.2) исследуется АРКТ при возможных изменениях напряжения на выходной шине трансформатора. Изменение коэффициента трансформации между обмотками высшего и низшего напряжений с помощью АРКТ позволяет поддерживать на шинах низшего напряжения параметры близкие к номинальным в случаях, когда первичное напряжение отклоняется по различным причинам от номинального, либо при изменении нагрузки трансформатора, приводящее к изменению его выходного напряжения на величину, превышающую уставку по напряжению. Подключение или отключение дополнительных витков производится на работающем трансформаторе непосредственно под нагрузкой. Устройством токовой компенсации учитывается падение напряжения от тока нагрузки. На выходе АРКТ исполнительный орган управляет работой приводного механизма.

Применение виртуальных стендов по электроснабжению, как и других стендов, позволяет при минимальных затратах существенно повысить качество подготовки специалистов соответствующего профиля. При этом не исключается, а точнее – подразумевается, выполнение работ на реальном оборудовании в реальных условиях.

Следует отметить, что в HP VEE достаточно просто создавать программы, управляющие измерительными и диагностическими комплексами, устройствами сбора параметров функционирования различных устройств и обработки полученных результатов, а также программ, управляющих системами автоматического управления. При применении приборов и оборудования, выпускаемого фирмой Hewlett-Packard или других фирм, если их продукция выполнена в соответствии с международными стандартами, время, затраченное на создание таких комплексов и систем, определяется в большей степени временем, затраченным на разработку технического проекта, а не на непосредственную реализацию.

УДК 621.891

ВЛИЯНИЕ ПРОДУКТОВ ИЗНОСА И МАГНИТНЫХ ПОЛЕЙ
НА ТРЕНИЕ И ИЗНОС КОНСТРУКЦИОННЫХ СТАЛЕЙ

Л.В.Кошарская, В.Д.Евдокимов

При проведении исследований на стальных образцах при скорости 100 м/с, как было установлено, имело место образование дисперсных продуктов износа, которые выбрасывались из зоны контакта быстровращающимся фрикционным диском. Это наблюдалось на всех режимах трения образцов без смазки и без применения магнитного поля. Образовавшиеся порошкообразные продукты износа могли быть легко собраны с помощью специальных отражателей. Микроскопический анализ этих продуктов износа показал, что их размер был в пределах от 0,2 до 10 мкм. Причем, в первые пять, десять секунд трения их размер в среднем составил 20 мкм, после чего уменьшился. Уменьшение размеров частиц износа отвечало стадии, при которой износ достигал минимальных значений. Анализ таких продуктов износа показал, что они содержат дисперсные частицы окислов железа, карбидов железа, а также измельченный мартенсит, характерный для вторичных структур типа белых слоев. Измерить твердость этих маленьких частиц не представлялось возможным, однако мы полагаем, что они обладают различной микротвердостью в зависимости от их состава. Очевидно, что максимальная микротвердость частиц белых слоев достигала 10-12 тысяч МПА, т. е. твердости сплошных белых слоев [1].

Частицы износа имеют различные магнитные свойства. Так, при воздействии на них постоянным магнитом часть этих частиц притягивалась к полюсам, тогда как другая часть не реагировала на магнитное поле. При проведении опытов с одновременным воздействием на стальные образцы высокоскоростного трения и постоянного или переменного магнитных полей по описанной ранее методике было установлено, что частицы износа не уносятся полностью воздушным потоком, но часть из них притягивается магнитными полюсами и даже втягивается в зазор между ними и вращающейся деталью. В результате зазоры между полюсами забивались частицами износа и прочно там удерживались при трении. Это наблюдалось практически в одинаковой степени для случаев использования постоянных или переменных магнитных полей при трении без смазки.

Если трение осуществлялось в жидком масле, то продукты износа попадали в тонкий обволакивающий вращающиеся образцы слой и затягивались в зазор между полюсами. Причем в зазоре находились не только ферромагнитные частицы износа, но и парамагнитные. Эти частицы выстраивались вдоль силовых линий и образовывали своеобразную щетку, основу которой составляли ферромагнитные

цепочки порошков с расположенными между ними более мягкими парамагнитными частицами. Такая конструкция из скрепленных частиц участвует в процессе трения, как дополнительный фактор, что должно влиять на износ образцов.

Описанные выше наблюдения напоминают технологический метод финишной обработки деталей машин с помощью керметов и магнитных полей [2]. Однако в отличие от этих технологий в нашем случае действуют не специально вводимые в зазор порошки керметов, а участвуют частицы износа, которые образуются при высокоскоростном трении и из зоны контакта попадают в зазор между полюсами и поверхностью детали.

С целью определения степени влияния продуктов износа и магнитных полей на износ подверженных трению образцов нами был осуществлен ряд экспериментов, результаты которых рассматриваются ниже. Прежде всего, следовало выяснить вопрос как влияют продукты износа, образующиеся при высокоскоростном трении без смазки стальных образцов. Для этого с помощью специальных закрывков и емкости проводили сбор продуктов износа. Это была подготовительная стадия экспериментов для получения требуемого количества продуктов износа. Основной же эксперимент заключался в изучении влияния этих продуктов и магнитных полей на износ образцов, но без участия фрикционного диска, который был неподвижен и отведен от вращающегося образца.

На рис.1 приведены экспериментальные данные, показывающие влияние магнитных полей и продуктов износа на износ образцов из закаленной стали 60. В этих опытах образцы обезжиривались. Кривые 1, 2 на рис.1 отвечают износу образцов из закаленной стали 60 под воздействием постоянного и переменного магнитных полей и продуктов износа, предварительно полученных при высокоскоростном трении аналогичных образцов из закаленной стали 60. Видно, что износ образцов сначала возрастает, достигает максимальных значений, а затем с увеличением времени трения уменьшается. Время достижения максимальных величин износа для случаев применения постоянного или переменного магнитного полей различное. Так, при использовании переменного магнитного поля износ образцов из стали 60 достигает максимальных значений спустя минуту трения, а при постоянном магнитном поле – более 2-х минут трения. При этом переменное магнитное поле приводит к несколько большим величинам износа, что видно по кривой 2 в сравнении с кривой 1. Здесь следует отметить, что время трения образцов о продукты износа составляло 5 мин., что выбрано, исходя из необходимости получения достаточно полной информации о характере кривых износа.

Если в зазоры между полюсами магнитов и поверхностью образца вводить не продукты износа, полученные от высокоскоростного трения, а керметы, то износ образцов увеличивается во много раз. Это видно из расположения кривых 3, 4 на рис. 1. При проведении таких экспериментов в зазоры вводился кермет, состоящий из 80% железа и 20% окиси

алюминия, который, судя по работе [2], обладает достаточной эффективностью при магнитной обработке закаленных сталей. Сравнивая кривые 3, 4 и 1, 2 на рис. 1 можно отметить их одинаковый характер. Так,

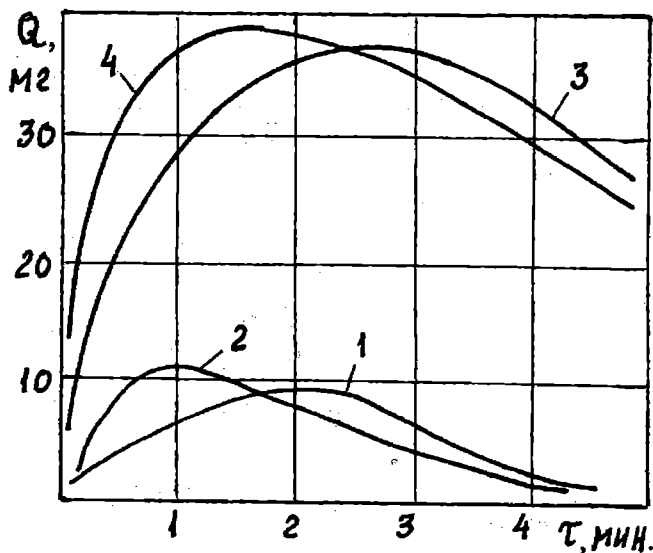


Рис. 1. Влияние продуктов износа и электромагнитных полей на съем металла с закаленных образцов из стали 60 без высокоскоростного трения: (1,5 м/с; нагрузка $P=0$; напряженность $2 \cdot 10^5$ А/м).

Кривые: 1 - продукты износа от высокоскоростного трения без смазки закаленных образцов из стали 60 введены в зазор между полюсами с постоянным полем; 2 - продукты износа от высокоскоростного трения без смазки закаленных образцов из стали 60 введены в зазор между полюсами с переменным полем; 3 - в зазор с постоянным полем введен кермет; 4 - в зазор с переменным полем введен кермет

кривая 4, отвечающая износу образцов в переменном магнитном поле без смазки, имеет максимум износа при 1,5 мин. трения, а максимальные значения износа при использовании кермета в постоянном магнитном поле с одинаковой напряженностью имеет максимум при 2,5 мин. трения. Кроме того, и в этом случае использование переменного магнитного поля дает несколько больший износ образцов, чем постоянного.

Анализ ниспадающих ветвей на кривых 1-4, приведенных на рис. 1, свидетельствует об уменьшении съема металла, как при использовании продуктов износа, так и при введении в межполюсные зазоры порошков из кермета. Это связано с двумя причинами. Во-первых, при трении порошков происходит скругление их острых кромок, а, во-вторых, уменьшение количества порошкового материала в межполюсных зазорах. Последнее обстоятельство должно особенно проявляться при попадании в

зазор продуктов износа, которые, судя по наблюдениям под микроскопом, не имеют ярко выраженных режущих кромок.

Здесь следует сослаться на работу [3], где показано влияние добавок в масло порошков окислов железа на приработку и износ трибозащитных элементов, а также на работу коллектива авторов во главе с Н.Л.Голего [4], которые разработали методику определения диапазона информативности физико-химических свойств продуктов износа. Очевидно, применение электромагнитных полей при высокоскоростном трении должно отразиться на свойствах и информативности продуктов износа, что может быть темой отдельных исследований.

Следующая серия экспериментов проводилась с применением индустриального масла, в которое добавлялись продукты износа. Весовая добавка продуктов износа в масло была такой же, как и в опытах без применения масла и составляла 30 г. Влияние магнитного поля и жидкого масла с продуктами износа показано на рис. 2. По кривым 1, 2 на этом рисунке видно, что на износ образцов из закаленной стали 60 влияет переменность магнитного поля и длительность процесса трения этих образцов под воздействием продуктов износа. Если сравнивать кривые 1, 2 на рис. 2 с кривыми 1, 2 на рис. 1, то можно сделать вывод об аналогичном их характере. Однако износ при трении в масле несколько меньше, чем без масла. Кроме того, максимальные величины износа при трении в масле возникают при большей длительности испытаний. Причем, процесс изнашивания в переменном магнитном поле протекает более интенсивно.

Представляло интерес изучить вопрос о влиянии поверхностно-активной присадки в жидком масле и магнитных полей на износ стальных образцов без одновременного воздействия на них фрикционного высокоскоростного диска. Перед проведением этой серии испытаний были учтены известные особенности проявления поверхностно-активных веществ при трении металлов [5, 6]. Их способность пластифицировать тонкие поверхностные слои и двояко влиять на износ представляет для нашего случая интерес. В первую очередь это относится к закономерностям интенсификации знакопеременными деформациями эффекта Ребиндера [7] с проявлением двухстадийности процесса, когда на первой стадии знакопеременные деформации от трения существенно интенсифицируют процесс изнашивания, а на второй стадии приводят к большему повышению износостойкости рабочих поверхностей трения.

Применительно к нашим условиям эксперимента следовало ожидать, что добавление поверхностно-активной присадки к индустриальному маслу на первой стадии даст больший износ стальных образцов, чем при их трении в жидком масле. Кроме того, переменное магнитное поле очевидно приведет в движение частицы износа и заставит их вибрировать в межполосном зазоре. Микроудары частичек износа, совершающих колебания в переменном магнитном поле, очевидно должны интенсифицировать обе стадии процесса изнашивания. Так, кривые 3, 4 на

рис.2 показывают, что износ образцов из закаленной стали 60 в переменном магнитном поле при наличии жидкого масла с продуктами износа выше и протекает интенсивнее (кривая 4), чем при трении в постоянном магнитном поле. По сравнению с износом образцов без поверхностно-активного вещества износ в масле с олеиновой кислотой при наличии магнитных полей почти в 1,5 раза выше, что видно при сравнении кривых 1, 2 и 3, 4 на рис.2. При этом следует обратить внимание, что при достижении второй стадии процесса, когда интенсивное разрушение поверхностных слоев под действием частиц износа сменяется качественным пластифицированным слоем, износ в присутствии олеиновой кислоты становится меньше, чем износ в чистом масле, что наступает после 2,5 минут трения (рис.2). Если сравнить максимальные величины износа по кривым 3,4 на рис. 2 с максимальными величинами износов по кривым 1,2 на рис. 1, то можно сделать вывод, что поверхностно-активная смазка приводит на первом этапе к большему износу, чем трение продуктов износа без смазки в присутствии магнитных полей. Это обстоятельство находится в согласии с общими закономерностями физико-химической механики материалов при трении.

Абразивная обработка в магнитном поле является эффективной технологической операцией, направленной на повышение качества рабочих поверхностей деталей машин. Однако в первую очередь такой вид обработки применяется для снижения шероховатости поверхностей детали. Учитывая приведенные на рис. 1 и 2 данные по износу образцов с применением магнитных полей и продуктов износа от высокоскоростного трения, следовало ожидать изменение шероховатости испытываемых стальных образцов, зависимое от магнитных полей, смазки, времени трения без воздействия высокоскоростного диска. Для подтверждения этого предположения были проведены эксперименты, результаты которых приведены ниже.

На рис. 3 представлены кривые 1-4, отображающие влияние магнитных полей и абразивных частиц на шероховатость поверхности образцов из закаленной стали 60. Кривая 1 на этом рисунке показывает изменение шероховатости образцов в переменном магнитном поле при введении в зазоры между полюсами и деталью продуктов износа, полученных ранее при высокоскоростном трении без смазки закаленных образцов из стали 60. Ниспадающий характер кривой 1 свидетельствует, что минимальная шероховатость наступает после 4-х минут непрерывной обработки образцов. Кривую 1 интересно сравнить с кривой 2, полученной при трении таких же закаленных образцов из стали 60, но с одновременным воздействием высокоскоростного трения на режиме приводящем к образованию белых слоев. В этих опытах нагрузка выбрана не 400 Н, а 150 Н, что позволяло осуществлять высокоскоростное трение без смазки более 4-х минут. Кривая 2 показывает, что шероховатость образцов резко уменьшается в течение первой минуты трения, на второй минуте достигает минимальных значений, а затем начинает увеличиваться

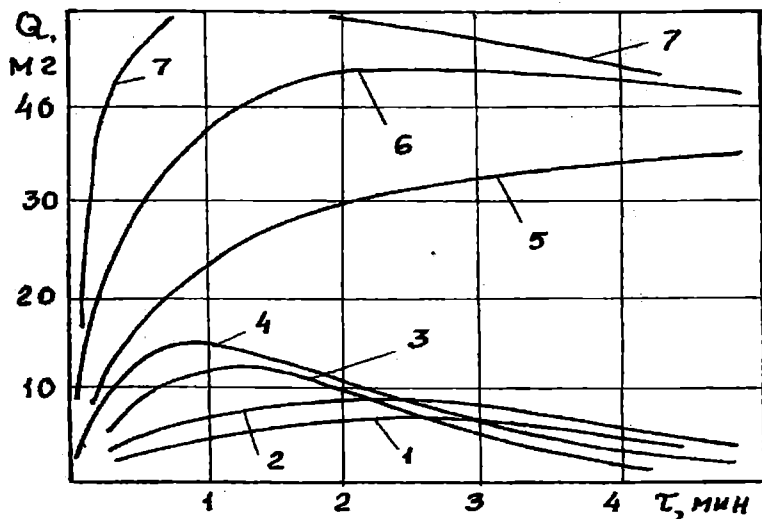


Рис. 2. Влияние продуктов износа, электромагнитных полей и смазки на съем металла с закаленных образцов из стали 60 без высокоскоростного трения (1,5 м/с; нагрузка $P=0$; напряженность $2 \cdot 10^5$ А/м). Кривые: 1 - продукты износа от закаленной стали 60 после высокосортного трения введены в межполюсной зазор, масло МС-20, постоянное поле; 2 - продукты износа от закаленной стали 60 после высокоскоростного трения введены в межполюсной зазор, масло МС-20, переменное поле; 3 - продукты износа от закаленной стали 60 после высокоскоростного трения введены в межполюсной зазор, к маслу МС-20 добавлено 2% олеиновой кислоты, постоянное поле; 4 - продукты износа от закаленной стали 60 после высокоскоростного трения введены в межполюсной зазор, в масло МС-20 добавлено 2% олеиновой кислоты, переменное поле; 5 - в масло МС-20 добавлен кермет, постоянное поле; 6 - в масло МС-20 добавлено 2% олеиновой кислоты и кермет, приложено постоянное поле; 7 - в масло МС-20 добавлено 2% олеиновой кислоты и кермет, приложено переменное поле

Характер этой кривой показывает сложное изменение шероховатости при совместном действии высокоскоростного трения, переменного магнитного поля и продуктов износа. Ухудшение шероховатости поверхности после ее минимальных значений очевидно связано с разогревом поверхности трения и снижением абразивных свойств продуктов износа, возможно и с уменьшением их количества из-за преобладания процесса теплового износа.

Сравнивая минимальные значения шероховатости по кривым 1, 2 на рис. 3, можно сделать вывод, что при малом времени трения до 30-60 секунд для получения меньшей шероховатости следует применять

высокоскоростную обработку трением в магнитном поле, чем только обработку в магнитном поле без высокоскоростного трения. Однако наименьшую шероховатость можно получить при более длительном воздействии магнитного поля и продуктов износа без использования высокоскоростного трения.

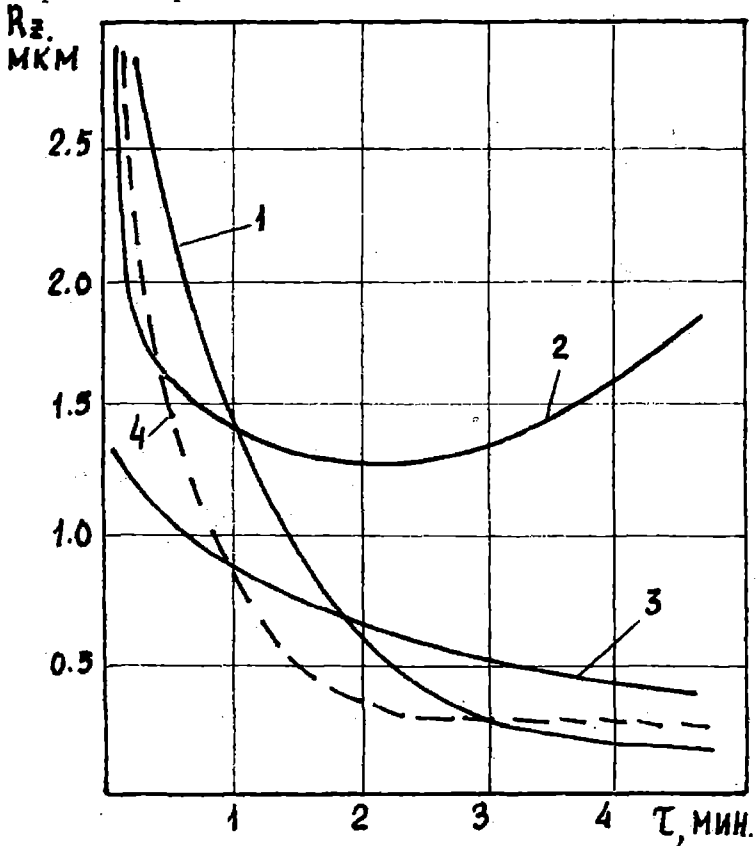


Рис. 3. Влияние продуктов износа и магнитных полей на шероховатость образцов из закаленной стали 60 (1,5 м/с; нагрузка $P=0$, напряженность $2 \cdot 10^5$ А/м)

Кривые: 1- исходный образец шлифован после закалки, обрабатывается без высокоскоростного трения введенными в межполюсные зазоры продуктами износа от высокоскоростного трения закаленной стали 60, переменное поле; 2 - закаленная сталь 60 подвергается трению при 100 м/с и 150 Н в переменном поле длительностью 4 мин.; 3 - исходный образец из закаленной стали 60 обрабатывается трением без смазки (100 м/с; 400 Н; 30с) затем испытывается без трения в переменном поле с введением продуктов износа; 4 - закаленные и шлифованные образцы из стали 60 обрабатываются керметом в переменном магнитном поле без высокоскоростного трения

Так, если подвергнуть образцы из закаленной стали 60 высокоскоростному трению без смазки в течение 30 с при нагрузке 400 Н, то этот исходный образец получит качественный белый слой.

Дальнейшая обработка этого предварительно подготовленного образца в магнитном поле с продуктами износа, но без высокоскоростного трения дает изменение шероховатости поверхности, представленное кривой 3 на рис. 3. Видно, что обработка образцов частицами износа дает уменьшение шероховатости несмотря на твердый поверхностный белый слой. Очевидно, в продуктах износа, ранее полученных при высокоскоростном трении закаленных образцов из стали 60, содержатся частицы, способные обрабатывать твердый белый слой. Скорее всего, это смесь карбидов и переупрочненных частиц белого слоя более твердых, чем сама поверхность, и приповерхностные объемы испытываемых образцов.

Для сравнения данных, по которым были построены кривые 1-3 на рис.3, приведем результаты опытов по изменению шероховатости закаленных образцов, обработанных с помощью керметов (кривая 4). Применение керметов, как и следовало ожидать, дает большее уменьшение шероховатости, чем продукты износа, и стабильные ее значения уже после двух минут обработки.

Приведенные на рис.2 данные по износу образцов в магнитном поле с применением жидкой смазки, в которую были введены продукты износа, позволили сделать предположение, что наличие в межполюсном промежутке смазки должно отразиться на шероховатости поверхности обрабатываемых образцов, тем более, при использовании поверхностно-активной присадки. Это предположение было проверено экспериментально, что следует из данных на рис. 4.

Кривые 1, 2 на рис. 4 показывают изменение шероховатости поверхности закаленных образцов из стали 60 при обработке без применения магнитного поля, но, соответственно, в масле МС-20 без присадки и с присадкой 2% олеиновой кислоты. Эти кривые необходимы для сравнения с экспериментальными данными, полученными с применением магнитных полей. Из расположения кривых 3, 4 можно сделать вывод, что действие поверхностно-активной присадки существенным образом интенсифицируется при наложении постоянного и, тем более, переменного магнитного поля.

Образующиеся в процессе высокоскоростного трения продукты износа затягиваются магнитным полем в межполюсные зазоры и участвуют в процессе трения и износа образцов. При наличии смазки в межполюсных зазорах продукты износа изменяют износ образцов, причем в большей степени при наложении переменного магнитного поля, чем постоянного. Эти продукты износа от высокоскоростного трения, введенные в межполюсные зазоры, изменяют шероховатость поверхности образцов. Эффективность влияния продуктов износа на шероховатость поверхностей зависит от наличия в межполюсных зазорах смазочного материала и переменности магнитного поля.

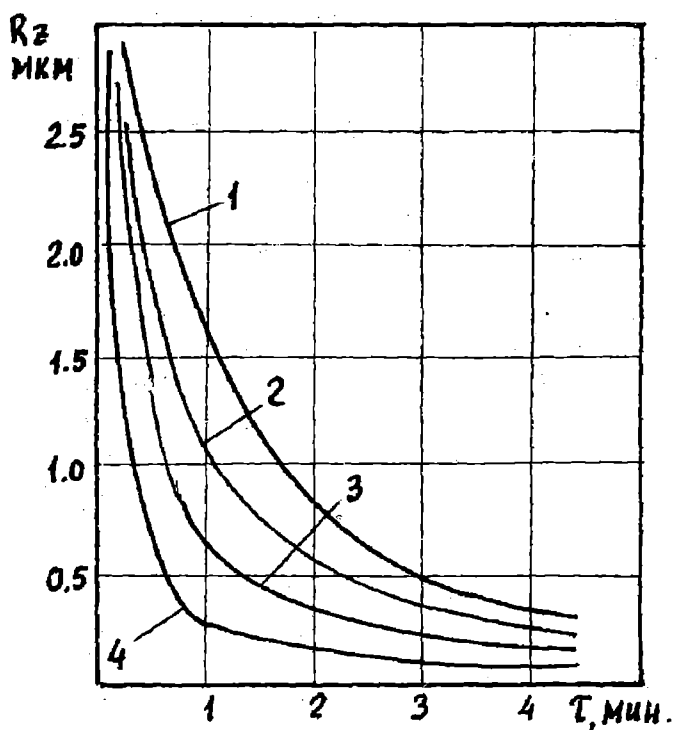


Рис.4. Влияние продуктов износа, смазки, поверхностно-активной присадки и электромагнитных полей на шероховатость образцов из закаленной стали 60 (1,5 м/с; нагрузка $P=0$, напряженность $2 \cdot 10^5$ А/м). Кривые: 1 - масло МС-20, без поля; 2 - масло МС-20+2% олеиновой кислоты, без поля; 3 - масло МС-20+2% олеиновой кислоты, постоянное поле; 4 - масло МС-20+2% олеиновой кислоты; переменное поле

Применение поверхностно-активной присадки к маслу интенсифицирует процесс уменьшения шероховатости поверхности, особенно при использовании переменного магнитного поля, что объяснимо на основе закономерностей проявления эффекта Ребиндера при контактных взаимодействиях и представляет интерес для практического использования.

Приведенные данные позволяют заключить, что продукты износа, образующиеся при высокоскоростном трении влияют на износ и шероховатость поверхности стальных образцов. Это обстоятельство следует учитывать не только при оценке эффективности влияния высокоскоростного трения на износ под воздействием электромагнитных полей, но и при разработке технологических процессов с целью

повышения качества рабочих поверхностей. Важным обстоятельством здесь являются составляющие продуктов износа и особенно частички белых слоев. Управлять процессом формирования шероховатости поверхности можно путем применения смазок с поверхностно-активными присадками, а также с помощью варьирования характеристиками магнитного поля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах. – К.: Техника, 1970. – 396 с.
2. Барон Ю.М. Технология обработки в магнитном поле. – Л.: Машиностроение, 1975. – 128 с.
3. Давыдов Д.Ю., Вишневский В.Е. Влияние добавок в масло порошков окислов железа на приработку и износ трибоэлементов // Проблемы трения и изнашивания. – 1991. – № 40. – С.58-60.
4. Голего Н.Л., Масыгин В.И., Натансон. Методика определения диапазона информативности физико-химических свойств продуктов износа // Проблемы трения и изнашивания. – 1991. – № 40. – С.3-8.
5. Евдокимов В.Д. Реверсивность трения и качество машин. – К.: Техника, 1977. – 148 с.
6. Розенберг Ю.А. Влияние смазочных масел на долговечность и надежность деталей машин – М.: Машиностроение, 1970. – 312 с.
7. Евдокимов В.Д., Ребиндер П.А. О проявлении адсорбционного понижения прочности при реверсивном трении скольжения // ДАН СССР. – 1969. – № 6. – С.48-52.

УДК 620: 178.3

ЕКВІВАЛЕНТНІСТЬ РЕЖИМІВ НАВАНТАЖЕННЯ І ОЦІНКА
ОПОРУ ВТОМЛЕНОСТІ ДЕТАЛЕЙ

М.В. Олійник, О.М. Шумило

Актуальними в проблемі конструкційної міцності при циклічному навантаженні є питання, пов'язані з вибором матеріалу по заданому напрацюванню і визначенням вихідних характеристик опору втомленості деталей по факту зруйнування. Вони вже порушувалися у попередніх працях [1-4]. У цій праці додаються нові відомості до вирішення вказаних питань.

Виходячи з кривої втомленості нової форми з лівим відрізком за степеневою функцією і правим відрізком за уніфікованою функцією Вейбулла, що перетинаються, зв'язків між параметрами цих функцій як моделей відповідних відрізків і схематизованого упорядкованого дискретного режиму навантаження з k сходинками, розташованими у низхідний варіаційний ряд [1-4] (де найбільша напруга σ_1 , а найменша — σ_k), попередньо зведемо дійсний спектр напруг до еквівалентного двоступінчастого режиму з більшою напругою σ_1 дійсного режиму навантаження, і меншою напругою σ_2 , що постає як еквівалент всіх напруг дійсного спектра від другої до останньої. Зведення проводимо на базі лінійної гіпотези підсумування втомленісних пошкоджень, яка незаперечно стверджується за граничним станом деталі — за її зруйнуванням [5]. Оскільки напрацювання N_x -отримане чи заплановане — вважаємо досить великим, то підсумування пошкоджень на рівнях σ_1 і σ_2 еквівалентного двоступінчастого режиму проводимо за правим відрізком кривої втомленості, тобто за уніфікованою функцією Вейбулла.

Зведення дійсного спектра з k сходинками до еквівалентного двоступінчастого спектра — вимушена операція. Справа в тім, що дійсний спектр складається з напруг (чи напруги), що перевищують границю витривалості і, як правило, з напруг, що лежать нижче цієї границі. Останні, хоча може й не всі, а деякі, взаємодіючи з тими, що перебільшують границю витривалості, підключаються до пошкодження матеріалу деталі [6] і їх треба враховувати при підсумуванні пошкоджень. Малі напруги спектра не викликають пошкодження матеріалу деталі, і їх треба вилучати з процесу пошкодження. Але та межа, що відокремлює пошкоджуючі напруги від непошкоджуючих, так звана нижня границя пошкоджуючих напруг, — величина змінна і наперед невідома. Отож замінюючи напруги дійсного спектра від другої до останньої меншою напругою σ_2 еквівалентного двоступінчастого спектра (її не слід

ототожнювати з напругою σ_2 еквівалентного спектра), не відкидаємо роль нижньої границі витривалості пошкоджуючих напруг, лише позбавляємо необхідності обчислювати її.

За умови, що напрацювання N_Σ будуть однаковими для обох спектрів, для еквівалентного двоступінчастого остають відомими: більша напруга σ_1 , напрацювання n_1 при ній до зруйнування деталі, відносна тривалість її дії $\beta_1 = n_1/N_\Sigma$ (ці величини беруться від дійсного спектра напруг), напрацювання n_2 при меншій напрузі σ_2 , $n_2 = N_\Sigma - n_1$, відносна тривалість дії меншої напруги $\beta_2 = n_2/N_\Sigma$. Невідомою залишається сама менша напруга σ_2 , яку треба віднайти і про яку звісно тільки, що вона перевищує границю витривалості σ_R ($\sigma_2 > \sigma_R$).

Визначення двох невідомих - каної границі витривалості σ_R і напруги σ_2 двоступінчастого спектра, тобто можливості замінити конкретний багатоступінчастий спектр з конкретним напрацюванням N_Σ конкретним еквівалентним двоступінчастим спектром, проводимо у такий спосіб. Спочатку покладемо, що лівий і правий відрізки кривої втомленості нової форми перетинаються в точці, ординатою якої слугуватиме напруга σ_1 , яка відома. Тоді, прирівнюючи абсциси цієї точки, знайденими за зв'язками між параметрами лівого і правого відрізків [1-5], запишемо

$$10^{F(\sigma'_R)}/\sigma_1^{f(\sigma'_R)} = 10^{FW(\sigma_R)}/(\sigma_1 - \sigma_R) = \frac{10^{5.1}}{\sigma_1/\sigma_R - 1} = \frac{10^{5.1}}{d - 1},$$

де $d = \sigma_1/\sigma'_R$, а границя витривалості, що відповідає абсцисі N_G точки злому традиційної кривої втомленості з лівим відрізком за степеневою функцією і правим горизонтальним відрізком, позначена штрихом на відзнаку її від границі витривалості σ_R за функцією Вейбулла. Шукана границя витривалості оцінюється із рівняння

$$10^{(\sigma'_R)}/\sigma_1^{f(\sigma'_R)} - 10^{5.1}/(\sigma_1/\sigma'_R - 1) = 0, \quad (1)$$

в якому прийнято $\sigma'_R = \sigma_R$. І вже через одне це оцінка границі витривалості буде наближеною, бо границя витривалості σ'_R віднесена до абсциси N_G , що є обмеженою величиною, яка складає всього декілька мільйонів циклів, а границя σ_R за функцією Вейбулла відповідає нескінченній довговічності.

Проведені спеціальні дослідження показали, що відношення $x = \sigma_R / \sigma'_R$ або різниця $\Delta\sigma_R = \sigma'_R - \sigma_R$ залежать від рівня міцності деталей і мало змінюються з його зростанням. Нехтувати цим не слід при визначенні границі витривалості σ_R по границі витривалості σ'_R чи навпаки. В таблиці 1 наведені результати згаданого дослідження, з яких видно, що границі витривалості σ'_R і σ_R відрізняються мало одна від одної, але відношення x або різниця $\Delta\sigma_R$ досить чутливі характеристики: при незначній зміні їх границя витривалості змінюється в досить помітних межах. Тому й обраховувалися вони ретельно — з трьома-чотирма знаками після коми (таблиця 1).

До вказаного треба додати, що при використанні рівняння (1) може виникнути похибка ще й іншого походження. При відносно високих напругах і незмінному положенні лівого відрізка перетин його з правим відрізком можна здійснити лише при довговічності, помітно меншій за N_G . Для цього доведеться правий відрізок підняти досить високо, тобто штучно збільшити його границю витривалості. Така маніпуляція допустима без помітної похибки границі витривалості в межах зміни абсциси N_G поблизу очікуваного її значення.

Прийнявши одержану з рівняння (1) границю витривалості у першому наближенні як σ'_R , зменшивши її згідно з таблицею 1 на відповідну $\Delta\sigma_R$, а якщо за виразом

$$N_1 = 10^{5.1} / (\sigma_1 / \sigma'_R - 1) \quad (2)$$

довговічність N_1 виявилась набагато меншою за орієнтовне значення N_G то — й на $2\Delta\sigma_R$ можна приблизно знайти σ_R , приступити до синтезування кривої втомленості нової форми з точкою перетину відрізків з абсцисою $N_n = N_G$, тобто оцінити границю витривалості у другому наближенні. Криву втомленості, що має абсцису N_n точки перетину відрізків, яка дорівнює абсцисі N_G традиційної кривої, будемо вважати такою, якою вона і повинна завжди бути, тобто справжньою. Абсцису N_G знаходимо за виразом [5]

$$N_G = 10^{4.25} \cdot \sigma_R^{0.997 - 0.003(0.027\sigma'_R + 1.4)}, \quad (3)$$

який стосується лівого відрізка кривої. Такою ж повинна бути і абсциса за правим відрізком, бо це спільна точка для відрізків

$$N_{II} = N_G = 10^{5.1} / (\sigma'_R / \sigma_R - 1). \quad (4)$$

Зводячи тепер σ_R до σ'_R , тобто приймаючи $\sigma_R = \sigma'_R \cdot x$, де відношення x назначимо з таблиці 1 по границі витривалості у першому наближенні, складаємо рівняння

$$10^{4,25} \cdot \sigma_R^{0,997-0,003(0,027\sigma_R+1,4)} - 10^{5,1} / (1/x - 1) = 0, \quad (5)$$

з якого знаходимо границю витривалості σ'_R , а по ній за таблицею 1 — і границю витривалості σ_R . Цій границі витривалості за функцією правого відрізка кривої втомленості при відомій напрузі σ_1 відповідає довговічність N_1 згідно з формулою (2), в якій замість σ'_R тепер підставляємо σ_R .

Таблиця 1. Залежності поміж границями витривалості відрізків кривої втомленості нової форми, підпорядкованими степеневому і Вейбулла рівнянням

σ_R , МПа	m	N_G	σ_R , МПа	x	$\Delta\sigma_R$, МПа
1	2	3	4	5	6
100	4,10	1,657E+06	92,9	0,9294	7,060
110	4,37	1,813E+06	102,9	0,9351	7,141
120	4,64	1,968E+06	112,8	0,9399	7,215
130	4,91	2,121E+06	122,7	0,9440	7,285
140	5,18	2,272E+06	132,6	0,9475	7,351
150	5,45	2,421E+06	142,6	0,9506	7,415
160	5,72	2,569E+06	152,5	0,9533	7,476
170	5,99	2,714E+06	162,5	0,9557	7,535
180	6,26	2,859E+06	172,4	0,9578	7,593
190	6,53	3,001E+06	182,4	0,9597	7,649
200	6,80	3,142E+06	192,3	0,9615	7,705
210	7,07	3,281E+06	202,2	0,9630	7,760
220	7,34	3,418E+06	212,2	0,9645	7,814

Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5	6
230	7,61	3,554E+06	222,1	0,9658	7,868
240	7,88	3,688E+06	232,1	0,9670	7,922
250	8,15	3,820E+06	242,0	0,9681	7,975
260	8,42	3,951E+06	252,0	0,9691	8,028
270	8,69	4,080E+06	261,9	0,9701	8,081
280	8,96	4,208E+06	271,9	0,9709	8,134
290	9,23	4,333E+06	281,8	0,9718	8,187
300	9,50	4,458E+06	291,8	0,9725	8,240
310	9,77	4,580E+06	301,7	0,9732	8,293
410	12,47	5,717E+06	401,2	0,9785	8,833
420	12,74	5,823E+06	411,1	0,9788	8,889
430	13,01	5,926E+06	421,1	0,9792	8,944
440	13,28	6,028E+06	431,0	0,9795	9,001
450	13,55	6,129E+06	440,9	0,9799	9,057
460	13,82	6,228E+06	450,9	0,9802	9,114
470	14,09	6,326E+06	460,8	0,9805	9,171
480	14,36	6,422E+06	470,8	0,9808	9,228
490	14,63	6,517E+06	480,7	0,9810	9,286
500	14,90	6,610E+06	490,7	0,9813	9,344

Для подальшого уточнення границі витривалості σ_R обчислимо довговічність N_2 , що відповідає меншій напрузі σ_2 еквівалентного двохступінчастого спектра, виходячи з лінійної гіпотези підсумування втомленісних пошкоджень, за якою $n_1/N_1 + n_2/N_2 = 1$. Маємо

$$N_2 = \frac{N_1 n_2}{N_1 - n_2} = \frac{N_1 \beta_1}{N_1/N_\Sigma - \beta_1} \quad (6)$$

З формули (6) видно, що сумарне напрацювання N_Σ , зазвичай обчислюване за формулою, що випливає з формули (6),

$$N_\Sigma = 1/(\beta_1/N_1 + \beta_2/N_2), \quad (7)$$

при незмінних координатах $lg N_1$, $lg \sigma_1$ точки, наперед відомої, і режимі навантаження (сталими β_1 і β_2) залежить виключно від довговічності N_2 , а значить від напруги σ_2 . Між іншим, як і довговічність N_2 виключно залежить з цих умов від напрацювання N_Σ . При незмінній границі витривалості σ_R деталей напрацювання N_Σ можна збільшити за рахунок зменшення напруги σ_2 (збільшення довговічності N_2) аж поки відношення N_1/N_Σ за формулою (6) не спаде до відношення β_1 . Позначаючи відношення $f = \sigma_2/\sigma_R$ і приймаючи до уваги, що границя σ_R відповідає безконечна довговічність, можна стверджувати, що відношення f може приймати теоретично дуже малі значення, але не досягати одиниці. Отже, відношення f при незмінних вихідній міцності деталей і режимі навантаження залежить від напрацювання N_Σ . Варіюючи напрацюванням N_Σ в зазначених межах, можна одержати те чи інше значення відношення f .

Відношення f визначається за формулою

$$f = 1 + \frac{10^{5.1}}{N_2}, \quad (8)$$

де довговічність N_2 обумовлюється виразами (6) і (7), наданими лінійною гіпотезою підсумування пошкоджень, завжди більша, хоча інколи і не набагато більша за напрацювання N_Σ . Тому обчислення відношення f за формулою (8) з використанням напрацювання N_Σ замість довговічності N_2 призведе до завищеного значення відношення f .

Наявність даних, обчислених за формулою (2)-(8), дозволяє визначити напругу σ_2 за функцією правого відрізка кривої втомленості нової форми

$$\begin{aligned} (\sigma_1 - \sigma_R) N_1 &= (\sigma_2 - \sigma_R) N_2 \\ &\quad i \\ \sigma_2 &= \sigma_R + (\sigma_1 - \sigma_2) \frac{N_1}{N_2}, \end{aligned} \quad (9)$$

де σ_R знайдено у попередньому наближенні; N_1 — обчислено за формулою (2) з використанням σ_R у попередньому наближенні замість σ'_R ; N_2 — обчислимо за формулою (6). За формулами (8) і (9) у поточному наближенні виходить

$$\sigma_R = \sigma_2 / f. \quad (10)$$

Наведеними міркуваннями і визначенням напруги σ_2 еквівалентного двоступінчастого режиму завершується еквівалентний перехід від багаступінчастого режиму до двохступінчастого. Він характеризується тим, що при незмінній міцності деталей в залежності від напруження N_Σ відшукується напруга σ_2 і відношення f , які постають функціями напруження. Природно, що зафіксувавши відношення f , в залежності від напруження N_Σ можна відшукати границю витривалості σ_R , тобто по заданому напруженню підібрати матеріал по потрібній границі витривалості. Отож наступне наближення проводимо на терені еквівалентного переходу від двоступінчастого режиму з напругами σ_1 і σ_2 до регулярного режиму з напругою σ_1 , яку вважаємо відомою.

Умову еквівалентності виходячи із функції правого відрізка кривої втомленості запишемо у вигляді

$$(\sigma_1 - \sigma_R)n_1 + (\sigma_2 - \sigma_R)n_2 = (\sigma_1 - \sigma_R)N_1. \quad (11)$$

Поділивши вираз (11) на $(\sigma_1 - \sigma_R)$, будемо мати

$$n_1 + \frac{\sigma_2 - \sigma_R}{\sigma_1 - \sigma_R} n_2 = N_1. \quad (12)$$

З виразу (12) одержимо

$$N_\Sigma \left(\beta_1 + \frac{f-1}{d-1} \beta_2 \right) = \frac{10^{5.1}}{d-1}, \quad (13)$$

ліву і праву частину виразу (13) поділимо на N_Σ і помножимо на $d-1$ і запишемо

$$(d-1)\beta_1 = \frac{10^{5.1}}{N_\Sigma} - (f-1)\beta_2.$$

Нарешті з виразу (14) знайдемо

$$\begin{aligned} d &= \left[\beta_1 + 10^{5.1}/N_\Sigma - (f-1)\beta_2 \right] / \beta_1 = \\ &= 1 + \left[10^{5.1}/N_\Sigma - (f-1)\beta_2 \right] / \beta_1. \end{aligned} \quad (15)$$

Знайшовши за виразом (15) відношення d , яке і визначає границю витривалості по відомій нарузі σ_1 , будемо мати

$$\sigma_R = \sigma_1 / d. \quad (16)$$

$$\sigma_R = \sigma_1/d. \quad (16)$$

Відношення f у виразі (15) прийнято сталим за даними попередніх розрахунків. Це треба розуміти так, що за дослідом, в якому було отримано напрацювання N_Σ , знайдено відносну границю витривалості σ_R і відношення f , яке тепер для виразів (13)-(15) вважається сталим і яке відповідає знайденій границі витривалості, і сталому відношенню d . Як вже підкреслювалось, при сталому відношенні d зміна напрацювання N_Σ веде до відповідної зміни відношення f . При сталому відношенні f зміна напрацювання N_Σ веде до зміни відношення d , тобто потрібної границі витривалості. Це цілком логічно: якщо треба забезпечити більше напрацювання N_Σ за рівних умов (при сталому ж f), то треба мати міцніший матеріал (більшу границю витривалості).

З виразу (15) це наглядно видно: при більшому N_Σ відношення d зменшується, а значить за формулою (16) границя витривалості збільшується, як і повинно бути. Задаючись потрібним напрацюванням N_Σ на базі попередньо обґрунтованого відношення f за виразами (15) і (16) легко відшукати для даного режиму навантаження потрібну границю витривалості, провести належний вибір матеріалу по цій границі витривалості [1-4]. Таким чином, проведенням низки обмежень вдалося позбутися зайвого невідомого і вирішити поставлене вище питання.

ЛІТЕРАТУРА

1. Шумило О.М. До вибору матеріалу для виготовлення відповідальних деталей // Вісник, Вип. 2. Одеса: ОДМУ, 1998. – С. 15-19.
2. Шумило А.Н. Вероятностная оценка срока службы деталей по уровню их прочности // Тема. - 1999. - № 2. - С. 45-48.
3. Шумило О.М. Обґрунтований вибір матеріалу для деталей, що підлягають циклічному навантаженню // Вісник. Вип. 4. Одеса: ОДМУ, 1998. – С. 35-46.
4. Олейник Н.В., Шумило А.Н. Выбор материала деталей по заданной наработке // Тема. - 1999. - № 3. - С. 3-11.
5. Олійник М.В., Омельченко Ю.М., Немчук О.О. Конструкційна міцність деталей за результатами випробувань і розрахунків. - Одеса: АстроПринт, 1999. - 152 с.
6. Когарев В.П., Дроздов Ю.Н. Прочность и износостойкость деталей машин. - М.: Высшая школа, М., 1991. - 320 с.

УДК 629.12-233

СОПОСТАВЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНЫХ ПОЛОЖЕНИЙ ОСИ
ВАЛОПРОВОДА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБАХ ЦЕНТРОВКИ

В.В.Груздев

На судоремонтных заводах применяются, в основном, два способа центровки судовых валопроводов: по изломам и смещениям в соединениях валов и по нагрузкам на подшипниках. Величины допустимых расцентровок по первому способу центровки для большинства судов приведены в технических условиях на ремонт [1]. При втором способе центровки расчетные нагрузки на подшипники определяются в соответствии с методиками, изложенными в [2] и [3].

В литературе [4, 5] неоднократно рассматривались различные экономические и технические аспекты указанных методов центровки. В предлагаемой статье разработана методика и выполнено сопоставление предельных положений оси валопровода при центровке по изломам и смещениям в соединениях валов, когда допускаемые величины отклонений принимаются в соответствии с техническими условиями на ремонт [6, 7] и по нагрузкам на подшипниках, когда расчетные нагрузки определены в соответствии с обязательным Приложением I [2].

В качестве параметров, рекомендуемых для проведения такого сопоставления, предлагаются ординаты расчетных опор гребного вала y_1 и y_2 (рис.1), определяющие положение общей оси дейдвудного устройства относительно теоретической оси валопровода (оси главного двигателя). Положения расчетных опор вдоль оси дейдвудного устройства устанавливаются согласно правилам приложения I [2]. Так, например, для случая неметаллических подшипников кормовая расчетная опора смещена в нос от кормового торца кормовой дейдвудной втулки на расстояние, равное диаметру облицовки гребного вала, а носовая расположена посредине набора носовой дейдвудной втулки.

Выбор ординат y_1 и y_2 для сравнения предельных положений оси валопровода при двух способах центровки обусловлен следующим:

- данные ординаты дают наглядное представление о допустимой несоосности общей оси дейдвудного устройства относительно оси главного двигателя;

- методикой ОСТ 5.4368 данные величины используются в качестве осей координат номограммы контролируемых параметров в вертикальной плоскости для центровки валопровода по нагрузкам на подшипниках;

- между ординатами y_1 и y_2 и изломами φ_1 и смещениями δ_1 в соединениях валов существуют зависимости, которые позволяют рассчитать y_1 и y_2 , соответствующие значениям φ_1 и δ_1 . Эти зависимости

имеют вид алгебраических сумм

$$\left. \begin{aligned} y_1 &= \sum l_{1i} \cdot \varphi_i + \sum \delta_i \\ y_2 &= \sum l_{2i} \cdot \varphi_i + \sum \delta_i \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Величины, входящие в уравнения (1), приведены на рис.1.

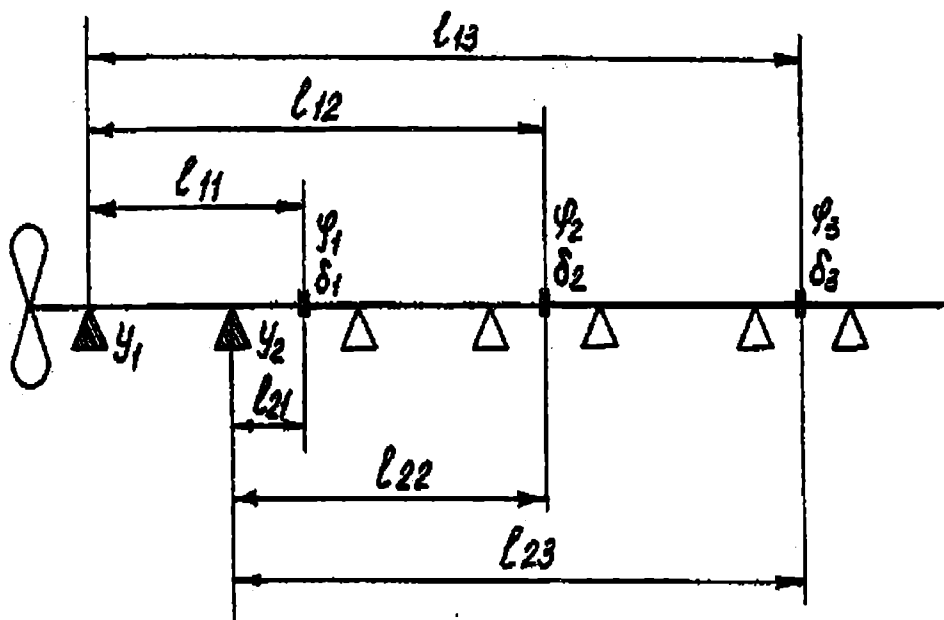


Рис.1. Схема валопровода

Номограммы контролируемых параметров для центровки валопровода по нагрузкам на подшипники согласно [2] строятся в два этапа. На первом в координатах y_1 и y_2 определяется область (поле) допустимых отклонений от соосности общей оси дейдвудного устройства и оси главного двигателя. Для этого по результатам расчета технологических параметров центровки в координатах $y_1 - y_2$ наносятся крайние и промежуточные точки 1,2,3 и 4. Затем они последовательно соединяются между собой отрезками прямых линий. Полученный четырехугольник (если число промежуточных точек более двух - многоугольник) ограничивает поле номограммы допусков соосности (см. рис. 2). Все точки, лежащие внутри четырехугольника и на его сторонах, обеспечивают надежную работу валопровода в течение всего межремонтного

периода эксплуатации судна. На втором этапе на поле номограммы наносится сетка прямых линий, позволяющая определять расчетные нагрузки на опорных подшипниках валопровода.

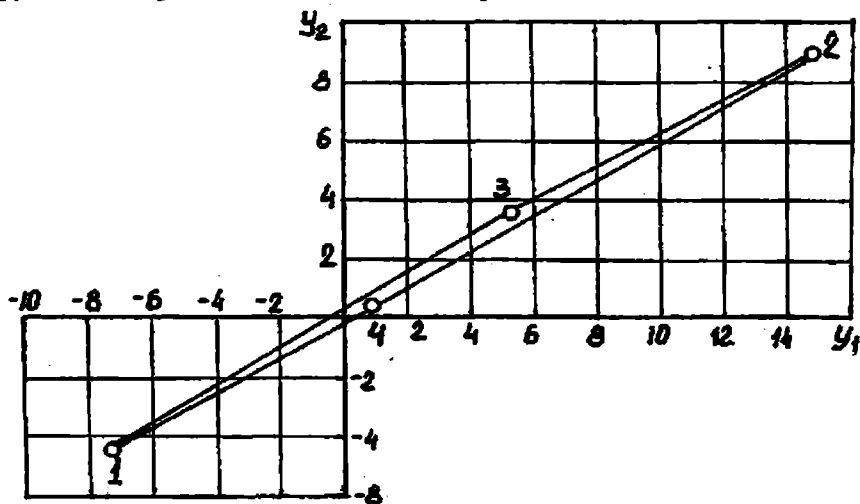


Рис. 2. Номограмма допусков соосности в вертикальной плоскости валопровода [9]

Способ определения границ области ординат y_1 и y_2 , соответствующих допускаемым значениям изломов и смещений в соединениях валопровода, рассмотрен на примере валопровода с одним промежуточным валом (рис.3).

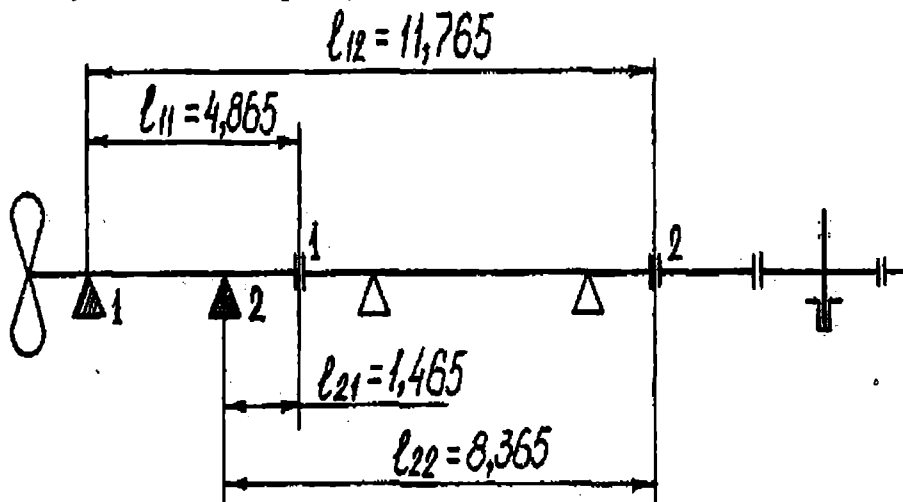


Рис. 3. Схема валопровода с одним промежуточным валом

В табл. 1 приведены величины допускаемых отклонений для случая замены набора дейдвудных подшипников и перецентровок валопровода [6], а в табл. 2 сведены результаты расчетов значений y_1 и y_2 с помощью уравнений (1) для различных комбинаций предельных значений изломов и смещений в соединениях валопровода.

Таблица 1. Допускаемые величины отклонений

Наименование соединения	Смещение, мм	Излом, мм/м
Гребной вал - промежуточный вал	$\pm 0,25$	$\pm 0,30$
Промежуточный вал - промежуточный вал	$\pm 0,10$	$\pm 0,15$

Таблица 2. Расчетные значения y_1 и y_2

№ точки	Величины отклонений в соединениях валопровода				Расчетные опоры	
	φ_1	δ_1	φ_2	δ_2	y_1	y_2
1	0,30	0	0	0	1,46	0,44
2	-0,30	0	0	0	-1,46	-0,44
3	0	0	0,15	0	1,76	1,25
4	0	0	-0,15	0	-1,76	-1,25
5	0,30	0	0,15	0	3,22	1,69
6	0,30	0	-0,15	0	-0,30	-0,81
7	-0,30	0	0,15	0	0,30	0,81
8	-0,30	0	-0,15	0	-3,22	-1,69
9	0,30	0,25	0,15	0,10	3,57	2,04
10	-0,30	-0,25	-0,15	-0,10	-3,57	-2,04

Последовательно рассмотрим следующие частные случаи:

1. $-0,30 \leq \varphi_1 \leq 0,30$; $\delta_1=0$; $\varphi_2=0$; $\delta_2=0$. В этом случае в соответствии с системой (I) и рис.3

$$Y_1 = 4,865\varphi_1; \quad Y_2 = 1,465\varphi_1. \quad (2)$$

Таким образом, для рассматриваемого случая система (1) преобразуется в параметрическое уравнение прямой линии, проходящей через начало координат (линия 1-2 на рис.4).

2. $\varphi_1 = 0; \delta_1 = 0; -0,15 \leq \varphi_2 \leq 0,15; \delta_2 = 0$. По аналогии (линия 3-4 на рис.4)

$$y_1 = 11,765\varphi_2; y_2 = 8,365\varphi_2 \quad (3)$$

3. $-0,30 \leq \varphi_1 \leq 0,30; \delta_1 = 0; -0,15 \leq \varphi_2 \leq 0,15; \delta_2 = 0$.

Для данного случая система (1) примет вид

$$\left. \begin{aligned} y_1 &= 4,865\varphi_1 + 11,765\varphi_2 \\ y_2 &= 1,465\varphi_1 + 8,365\varphi_2 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Возможны два способа построения поля допустимых значений y_1 и y_2 - аналитический и геометрический.

При аналитическом способе рассчитываются предельные значения ординат y_1 и y_2 , соответствующие четырем комбинациям предельно допустимых значений φ_1 и φ_2 . Соответствующие точки 5, 6, 7, 8 приведены в табл.2 и на рис.4. Соединив эти точки прямыми линиями, получаем четырехугольник 5, 7, 8, 6, ограничивающий поле допустимых значений y_1 и y_2 .

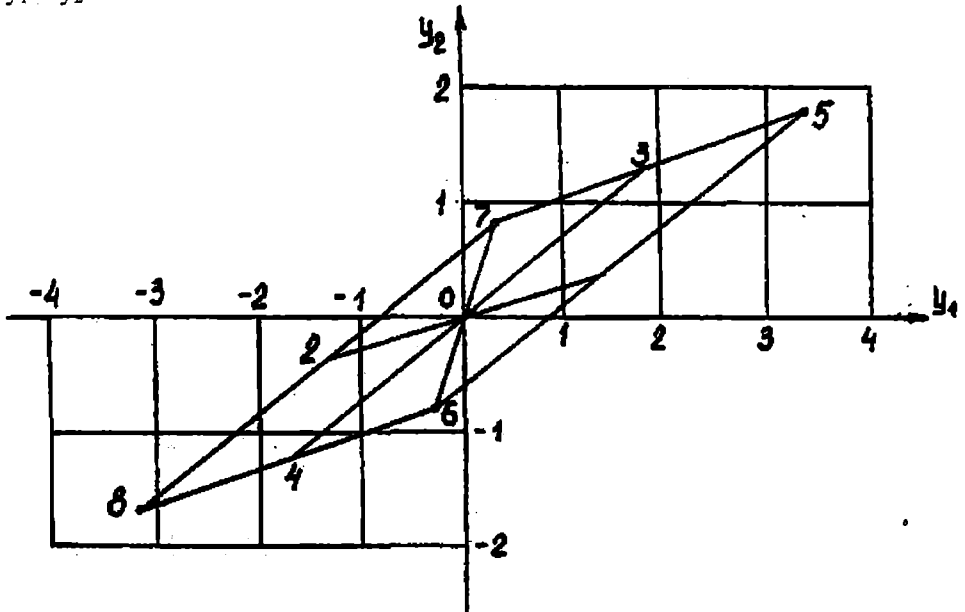


Рис. 4. Поле допустимых значений y_1 и y_2 по изломам в соединениях валов

Геометрически данный четырехугольник может быть построен, если через точки 3 и 4 провести прямые, параллельные прямой 1-2, а через

точки I и 2 - прямые, параллельные прямой 3-4. Геометрический способ построения поля допусков следует из характера уравнений, входящих в систему (4).

$$4. \varphi_1=0; -0,25 \leq \delta_1 \leq 0,25; \varphi_2=0; -0,10 \leq \delta_2 \leq 0,10.$$

В этом случае

$$y_1 = y_2 = \delta_1 + \delta_2. \quad (5)$$

Системе (5) соответствует прямая, проходящая через начало координат под углом наклона 45° . Координаты концов отрезка прямой, соответственно, равны

$$y_1^I = y_2^I = 0,25 + 0,10 = 0,35 \text{ мм};$$

$$y_1^{II} = y_2^{II} = (-0,25) + (-0,10) = -0,35 \text{ мм}.$$

Для определения границ поля допустимых значений y_1 и y_2 соответствующих величинам изломов и смещений в соединениях валопровода, лежащим в пределах допусков (см. табл.1). Достаточно построить четырехугольник 5, 7, 8, 6, а затем на вершинах четырехугольника, как на началах координат, провести отрезки прямых под углом 45° и нанести точки с ординатами $\pm 0,35$ мм. Соединив эти точки прямыми, получим полное поле допустимых значений y_1 и y_2 (см. рис.5).

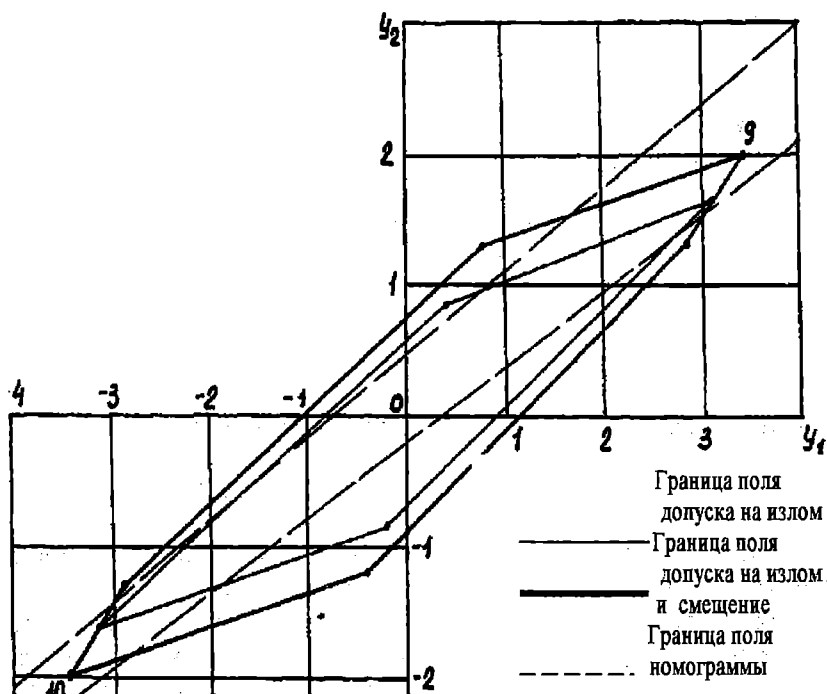


Рис. 5. Поле допустимых значений y_1 и y_2 по изломам и смещениям в соединениях валов

На этом же рисунке пунктирными линиями показаны границы номограммы допусков соосности валопровода, рассчитанных по методике [9].

На рис.6 показаны положения оси валопровода, соответствующие приведенным в табл.2 различным комбинациям значений изломов и смещений в соединениях валопровода

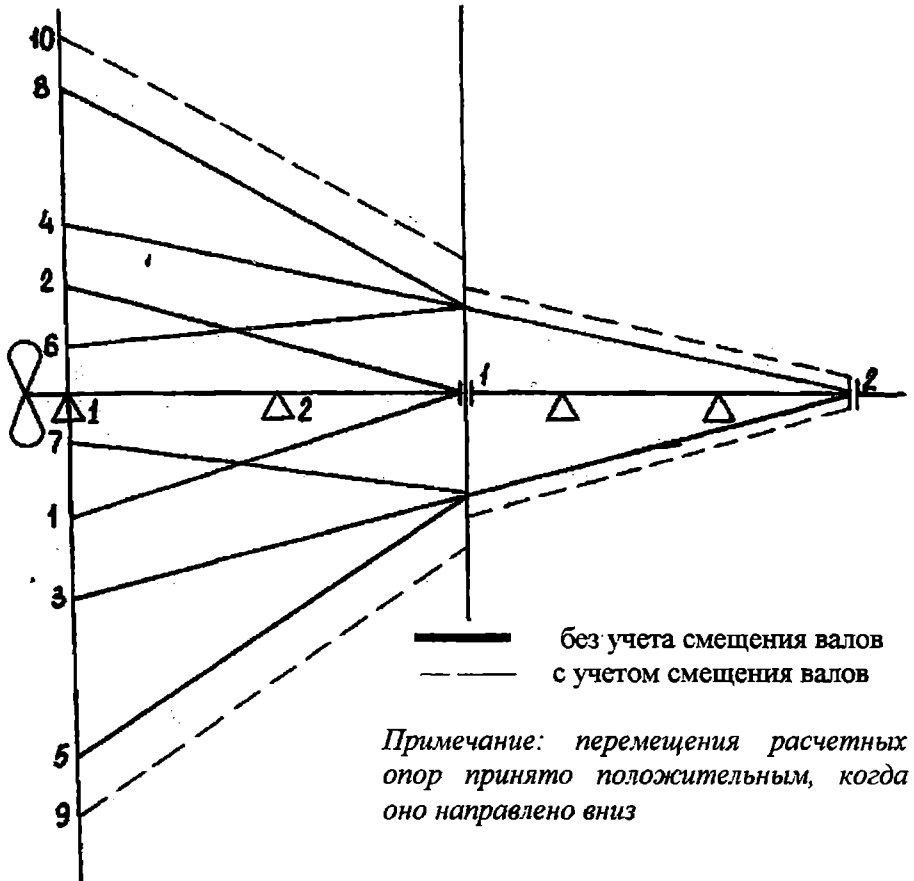


Рис. 6. Схема предельных положений оси валопровода

Проанализируем полученные результаты для валопровода с одним промежуточным валом. Как видно из рис.5, поле допускаемых значений u_1 и u_2 для способа центровки по изломам и смещениям незначительно шире поля номограммы допусков соосности при центровке по нагрузкам на подшипники. В то же время крайние точки номограммы допусков соосности (см. рис.2) удалены от начала координат на значительно

большее расстояние, чем крайние точки 9 и 10 поля допустимых значений (рис.5). Последнее обстоятельство, как показывает практика ремонта судовых валопроводов [8], используется при ремонте и позволяет без снижения надежности и долговечности валопровода существенно уменьшить объемы ремонтных работ и сроки стоянки судна в ремонте.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Каталог нормативно-технической документации по судоремонту. 902-113.020/ЧЦПКБ.- Одесса, 1985.-107 с.*
2. *ОСТ 5.4368. Валопроводы судовые движительных установок. Монтаж. Технические требования, правила приемки и методы контроля/ЦНИИТС.- Ленинград, 1983.-143 с.*
3. *ОСТ 15.335. Валопроводы судовые. Центровка на ремонтируемых судах. Технические требования и типовые технологические процессы / ЦКТИ судоремонта .- Таллин, 1985.-328 с.*
4. *Марков А.П., Белозеров А.В., Лифсон О.А. Совершенствование центровки судовых валопроводов // Технология судостроения, 1977. №7. С. 142-150.*
5. *Беньковский Д.Д., Сторожев В.П., Кондратенко В.С. Технология судоремонта. - М.: Транспорт, 1986. -286 с.*
6. *ТУ 480-142-71. Валопроводы судов. Технические условия на ремонт / ЧЦПКБ. - Одесса, 1971.-57 с.*
7. *УР 31-480-202-73. Валопроводы судов. ЧЦПКБ. - Одесса, 1973.-57 с.*
8. *Захаров И.С. Опыт центровки судовых валопроводов//Судоремонт флота рыбной промышленности, 1983. №51. С. 15-16.*

УДК 536.7.1:621.564.2

ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПОНЕНЦИАЛЬНЫХ ЧЛЕНОВ
ЭМПИРИЧЕСКОГО УРАВНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ

А. В. Богданов, А. А. Вассерман, Д. В. Фоминский

Проблема составления уравнений состояния газов и жидкостей до сих пор остается актуальной, поскольку для многих отраслей техники требуются данные о термодинамических свойствах новых рабочих веществ, а весь комплекс таких данных может быть получен с помощью уравнения состояния. В частности, для проектирования и эксплуатации холодильных установок, в том числе и судовых, необходимо знать свойства озонобезопасных хладагентов, которыми в соответствии с международными соглашениями [1, 2] заменяют традиционные хладагенты.

Последние 30 лет многими авторами [3–6 и др.] используется так называемое фундаментальное уравнение состояния для газа и жидкости в форме

$$\frac{F(\omega, \tau)}{RT} = \alpha_0(\omega, \tau) + \alpha(\omega, \tau), \quad (1)$$

где $F(\omega, \tau)$ – свободная энергия Гельмгольца; R – газовая постоянная; T – абсолютная температура; $\alpha_0(\omega, \tau)$ и $\alpha(\omega, \tau)$ – идеально-газовая и реальная части свободной энергии; $\omega = \rho / \rho_c$ – приведенная плотность; $\tau = T / T_c$ – приведенная температура; индексом c обозначены критические параметры.

Функция $\alpha_0(\omega, \tau)$ может быть определена на основании данных об изобарной теплоемкости в идеально-газовом состоянии. Функция $\alpha(\omega, \tau)$ определяется по данным о термодинамических свойствах реального газа и может быть представлена в виде

$$\alpha(\omega, \tau) = \sum_i \sum_j b_{ij} \frac{\omega^i}{\tau^j} + \exp(-\omega^m) \sum_q \sum_p b_{qp} \frac{\omega^q}{\tau^p}. \quad (2)$$

В работе [7] показано, что включение в уравнение (1, 2) слагаемых, содержащих экспоненту от плотности, позволяет повысить точность аналитического описания данных о плотности в 1,3–2,1 раза по сравнению с уравнением, не содержащим таких слагаемых. Эти исследования были выполнены на основании данных для метана, рассчитанных по единому уравнению состояния [6], которое с высокой точностью описывает

экспериментальные данные для этого хорошо исследованного вещества в широкой области параметров.

При составлении уравнений в работе [7] использованы данные о плотности и удельной изохорной теплоемкости, а также обеспечено удовлетворение правилу Максвелла. Для моделирования процесса составления уравнения состояния по экспериментальным данным, имеющим погрешность, в расчетные значения свойств была внесена случайная погрешность, распределенная по нормальному закону в пределах $\pm 0,05\%$ для плотности и $\pm 0,5\%$ для теплоемкости. Исследование проводилось для двух случаев: отсутствия экспоненциальных членов и их наличия при $m = 2$.

Следует отметить, что необходимые данные о свойствах метана были получены с помощью уравнения состояния, содержащего экспоненциальные члены с различными значениями показателя степени [6]. Возможно, это могло оказать определенное влияние на полученные результаты, тем более что внесенные случайные погрешности были невелики.

В настоящей работе предпринято более детальное исследование влияния экспоненциальных членов на точность аппроксимации экспериментальных данных. Исследовано качество описания массивов опытных данных о свойствах озонобезопасных хладагентов R32 и R125 при отсутствии экспоненциальных членов, а также при их наличии и показателе степени плотности m от 1 до 6 (поскольку в работах [3-6] этот показатель варьируется в пределах 1-5). Используются данные о плотности в однофазной области и в состоянии насыщения и об изохорной теплоемкости c_v . По сравнению с работой [7] дополнительно включены данные [13] о теплоемкости жидкости вдоль кривой насыщения c_s . Краткая характеристика использованных экспериментальных данных приведена в табл. 1.

Значения давления и плотности обоих веществ на кривой насыщения рассчитаны при фиксированных температурах с шагом 5 К по вспомогательным уравнениям, имеющимся в работе Ауткольт и Мак Линдена [12]. Количество рассчитанных данных и соответствующий диапазон параметров для каждого вещества указаны в табл. 1. Эти же данные использованы и при добавлении в минимизируемый функционал слагаемых для удовлетворения правилу Максвелла.

По сравнению с данными о плотности, использованными для составления уравнений состояния R32 и R125 в [17], нами были исключены результаты ряда авторов, а из оставшихся экспериментальных данных дополнительно исключены некоторые точки. Это сделано для того, чтобы иметь в максимальной степени согласованные массивы данных для более тщательного сопоставления точности отдельных уравнений. С этой же целью нами использованы вспомогательные

уравнения [12] для расчета свойств на кривой насыщения, поскольку именно они лучше всего согласуются с многочисленными экспериментальными данными де Вриза [8] для однофазной области. В итоге общее число экспериментальных точек в массивах $p-\rho-T$ данных с учетом кривой насыщения составило 1542 для R32 и 1412 для R125.

Таблица 1. Перечень $p-\rho-T$ и других данных, использованных для составления единых уравнений состояния R32 и R125

Вещество	Автор	Источник	Число точек	Область параметров		Погрешность, принятая при расчете весов, %
				ΔT , К	ΔP , МПа	
R32	де Вриз	[8]	1149	224-433	0,02-20,6	0,05
	Мейдж	[9]	135	142-396	3,8-35	0,03
	Хольст	[10]	103	150-375	1,5-72	0,10
	Женг и соавторы	[11]	73	290-370	0,13-4,3	0,10
	Ауткольт и Мак Линден, ρ'	[12]	41	140-340	0,00008-4,6	0,05
	Ауткольт и Мак Линден, ρ''	[12]	41	140-340	0,00008-4,6	0,10
	Люддек и Мейдж, C_V	[13]	73	153-341	5,2-31	0,70
	Люддек и Мейдж, C_S	[13]	101	145-342	0,0002-4,8	0,70
R125	де Вриз	[8]	961	243-413	0,02-19,8	0,05
	Мейдж	[9]	77	178-398	3,6-35	0,03
	Бойз и Вебер	[14]	80	273-363	0,03-4,6	0,05
	Йе, Сато и Ватанейб	[15]	34	360-390	0,16-3,6	0,10
	Хольст	[16]	198	180-480	0,2-68	0,10
	Ауткольт и Мак Линден, ρ'	[12]	31	180-330	0,006-3	0,05
	Ауткольт и Мак Линден, ρ''	[12]	31	180-330	0,006-3	0,10
	Люддек и Мейдж, C_V	[13]	99	200-340	3,8-33	0,70
	Люддек и Мейдж, C_S	[13]	93	175-278	0,0037-0,78	0,70

Значения статистических весов, с которыми данные включались в регрессионную матрицу, рассчитаны по формулам, приведенным в [7].

Уравнения для изобарной теплоемкости в идеально-газовом состоянии, необходимые для учета калорических свойств при формировании этой матрицы, взяты из [17].

При составлении уравнений состояния применялся хорошо зарекомендовавший себя ранее метод пошагового регрессионного анализа [18]. Метод позволяет составлять уравнения с оптимальным набором статистически значимых коэффициентов. Члены уравнений выбирались из банка, содержащего в полиномиальной части 80 членов со степенями ω от 1 до 10 и степенями τ от 0 до 7 и в экспоненциальной части 60 слагаемых со степенями ω от 1 до 10 и степенями τ от 1 до 6. Структура уравнения соответствует формуле (2).

Для каждого вещества на основании подготовленного массива экспериментальных данных составлялось по 6 серий уравнений состояния с различным числом коэффициентов с показателем степени m в формуле (2) от 1 до 6 и серия уравнений, не содержащих экспоненциальных членов. Последняя составлялась с использованием только первой части банка слагаемых (80 членов). Внутри каждой серии выбирались уравнения с числом коэффициентов 20, 25, 30, 35, 40, 45 при минимально возможных значениях средних квадратических отклонений экспериментальных данных от рассчитанных по уравнениям.

Средние квадратические отклонения определялись отдельно для каждой категории исходных данных. При расчете этих отклонений с целью уменьшения их амплитуды не учитывались 9 точек для R32 и семь точек для R125 в критической области из массива де Вриза [8], а также значения отклонений на кривой насыщения при $T = 140$ К для R32. Для сопоставления с исходными значениями плотности насыщенных пара и жидкости и давления насыщения соответствующие расчетные данные определялись по единому уравнению состояния на основании правила Максвелла.

На рис. 1 и 2 представлены графики средних квадратических отклонений экспериментальных данных о плотности, изохорной теплоемкости, теплоемкости жидкости вдоль кривой насыщения и данных [12] о давлении насыщенного пара от значений, рассчитанных по уравнению состояния. Ввиду того, что отклонения для уравнений, содержащих 20 коэффициентов, значительно превышают отклонения, полученные во всех остальных случаях, графики построены для диапазона 25 – 45 коэффициентов. В нескольких сериях не удалось получить уравнения с числом коэффициентов $n = 45$. Вероятно, это связано с плохой обусловленностью соответствующих регрессионных матриц, содержащих большое число членов, которые определяются на основе экспериментальных данных с присущими им погрешностями.

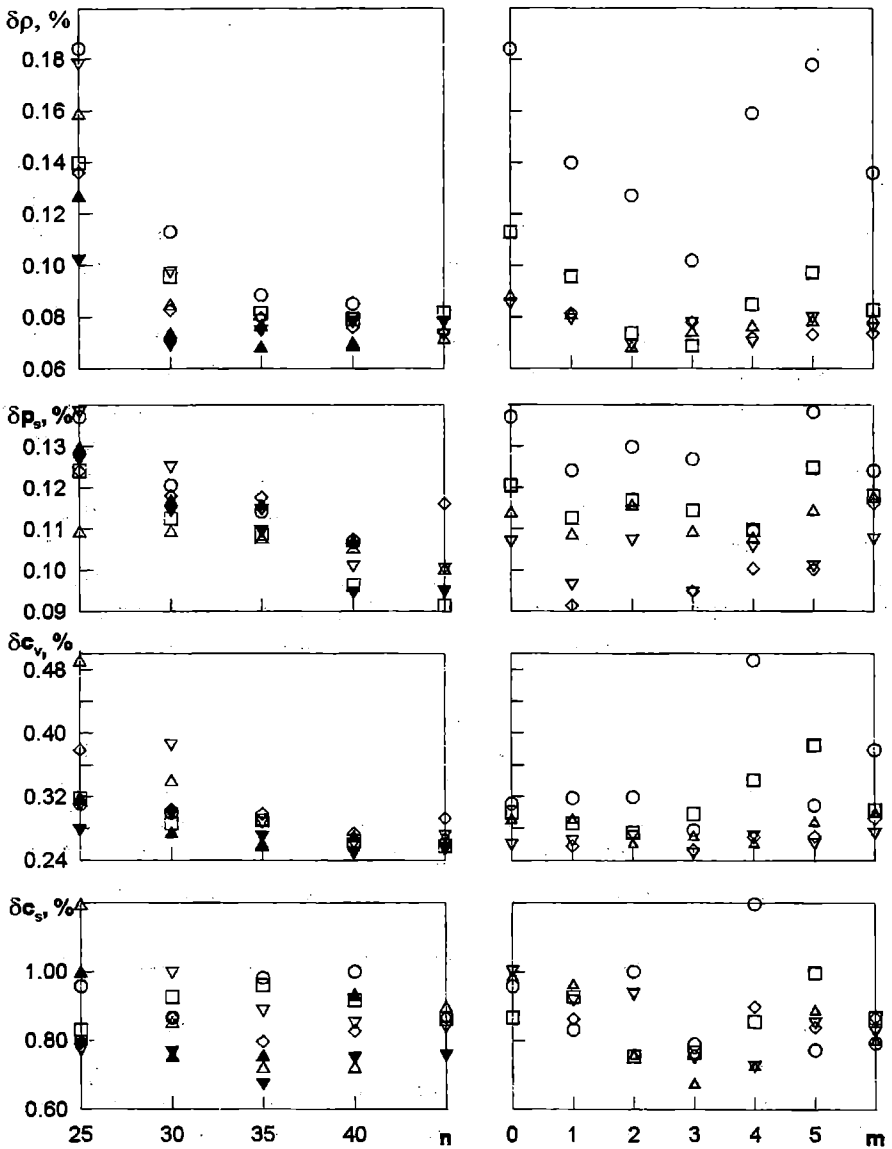


Рис. 1. Средние квадратические отклонения опытных значений термодинамических свойств хладагента R32 от рассчитанных по уравнениям состояния как функции числа коэффициентов n и показателя степени плотности m в уравнении

Для левой колонки:

- | | | | |
|---|---------|---|---------|
| ○ | $m = 0$ | △ | $m = 4$ |
| □ | $m = 1$ | ▽ | $m = 5$ |
| ▲ | $m = 2$ | ◇ | $m = 6$ |
| ▼ | $m = 3$ | | |

Для правой колонки:

- | | | | |
|---|----------|---|----------|
| ○ | $n = 25$ | ▽ | $n = 40$ |
| □ | $n = 30$ | ◇ | $n = 45$ |
| △ | $n = 35$ | | |

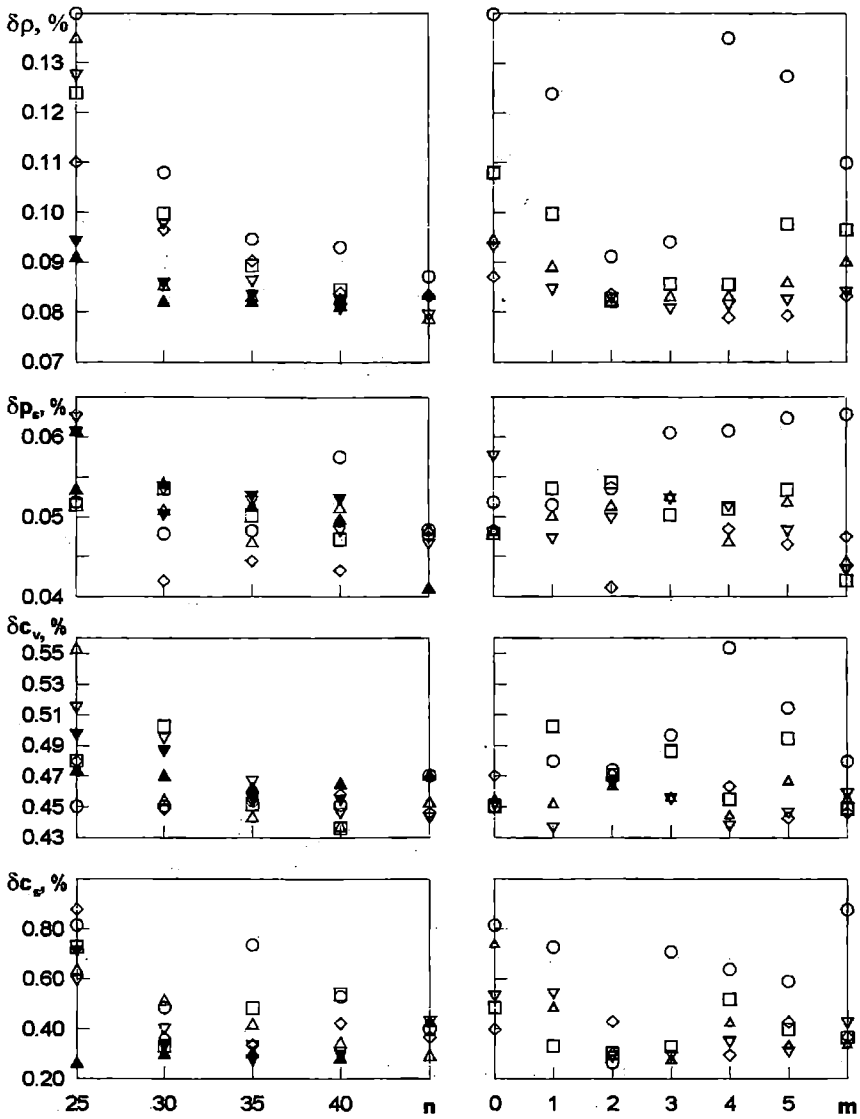


Рис. 2. Средние квадратические отклонения опытных значений термодинамических свойств хладагента R125 от рассчитанных по уравнениям состояния как функции числа коэффициентов n и показателя степени плотности m в уравнении

Для левой колонки:

- | | | | |
|---|-------|---|-------|
| ○ | $m=0$ | △ | $m=4$ |
| □ | $m=1$ | ▽ | $m=5$ |
| ▲ | $m=2$ | ◇ | $m=6$ |
| ▼ | $m=3$ | | |

Для правой колонки:

- | | | | |
|---|--------|---|--------|
| ○ | $n=25$ | ▽ | $n=40$ |
| □ | $n=30$ | ◇ | $n=45$ |
| △ | $n=35$ | | |

На левой части графиков представлены зависимости средних квадратических отклонений от числа коэффициентов при фиксированном показателе степени m , а на правой – зависимости отклонений от показателя степени при фиксированном числе коэффициентов n . Вариант уравнения состояния, не содержащий экспоненциальных слагаемых, условно обозначен на всех графиках как $m = 0$.

Анализ полученных результатов для обоих веществ показывает, что с увеличением числа коэффициентов уравнения состояния средние квадратические отклонения, как правило, уменьшаются. Отдельные случаи роста отклонений для некоторых свойств можно объяснить влиянием плохой обусловленности регрессионной матрицы.

Уравнение состояния, не содержащее экспоненциальных членов, явно уступает по точности описания экспериментальных данных о плотности всем другим вариантам, что демонстрируют графики, построенные в функции от числа коэффициентов. Наилучшее описание данных о плотности при числе коэффициентов от 25 до 40 обеспечивается при значениях показателя степени $m = 2$ и 3. При этих значениях m для R32 достигаются минимальные средние квадратические отклонения в пределах 0,102-0,069 (в зависимости от числа коэффициентов уравнения), а на графиках отклонений как функции от показателя степени большинство зависимостей имеют минимум. Для R125 аналогичные цифры (0,091-0,081) близки к значениям для R32, и также наблюдается минимум у ряда зависимостей $\delta\rho = f(m)$ при указанных выше значениях m . При $m = 0$ соответствующие значения составляют 0,184-0,085 и 0,140-0,087. Таким образом, нетрудно установить, что уравнение, содержащее экспоненциальные члены, позволяет описать данные о плотности вещества в 1,1-1,8 раза точнее, чем уравнение, не содержащее их. Сильнее всего превосходство экспоненциальной формы проявляется при числе коэффициентов $n = 25 - 35$, то есть именно таком, которое содержится во многих современных единых уравнениях состояния, и при значениях показателя степени $m = 2$ и 3.

Тем же значениям показателя степени соответствуют наименьшие средние квадратические отклонения при описании данных о теплоемкости жидкой фазы обоих веществ вдоль кривой насыщения и изохорной теплоемкости R32. Однако в этих случаях изменение значения показателя степени либо полное отсутствие экспоненциальных членов гораздо меньше влияют на точность аппроксимации соответствующих экспериментальных данных. При сопоставлении опорных и расчетных значений давления насыщения обоих веществ и изохорной теплоемкости R125 нельзя выделить какое-либо одно предпочтительное значение m .

По сравнению с работой [7] тенденция уменьшения средних квадратических отклонений с ростом числа коэффициентов в интервале $n = 35 - 45$ выражена слабее, а сами эти зависимости не столь гладкие. На наш взгляд, это связано в первую очередь с использованием для

составления уравнения реальных экспериментальных данных, менее согласованных и имеющих большие погрешности, чем данные, использованные в [7].

Можно сделать вывод, что включение в уравнение состояния слагаемых, содержащих экспоненту от плотности, позволило значительно повысить точность описания экспериментальных данных о плотности веществ, рассмотренных в настоящей работе, при этом качество описания прочих групп данных как минимум не ухудшилось. Эффект от включения этих членов снижается по мере роста числа коэффициентов уравнения. Оптимальными значениями показателя степени плотности в экспоненциальных членах уравнения состояния являются 2 и 3, причем использование любого из них дает близкие результаты.

ЛИТЕРАТУРА

1. UNEP. *Montreal Protocol on Substances That Deplete The Ozone Layer. Final Act. Date – 11 September 1987.* - 6 p.
2. *United Nations on Climate Change. Global Warming General Convention Kyoto, 1997.* - 8 p.
3. Keyes F. G., Keenan J. H., Hill P. G., Moore J. G. //7th Int. Conf. Prop. of Steam, Tokyo, Japan, 1968, Paper D-21. P. 1-45.
4. Pollak R. *Die thermodynamischen Eigenschaften von Wasserdampf dargestellt durch eine kanonische Zustandsgleichung für die fluiden homogenen und heterogenen Zustände bis 1200 Kelvin und 3000 bar.* Diss., Ruhr-Universität Bochum, 1974. 168 S.
5. Saul A., Wagner W. J. // *Phys. Chem. Ref. Data.* - 1989. - V. 18. No.4. - P. 1537-1564.
6. Setzmann U., Wagner W. J. // *Phys. Chem. Ref. Data.* - 1991. - V. 20. No.6 - P. 1061-1155.
7. Vasserman A.A., Fominsky D. V. // *High Temp. – High Press.* 2000. V. 32. P. 271 – 276.
8. de Vries B. *Forsch.-Ber. DKV, (Stuttgart: DKV-Verlag).* - 1994. - №55.
9. Magee J.W. *Int. J. Thermophys.* - 1996. - V. 17. No.4. - P. 803-822.
10. Holste J.C., Duarte-Garza H.A., Villaman-Olfos M.A./ *ASME Winter Annual Meeting, New Orleans, Louisiana (USA), 1993.* - P. 1-6.
11. Zhang H.-L., Sato H., Watanabe K. *J. Chem. Eng. Data.* - 1996. - V. 41. No.6. - P. 1401-1408.
12. Outcalt S.L., Mc Linden M.O. *Int. J. Thermophys.* - 1995. - V. 16. No.1. - P. 79-89.
13. Lüddecke T.O., Magee J.W. *Int. J. Thermophys.* - 1996. - V. 17. No.4. - P. 823-849.
14. Boyes S.J., Weber L.A., *J. Chem. Thermodynamics.* - 1995. - V. 27. - P. 163-174.
15. Ye F., Sato H., Watanabe K. *J. Chem. Eng. Data.* - 1995. - V. 40. No.1. - P. 148-152.

16. Holste J. C. *Thermodynamic Properties of Refrigerants R-125 and R-141b//Final Report to ASHRAE on project RP-654. Texas A&M University. - 1993. - P.1-13.*
17. A. A. Vasserman, D. V. Fominsky, *Int. J. Thermophys. - 2001. Vol. 22. No. № 4. P. 1089-1098.*
18. de Reuck K.M., Armstrong B. *Cryogenics. - 1979. - V. 19. No.9 - P. 505-512.*

УДК 621.436.03

ОПРЕДЕЛЕНИЕ В ЭКСПЛУАТАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЯХ С УЧЕТОМ ЗАЗОРА МЕЖДУ КОРПУСОМ ВСАСЫВАЮЩЕГО КЛАПАНА И ВТУЛКОЙ ПЛУНЖЕРА НАСОСА*

Р. А. Варбанец, В.Г. Ивановский, Ларби Мохаммед

Дизели производственного объединения «Брянский машиностроительный завод» различных модификации и размерностей широко распространены на морских судах в качестве главных двигателей. Особенностью их топливных насосов высокого давления (ТНВД) является установка всасывающего клапана с зазором между его корпуса и втулкой плунжера. Наличие зазора позволяет перемещать втулку относительно плунжера, тем самым обеспечивается регулирование начала впрыскивания топлива в зависимости от сорта топлива и технического состояния двигателя.

Однако через этот зазор в период нагнетания наблюдаются утечки топлива из надплунжерной полости ТНВД во всасывающую, что при неизменном активном ходе плунжера (индексе насоса) приводит к снижению давления впрыскивания и цикловой подачи топлива, а также к смещению начала впрыскивания. В связи с этим, чтобы оценить влияние зазора на основные показатели процесса топливоподачи, желательно иметь простые зависимости, позволяющие определять изменение цикловой подачи топлива, начала и продолжительности впрыскивания, а также максимальную давления в форсунке для различных значений зазора.

Величина зазора устанавливается в узких пределах. Например, в дизелях ДКРН 74/160-3—до $\delta_{в.к}=40$ мкм, а в дизелях ДКРН 80/160-4 -до $\delta_{в.к}=48$ мкм. Но в эксплуатации этот зазор нередко достигает 100 мкм и даже выше.

Для разработки математической модели вначале были проведены стендовые испытания. Опыты проводились на режимах, соответствующих режимам работы двигателя по винтовой характеристике, т. е. при $N_e = 100, 90, 80, 70$ и 50%-ной нагрузке. На стенде была смонтирована топливная аппаратура дизеля ДКРН 74/160-3, имеющая номинальную частоту вращения $n_{ном} = 120 \text{ мин}^{-1}$. На номинальном режиме работы двигателя цикловая подача топлива $q_{ц,ном} = 38,5 \text{ г}$, а удельный

* Изложена упрощенная математическая модель процесса впрыскивания топлива в дизелях ПО «Брянский машиностроительный завод» с учетом утечек топлива через зазор между корпусом всасывающего клапана и втулкой плунжера насоса высокого давления

эффективный расход топлива $g_{e \text{ ном}} = 216 \text{ г/(кВт-ч)}$. Удельный эффективный расход топлива на режимах винтовой характеристики рассчитывался по формуле

$$g_e = g_e \cdot g_{e \text{ ном}}$$

где g_e —относительное изменение удельного эффективного расхода топлива, равное [1].

$$g_e = \left(0,991 - 0,446 \bar{n} + 0,455 \bar{n}^2 \right) \left[\eta_{\text{м ном}} + \frac{1}{\bar{n}^2} (1 - \eta_{\text{м ном}}) \right],$$

где $\bar{n} = \frac{n}{n_{\text{ном}}} = \sqrt[3]{N_e}$, —относительное изменение частоты вращения двигателя; n —текущее значение частоты вращения;

$\eta_{\text{м ном}}$ —механический КПД двигателя на номинальном режиме.

Во время опытов, кроме измерения цикловой подачи, проводилось осциллографирование процесса впрыскивания с регистрацией давления топлива перед распылителями форсунок (на расстоянии 20 мм от торца распылителя) и перемещения их игл. В качестве примера на рис.1 представлены результаты измерения цикловой подачи топлива q_u .

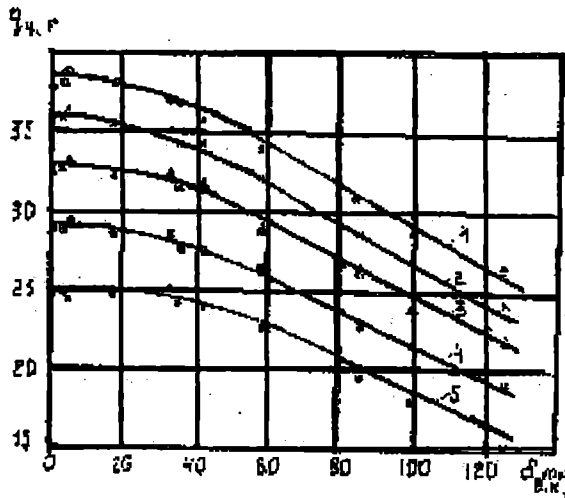


Рис.1. Зависимость цикловой подачи топлива от зазора в паре: корпус всасывающего клапана — втулка плунжера ТНВД дизеля ДКРН 74/160-3: 1,2,3 и 5 — соответственно $n=120,116,111,106$ и 95 мин^{-1} ; о, х, Δ и о — опытные точки

Аналогичные зависимости получены для продолжительности впрыскивания $F_{ВП}$ а также для максимального давления впрыскивания $p_{ф}$.

Для построения двухпараметрической модели было рассмотрено влияние каждого из параметров, при фиксированном значении другого. Общую характеристику перечисленных параметров топливоподачи отражают графики на рис.2. Однопараметрическое моделирование было произведено в среде GRAPHER 2.0, в которой предусмотрено задание собственного вида однопараметрической модели. Из рис.2. видно, что наилучшая модель в обоих случаях: экспоненциальная функция.

Решение поставленной задачи (построение двухпараметрической модели $f(n, \delta_{ВК})$) было произведено с помощью алгоритма минимизации не использующего производные - *Powell-64* [2]. Суть метода состоит в том, что определяется положение минимума квадратичной функции F путем проведения последовательных одномерных поисков, начиная с начальной точки вдоль системы сопряженных направлений.

Минимизируемая целевая функция F была составлена исходя из требований метода наименьших квадратов (*МНК*) для двухпараметрической модели

$$F = \sqrt{\sum_{i=n_0}^{n_{MAX}} \sum_{j=\delta_0}^{\delta_{MAX}} [X[i, j] - f(n[i], \delta_{В.К}[j])]^2}$$

Поиск минимума целевой функции на каждом линейном участке (по одному из переменных) производился с помощью метода «золотого сечения» [3], где на каждом шаге участок, содержащий минимум, разбивается на две части пропорциональные числам Фибоначчи:

$$Fb_1 = \frac{3 - \sqrt{5}}{2}, Fb_2 = \frac{\sqrt{5} - 1}{2}$$

Необходимо отметить, что в методе *Powell-64* изначально предполагалось использовать свой алгоритм одномерного поиска [2,4], который основан на квадратичной аппроксимации однопараметрической функции по трем точкам. Однако, выяснилось, что метод "золотого сечения" более устойчив для целевой функции общего вида и, в отличие от оригинального, не приводит к "переполнениям" во время расчетов.

В результате исследования нескольких видов моделей, в основе которых лежали экспоненциальные функции, был найден оптимальный вид уравнения двухпараметрической модели

$$f(n, \delta_{В.К}) = Ae^{Bn} + Cne^{(D\delta_{ВК}/1000)^2}, \tag{1}$$

где A, B, C, D - коэффициенты, значения которых, для заданной таблицы экспериментальных данных, подбираются с помощью алгоритма *Powell-64*.

Необходимо отметить, что при построении однопараметрических моделей $f_1(n)$ для всех характеристик при $\delta_{ВК} = const$, оптимальный вид

уравнения модели, полученный в среде GRAPHER 2.0 : $f_1(n) = A_1 \exp(B_1 n)$, где A_1, B_1 - постоянные коэффициенты. Для случая, при фиксированном значении $n = const$, оптимальный (по требованиям МНК) вид модели

$$f_2(\delta_{в.к}) = C_1 \exp(D_1 \delta_{в.к}/1000)^2.$$

В результате был предложен общий вид двухпараметрической модели $f(n, \delta_{в.к}) = A_2 \exp(B_2 n) + C_2 \exp(D_2 \delta_{в.к}/1000)^2$, который дал общую среднюю квадратичную погрешность моделирования $\Delta_M \leq 5\%$. Однако, после анализа полученной модели был найден окончательный вид двухпараметрической модели (1) с меньшей среднеквадратичной погрешностью $\Delta_M \leq 3\%$. Учет параметра n в правой части уравнения двухпараметрической модели позволил повысить качество моделирования.

В одном случае, при анализе полученной модели для описания $p_\phi = f(n, \delta_{в.к})$, вид уравнения модели был изменен для достижения требуемого качества моделирования

$$p_\phi(n, \delta_{в.к}) = Ae^{Bn} + Cne^{(D\delta_{в.к}/1000)}.$$

Экспоненциальная модель, как оказалось, наилучшим образом отражает физику процессов, происходящих в топливной аппаратуре, в результате естественного износа прецизионных узлов.

Таблица. Двухпараметрические модели $q_{ц}$, p_p , p_ϕ , $\phi_{вп}$

$q_{ц} = (n, \delta_{в.к})$	$q_{ц} = 13.9e^{0.0133n} - 0.254ne^{(5.25\delta_{в.к}/1000)^2}$
$p_\phi = (n, \delta_{в.к})$	$p_\phi = 27.32e^{0.0107n} - 0.367ne^{(5.724\delta_{в.к}/1000)}$
$p_p = (n, \delta_{в.к})$	$p_p = 27.91e^{0.011n} - 0.470ne^{(4.834\delta_{в.к}/1000)^2}$
$\phi_{вп} = (n, \delta_{в.к})$	$\phi_{вп} = 3.042e^{0.019n} - 0.02ne^{(7.426\delta_{в.к}/1000)^2}$

Указанные уравнения справедливы и при других значениях $q_{ц, ном}$, $\phi_{вп, ном}$ и $p_{\phi, ном}$, которые возможны в эксплуатации дизелей из-за смены сорта топлива. Их можно использовать и при оценке изменения параметров впрыскивания топлива и в других дизелях ПО БМЗ третьей, четвертой и седьмой модификаций.

Таким образом разработана упрощенная математическая модель процесса впрыскивания топлива для дизелей ДКРН 74/160-3, учитывающая зазор в паре: корпус всасывающего клапана – втулка плунжера. Эта модель позволяет определить изменение основных параметров впрыскивания топлива с увеличением зазора по сравнению

со случаем установки гидравлически плотной пары на режимах работы дизеля по винтовой характеристике.

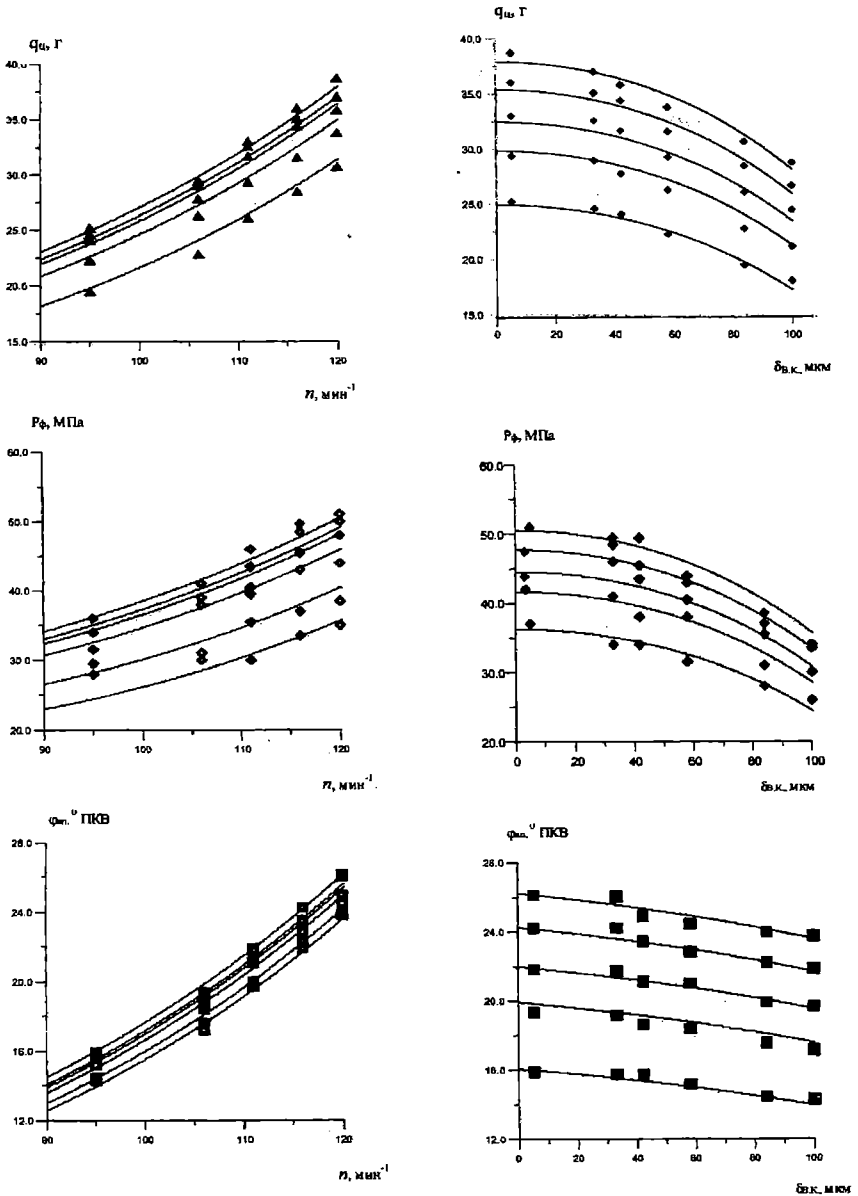


Рис. 2. Сравнение двухпараметрической модели с опытными данными при различной частоте вращения n , мин⁻¹ по винтовой характеристике и при различных зазорах $\delta_{в.к.}$, мкм: 1, 2, 3, 4, 5 соответственно – $\delta_{в.к.} = 5, 33, 42, 58, 84, 100$ мкм: а, б, с, д, е – соответственно $n = 120, 116, 111, 106, 95$ мин⁻¹

ЛИТЕРАТУРА

1. Фомин Ю.Я. Эксплуатационные характеристики судовых малооборотных дизелей. -М.:Транспорт, 1968.-304 с.
2. *An efficient method for finding the minimum of a function of several variables without calculating derivatives.* Powell M.J.D., *Computer J.*,1996. №.7. P.155.
3. *Optimum seeking methods.*, Prentice-Hall Inc., Englewood Cliffs, N.J., 1964.
4. *Numerical analysi*, Academic Press Inc., London, 1966.

УДК 629.12-8:629.12.037

ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ
УСТАНОВОК СУДОВ С ЭЛЕКТРОДВИЖЕНИЕМ

В.А. Яровенко

Энергетическая установка современного электрохода представляет сложную электромеханическую систему, в состав которой входит большое число разнообразных по природе протекания в них физических процессов силовых агрегатов. Совместно с гребными винтами и корпусом электрохода эта система составляет единый судовой пропульсивный комплекс. Большое разнообразие возможных вариантов компоновки судовой энергетической установки (СЭУ) вызывает серьезные затруднения в выборе рационального ее состава, определении оптимальных параметров агрегатов, назначении рациональных режимов управления СЭУ.

Системный подход к вопросам проектирования сложных многоуровневых иерархических систем, каковыми являются судовые пропульсивные комплексы, предполагает такое построение младшей системы, которое в первую очередь будет в наибольшей степени отвечать требованиям старшей системы, для обеспечения функционирования которой она предназначена. В соответствии с этим, сравнительные оценки качества проектирования судовых энергетических установок должны проводиться, прежде всего, по критериям судна.

Важнейшими показателями качества проектирования СЭУ, являются маневренные свойства судов. В настоящей работе рассмотрены вопросы оптимизации энергетических установок с целью обеспечения высоких маневренных свойств электроходов.

В состав каждого силового контура структурной схемы пропульсивного комплекса входят первичные двигатели, генераторы электрического тока, преобразователи электроэнергии, гребные электродвигатели и гребные винты. Кроме того, комплекс включает в себя руль и корпус судна. В основу расчета маневренных характеристик положена математическая модель переходных режимов, предложенная в работе [3]. С помощью этой модели и разработанного на ее основе метода расчета можно отыскивать текущие значения основных режимных показателей:

- угловой скорости вращения ω_D , вращающего момента M_D и мощности P_D первичных двигателей;
- напряжения U_G и тока I_G генераторов;
- напряжения U_M и тока I_M гребных электродвигателей (ГЭД);
- вращающего момента M_M и угловой скорости вращения ω_M ГЭД;

- момента сопротивления M_P и упора P_P гребных винтов;
- параметров движения судна в связанной XYZ (составляющих скорости v_x и v_y вдоль продольной X и поперечной Y осей корпуса судна; угловой скорости вращения Ω_x вокруг вертикальной оси Z) и в несвязанной $X_1Y_1Z_1$ (составляющих скорости v_{x1} , v_{y1} , угла скорости φ_0 , угла курса ψ_0 и пройденного пути $X1$, $Y1$) с ним системах координат.

Разработанный математический аппарат является основой для решения оптимизационных задач. Рассмотрим их на примере параметрической оптимизации электроходов, оборудованных частотно-управляемыми гребными электродвигателями.

Любая практическая оптимизационная задача требует индивидуального подхода и своих, как правило неформальных, методов решения. В полной мере это относится к проектированию таких сложных электромеханических систем, к каковым относятся судовые пропульсивные комплексы. Как показали проведенные исследования, классические методы решения здесь или не "работают", или приводят к затяжным вычислительным процедурам. Необходимы оригинальные методы, приводящие к успеху в кратчайшее время.

В работе [4] разработан специальный метод оптимизации применительно к рассматриваемому классу задач. По своей постановке эти задачи относятся к области нелинейного программирования и заключаются в отыскании экстремумов мультимодальных целевых функции $f(x)$ при заданных ограничениях $g_j(x)$ в виде неравенств

$$\left. \begin{aligned} f(x), \quad x \in E^n; \\ g_j(x) \geq 0, \quad j = 1, \dots, p, \end{aligned} \right\},$$

где E^n - допустимая область n -мерного пространства.

Оптимальным решением будет являться пара x^* и $f(x^*)$, состоящая из оптимальной точки $x^* = [x_{1^*}, x_{2^*}, \dots, x_{n^*}]$ и соответствующего ей значения целевой функции $f(x^*)$

$$\left. \begin{aligned} x^* = [x_{1^*}, x_{2^*}, \dots, x_{n^*}] \\ f_* = f(x^*). \end{aligned} \right\}.$$

Основополагающее влияние на разработку метода оптимизации оказывает характер целевых функций $f(x)$. Как показали многочисленные расчеты, они являются многоэкстремальными с неизвестным количеством локальных оптимумов. Поэтому, алгоритмы поиска оптимальных решений строились по принципам глобальной оптимизации. В основу разработанных алгоритмов положен метод глобального случайного поиска - случайный мултистарт. В чистом виде случайный мултистарт неэффективен, поскольку при его использовании большое количество

ненужной вычислительной работы затрачивается на повторные спуски к точкам локальных минимумов. Для предотвращения таких спусков в алгоритм глобальной оптимизации была введена комбинация одного из пассивных методов покрытий - метода случайной сетки - с модифицированным методом туннельного алгоритма.

На выбор методов поиска локальных оптимумов (внутренних процедур глобальной оптимизации) оказывает влияние явно выраженный "овражный" характер целевых функций. Исходя из этого, алгоритм поиска промежуточных локальных оптимумов создавался на базе комбинации методов локальных спусков и способов овражного поиска.

Выбор методов поиска локальных оптимумов осуществлялся из следующих соображений. Значения целевых функций отыскиваются в результате расчета маневров, описываемых сложной системой алгебраических и дифференциальных уравнений с многочисленными ограничениями, обеспечивающими нормальное функционирование СЭУ. Получение производных целевой функции нереально. Поэтому, в качестве алгоритмов поиска локальных оптимумов выбирались методы, не использующие производных. Эффективными для решения рассматриваемого класса задач оказались методы Пауэлла и Нелдера-Мида.

Используемые методы объединялись с методами штрафных функций, что позволило свести задачу нелинейного программирования с ограничениями к эквивалентной последовательности задач без ограничений.

Комплексная оценка качества проектирования судовых энергетических установок предполагает проведение многокритериальной оптимизации. При этом, в целевые функции оптимизационных процессов

$$J = \sum_j m_j J_j$$

должны входить основные показатели качества выполнения маневров J_j со своими весовыми вкладами m_j . Обычно в таких случаях возникает ряд существенных проблем, связанных с экспертными оценками весовых вкладов, масштабированием показателей качества, организацией самих вычислительных процедур. Облегчить задачу, не ухудшив существенно результат ее решения, можно поделив показатели качества на две группы:

- а) старшую, к которой относятся показатели, характеризующие маневренные свойства электроходов, их экономичность и т.п.;
- б) младшую, характеризующую маневренные свойства энергетической установки, ее составных частей, качество протекания переходных процессов в элементах СЭУ и др.

В соответствии с системным подходом, оптимизация проводится сначала по показателям старшей группы, а затем, придерживаясь принципов "неухудшения" с учетом заданного допуска показателей

старшей, по показателям младшей группы. К критериям старшей группы целесообразно отнести: продолжительность маневра – T_{\min} , затраты топлива на его выполнение – G_{\min} , выбег судна – $X1_{\min}$. К показателям младшей группы можно отнести: продолжительность переходных процессов в СЭУ – $T_{\text{СЭУрев}}$, максимальную мощность первичных двигателей – P_{Dmax} , отклонение скорости вращения первичных двигателей от установившегося режима – $\Delta\omega_D$, электромагнитные потери в гребных электродвигателях – A_{\min} , продолжительность реверса гребных винтов – $T_{\text{ГЭДрев}}$.

При параметрической оптимизации пропульсивных комплексов электроходов возникают определенные трудности, обусловленные многомерностью области оптимизируемого пространства E^n . Число параметров n , влияющих согласно математическому описанию на показатели качества маневрирования, исчисляется сотнями. Сократить их количество до нескольких десятков удастся за счет перевода уравнений математической модели к системе безразмерных единиц и выделения обобщенных безразмерных параметров (критериев подобия) пропульсивного комплекса. Однако и после этой процедуры, число параметров остается слишком большим. В то же время известно, что на показатели качества маневрирования объектов рассматриваемого класса, значимое влияние могут оказывать ограниченное число параметров – не более 8-10. Таким образом, возникает задача выявить из множества параметров $q_i, i=1, \dots, n$ подмножество параметров p ($p < n$), отклонение которых от расчетных значений Δq_i определяет основную часть приращения показателя $J(\Delta q_i) \approx J(\Delta q_i)$. Именно эти параметры подлежат оптимизации. Разброс остальных $s = n - p$ параметров не оказывает существенного влияния на исследуемый показатель качества и их значения целесообразно принять неварьируемыми.

Решение таких задач проводится методами отсеивающих экспериментов. При числе факторов, исчисляемом несколькими десятками, удобно воспользоваться методом случайного баланса. Он позволяет по каждому показателю качества выполнения маневра выявить значимые параметры и значимые эффекты взаимодействий параметров. Результаты таких исследований применительно к основным маневрам электроходов – разгону, торможению, реверсу, выходу на циркуляцию – представлены в работе [5]. Показано, что для каждого показателя качества имеется своя совокупность значимых параметров. Комплексный анализ степени их влияния позволил выявить те, вклады которых в исследуемые показатели качества наиболее существенны. Эти параметры приведены в табл. 1.

Таблица 1. Вклады значимых параметров в показатели качества маневрирования

Показатели качества	Параметры (факторы)										
	Параметр	N_X	C_{M16}	C_{M20}	C_{M18}	C_{M23}	C_{G7}	C_{M17}	C_{M21}	C_{M16}	C_{M17}
T_{min}	Параметр	N_X	28,7	12,9	5,9	3,3			C_{G7}	C_{M17}	
	Вклад в %	38,4							2,5	4,9	
G_{min}	Параметр	N_X	C_{M23}	C_{M17}	C_{M20}	C_{M16}			C_{M21}	C_{M18}	
	Вклад в %	26,6	20,8	16,5	11,3	10,7			1,7	6,3	
XI_{min}	Параметр	C_{M16}	C_{M23}	N_X	N_M				C_{M20}		
	Вклад в %	26,3	19,3	29	3,5				21,5		
$\Delta\Omega_D$	Параметр	N_D	C_{DP}	C_{G7}	C_{G8}	C_{M16}			C_{G10}		
	Вклад в %	26	25,4	14	13,3	13,8			6,3		
P_D_{max}	Параметр	C_{M16}	C_{G7}	C_{M23}	C_{M17}	C_{M20}					
	Вклад в %	27,6	20,5	17,8	15,3	13,6					
$T_{ГЭДрев}$	Параметр	C_{M16}	C_{G7}	C_{M20}	N_X	C_{G8}			C_{M38}		
	Вклад в %	22,5	29,8	17,5	14,7	10,6			9,8		
$T_{СЭурев}$	Параметр	$k2$	C_{M16}	N_X	N_D	C_{G7}			C_{M17}	C_{M20}	
	Вклад в %	34,4	18,7	13,4	9,3	7,4			7,4	7,4	

Обобщенные безразмерные параметры пропульсивного комплекса электрохода, значимо влияющие на показатели качества выполнения маневров и подлежащие поэтому оптимизации, вычисляются по соотношениям:

$$C_{G7} = \frac{K_{GE} W_{GV}}{E_{G0}} \omega_{D0} I_{GV0}; \quad C_{G8} = \frac{K_{GE} \omega_{D0} m_G \sqrt{2} W_{G1} k_{GB}}{E_{G0} \pi p_G} I_{G0};$$

$$C_{G10} = \frac{U_{G0}}{E_{G0}};$$

$$C_{M16} = \frac{\beta_{M0}}{r_{2M}'^2} \left[(b_M^2 + c_M^2 \alpha_0^2) + (d_M^2 + e_M^2 \alpha_0^2) \frac{r_{2M}'^2}{\beta_{M0}^2} + 2r_{1M} \alpha_0 \frac{r_{2M}'}{\beta_{M0}} \right];$$

$$C_{M17} = \frac{b_M^2}{(r_{2M}')^2}; \quad C_{M18} = \frac{c_M^2}{r_{2M}'^2} \alpha_0^2;$$

$$C_{M20} = \frac{\omega_{M0}}{\omega_{1MH}}; \quad C_{M21} = d_M^2;$$

$$C_{M23} = 2 \frac{r_{1M}}{r_{2M}'} \alpha_0; \quad N_X = \frac{L P_{e0}}{(m + \lambda_{11}) v_0^2}, \quad N_M = \frac{M_{M0} L}{J_M \omega_{M0} v_0};$$

$$N_D = \frac{M_{D0} L}{J_D \omega_{D0} v_0},$$

где ω_{D0} – угловая скорость вращения первичного двигателя; I_{GV0} – ток возбуждения синхронного генератора; U_{G0} и I_{G0} – напряжение и ток генератора; K_{GE} , m_G , W_{G1} , k_{GB} , p_G и W_{GV} – конструктивные параметры генератора; E_{G0} – продольная составляющая результирующей ЭДС генератора; ω_{M0} и ω_{1MH} – угловые скорости вращения гребного электродвигателя и магнитного поля его статора при номинальной частоте; β_{M0} – абсолютное скольжение ротора ГЭД; α_0 – относительная частота тока ГЭД; r_{1M} и r_{2M}' – активное сопротивление статора и приведенное активное сопротивление ротора ГЭД; b_M , c_M , d_M , e_M – постоянные коэффициенты частотно-управляемого асинхронного электродвигателя; m и λ_{11} – масса судна и присоединенные массы воды вдоль его продольной оси; P_{e0} – полезный суммарный упор гребных винтов; L – длина судна; M_{D0} , M_{M0} – вращающий момент первичного двигателя и ГЭД; J_D , J_M – приведенные к валу первичного двигателя и к валу ГЭД моменты инерции вращающихся частей (индекс «0» относится к базовому режиму работы, соответствующему движению судна с номинальной мощностью двигателей); c_{DP} – статизм регуляторной харак-

теристики первичных двигателей; k_2 – коэффициент, характеризующий интенсивность изменения напряжения гребных электродвигателей при торможении.

В процессе параметрической оптимизации пропульсивных комплексов электроходов на режимные показатели СЭУ накладывались следующие ограничения, обеспечивающие нормальное функционирование энергетической установки:

- мощность первичных двигателей – $P_{D_{\max}} \leq 1$;
- максимальное отклонение угловой скорости вращения первичных двигателей – $\Delta\omega_{D_{\max}} \leq 0,04$;
- колебания напряжения на выходе главных генераторов – $\Delta U_{G_{\max}} \leq 0,1$;
- максимальная нагрузка по току главных генераторов – $I_{G_{\max}} \leq 2$;
- максимальная нагрузка по току гребных электродвигателей – $I_{M_{\max}} \leq 2$;
- максимальная нагрузка ГЭД по вращающему моменту – $M_{M_{\max}} \leq 1,9$;
- максимальное допустимое напряжение на входе ГЭД – $U_{M_{\max}} \leq 1$.

При оптимизации по показателям качества старшей группы критериями оптимальности были выбраны продолжительность маневра T_{\min} и затраты топлива на его выполнение G_{\min} . Поиск оптимальных параметров осуществлялся по многокритериальной целевой функции

$$J_{TG} = m_T T + m_G G,$$

где m_T и m_G – весовые коэффициенты соответствующих показателей.

В ходе параметрической оптимизации приходится постоянно сталкиваться с необходимостью проведения неформальных процедур. Основные причины этого следующие:

1. На оптимальное решение оказывает влияние соотношение весовых коэффициентов m_T и m_G . Это соотношение заранее, как правило, неизвестно и в каждом конкретном случае выбирается в зависимости от поставленной цели.
2. Оптимизация по отдельным маневрам дает существенно разные результаты.

В итоге, приходится принимать компромиссные решения в большей или в меньшей степени, удовлетворяющие поставленным целям. Некоторые результаты оптимизационных расчетов, проведенных для различных соотношений между весовыми коэффициентами m_T и m_G

приведены, в частности, в работе [6] и могут быть использованы при параметрической оптимизации пропульсивных комплексов электроходов.

Уточнить значения оптимизированных параметров можно по показателям младшей группы. Такая оптимизация, осуществленная с учетом "неухудшения" с заданным допуском показателей старшей группы, дает возможность улучшить показатели функционирования энергетической установки. Окончательные значения оптимальных параметров пропульсивных комплексов, полученные в результате поэтапной параметрической оптимизации сначала по критериям старшей, а затем – младшей групп с учетом степени значимости показателей качества, приведены в табл. 2.

Таблица 2. Оптимальные параметры пропульсивных комплексов электроходов

Параметры комплекса	Диапазоны изменения	Оптимизация параметров по критериям				Оптимальные параметры
		J_{TG}	J_{ω}	J_P	$J_{\omega PT}$	
N_X	0,06 – 0,20	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
C_{M23}	0,8 - 1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6
C_{M16}	4 – 14	7 - 9	7,98	7,98	8,1	8,1
C_{M20}	0,6 – 0,9	0,6-0,9	0,6-0,9	0,9	0,894	0,9
C_{M18}	1 - 9	5	5	5	5,85	5
C_{M17}	0,2 – 0,8	0,2-0,8	0,2-0,8	0,2	0,785	0,5
C_{G7}	1,5 – 1,9	1,55-1,81	1,75	1,75	1,81	1,81
C_{G8}	0,86 – 1,35	0,86-1,35	1,07	1,07	1,338	1,1
N_D	1 - 6	1 - 6	3,45	3,45	4	3,5
c_{DR}	1,035-1,065	1,035- 1,065	1,04	1,04	1,039	1,04
C_{M22}	1,05 – 1,21	1,1	1,1	1	1,1	1,1

Проиллюстрируем результаты параметрической оптимизации на примере конкретного электрохода – "Капитан Измайлов". Численные значения параметров этого судна приведены в табл. 3. Оптимизация по показателям старшей группы выполнена при соотношении весовых вкладов $m_T = 0$ и $m_G = 1$. Оптимизация по показателям младшей группы выполнена по многокритериальной целевой функции $J_{TP\omega} = m_T T_{рев} + m_P P_D + m_{\omega} \omega_D$ при соотношении весовых вкладов $m_{\omega} = 0,75$, $m_P = 0,25$, $m_T = 0$. Оптимальные значения параметров приведены в соответствующей графе табл. 3.

Поведение реального электрохода и его оптимизированного варианта при выполнении двух чередующихся маневров "разгон

электрохода" и "реверс ГЭУ" проиллюстрированы, в качестве примера, на рис. 1. Здесь представлены текущие значения основных режимных показателей для реального (рис 1а) и оптимизированного (рис. 1б) судна.

Таблица 3. Оптимизируемые параметры пропульсивного комплекса "Капитан Измайлов"

Параметр	Значения параметров	
	"К. Измайлов"	Оптимальные
N_D	1,937	3,5
c_{DR}	1,04	1,04
C_{G7}	1,45	1,81
C_{G8}	0,608	1,1
N_x	0,132	0,2
C_{M16}	14,127	8,1
$CM17$	1,016	0,5
$CM18$	40,21	5
$CM20$	0,895	0,9
$CM22$	1,12	1,1
$CM23$	0,233	1,6
$CM24$	12	5,55

При сравнении рисунков видно, что у комплекса с оптимально спроектированной энергетической установкой переходные процессы протекают «мягче». Значения основных показателей качества (на базе которых формировались целевые функции) для электрохода "Капитан Измайлов" и его оптимизированного варианта представлены в табл. 4. Здесь же даны результаты оценок эффективности оптимизации.

Таблица 4. Показатели качества маневрирования

Показатели качества	G	T	$\Delta\omega_D$	P_{Dmax}	$T_{рев.ГЭД}$
"К. Измайлов"	25,35	13,2	0,0700	1,355	1,60
Оптимизированный комплекс	22,12	14	0,0466	1,217	1,65
Эффективность оптимизации	12,7 %	-6,0 %	33,4 %	10,2 %	-3,1 %

Как видно из табл. 4, три показателя качества улучшились, а два - T и $T_{рев.ГЭД}$ - ухудшились, что соответствует (см. соотношения между

весовыми вкладами) поставленной цели. Эффективность работы пропульсивного комплекса в результате оптимизации существенно повысилась.

Таким образом, системный подход к вопросам проектирования гребных энергетических установок судов с электродвижением открывает широкие возможности повышения эффективности работы пропульсивных комплексов на маневрах. Разработанный математический аппарат исследований, методы оптимизации, полученные результаты способствуют созданию надежных и экономичных судов с электродвижением.

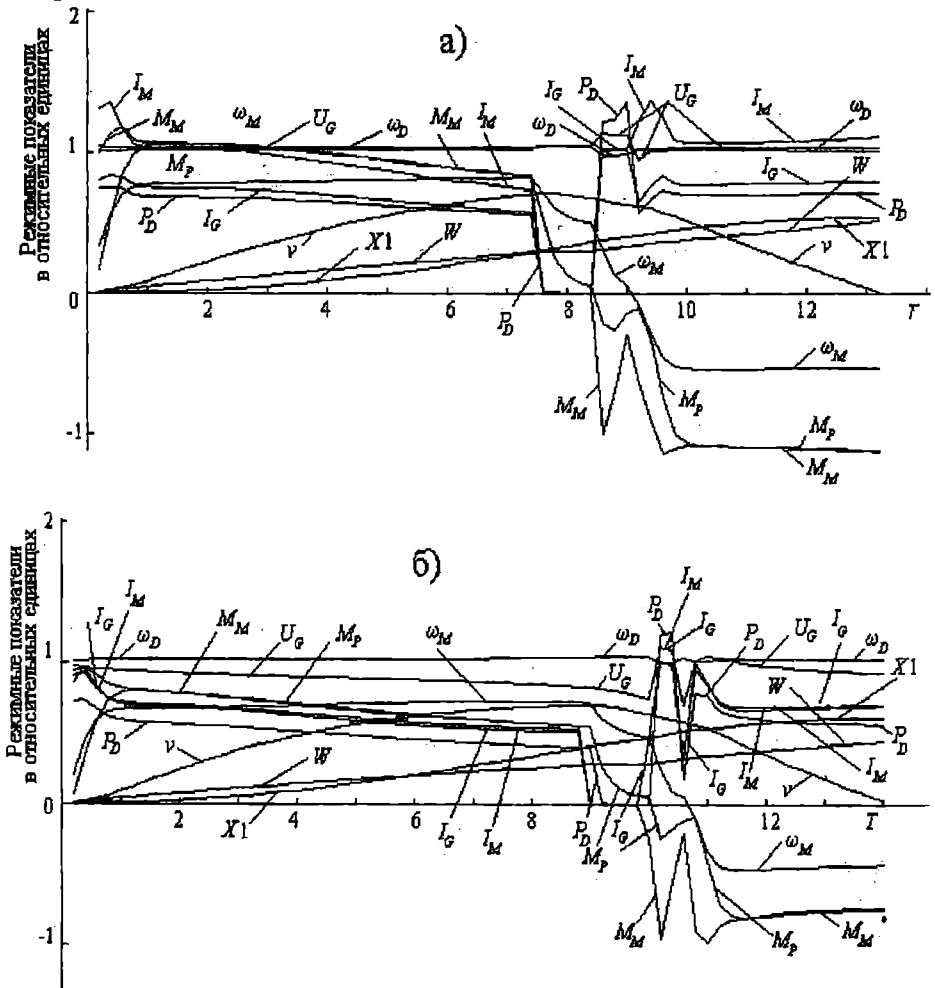


Рис. 1. Текущие значения режимных показателей электрохода "Катитан Измайлов"

ЛИТЕРАТУРА

1. Булгаков А.А. Частотное управление асинхронными электродвигателями. - М.: Наука, 1966. - 282 с.
2. Горбунов Б.А., Савин А.С., Сержантов В.В. Современные и перспективные гребные электрические установки судов. - Л.: Судостроение, 1979. - 180 с.
3. Яровенко В.А. Математическая модель переходных режимов работы силовых установок электроходов // Зб. наук. пр. УДМГУ. - № 4 (364). - Николаїв: УДМГУ. - 1999. - С. 44-54.
4. Яровенко В.А. Методы поиска оптимальных решений при проектировании энергетических установок электроходов // Зб. наук. пр. УДМГУ. - № 1 (367). - Николаїв: УДМГУ. - 2000. - С. 29-36.
5. Яровенко В.А. Влияние параметров пропульсивных комплексов на показатели качества работы силовых установок электроходов на маневрах // Зб. наук. пр. УДМГУ. - № 3 (363). - Николаїв: УДМГУ. - 1999. - С. 79-87.
6. Яровенко В.А. Оптимизация параметров силовых установок пропульсивных комплексов электроходов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. - № 3. - Одесса: ОГМА. - 1999. - С. 3-7.

УДК 629.12-8:629.12.037

ОПТИМАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМИ
УСТАНОВКАМИ ЭЛЕКТРОХОДОВ НА МАНЕВРАХ

В.А. Яровенко

В ходе оптимизации управления судовыми энергетическими установками (СЭУ) на маневрах в качестве критериев оптимальности следует принимать показатели, характеризующие безопасность и надежность выполнения маневров, экономичность энергетических установок, а также показатели, по которым оцениваются технико-экономические характеристики гребных энергетических установок (ГЭУ). Вопросы оптимального управления СЭУ судов с электродвижением рассмотрены в работах [4, 5, 6]. Объектом исследований выбраны суда с одним из перспективных вариантов гребного электродвигателя (ГЭД) – частотно-управляемым. Проведенные в указанных работах исследования показали, что если в основе построения целевых функций оптимизационных процессов закладывать системный подход, то традиционно рекомендуемый [2, 3] для частотно-управляемых гребных электроприводов пропорциональный ($\frac{\alpha}{\gamma} = \text{const}$, α – относительная частота, а γ – относительное напряжение ГЭД) оптимальный закон управления оказывается неэффективным. Улучшение показателей работы ГЭД в этом случае сопровождается существенными ухудшениями показателей качества судна и его энергетической установки.

В работах [4, 5, 6] предлагается в качестве критериев оптимальности при определении оптимальных законов управления принимать минимумы продолжительности выполнения маневра – T_{\min} , затрат топлива – G_{\min} , выбега судна – X_{\min} , электромагнитных потерь в гребных электродвигателях (ГЭД) – A_{\min} .

Исследования показали, что поиски оптимальных законов управления необходимо проводить по каждому маневру применительно к конкретной целевой функции. Предложено в общем случае формировать эти законы в виде

$$\alpha = \alpha_{\text{уст}} (1 - e^{-k_4 T});$$

$$\gamma = k_1 \alpha + k_2 \alpha^2 + k_3 \alpha^3$$

при

$$\psi = \psi_0 + k_5 (\Delta \psi),$$

где $\alpha_{уст}$ – установившееся значение относительной частоты напряжения ГЭД; ψ , ψ_0 и $\Delta\psi$ – степень затяжки пружины регулятора скорости первичного двигателя, ее базовое значение и приращение ψ ; $T = v_0 t / L$ – безразмерное время; v_0 – установившееся значение скорости движения судна; L – длина судна; t – текущее время; k_1, k_2, k_3, k_4, k_5 – оптимизируемые коэффициенты.

В работе [4] разработаны серии таблиц и диаграмм с оптимальными законами управления энергетической установкой при разгоне электрохода, его торможении, реверсе, выходе на циркуляцию. В качестве целевых функций принимались T_{min} , G_{min} , X_{min} и A_{min} . Проиллюстрируем возможности практического применения этих рекомендаций на примере конкретного электрохода и оценим погрешности, получаемые при пользовании таблицами и графиками.

Рассмотрим дизель-электроход "Капитан Измайлов". Его гребную электрическую установку переменного тока "заменяем" на вариант по системе "преобразователи частоты – асинхронные гребные электродвигатели". Основные технические характеристики судна: длина – 51,7 м; ширина – 15,01 м; осадка – 4,2 м; водоизмещение – 1763 т; скорость движения – 7,2 м/с. Два дизель-генераторных агрегата имеют на выходе мощность 1000 кВт при 750 об/мин. Асинхронные гребные электродвигатели мощностью 1000 кВт развивают вращающий момент 10670 Нм при скорости вращения 93,67 с⁻¹.

Проанализируем маневр "реверс судна". Для каждого конкретного электрохода оптимальный закон управления на этом маневре рекомендуется выбирать в зависимости от переключки рукоятки поста управления (параметр $\alpha_{уст}$) и значений обобщенных безразмерных параметров пропульсивного комплекса электрохода, значимо влияющих на оптимальные законы управления.

$$C_{M16} = \frac{\beta_{M0}}{r_M'^2} \left[(b_M^2 + c_M^2 \alpha_0^2) + (d_M^2 + e_M^2 \alpha_0^2) \frac{r_{2M}'^2}{\beta_{M0}^2} + 2r_{1M} \alpha_0 \frac{r_{2M}'}{\beta_{M0}} \right];$$

$$C_{G7} = \frac{K_{GE} W_{GV}}{E_{G0}} \omega_{D0} I_{GV0};$$

$$C_{M20} = \frac{\omega_{M0}}{\omega_{1Mn}}; \quad N_X = \frac{LP_{e0}}{(m + \lambda_{11})v_0^2},$$

где β_{M0} – абсолютное скольжение ротора; r_{1M} – активное сопротивление статора; r_{2M} – приведенное активное сопротивление ротора; b_M, c_M, d_M, e_M – постоянные коэффициенты [1] частотно-управляемого асинхронного электродвигателя; ω_{D0} – угловая скорость вращения первичного двигателя; I_{GV0} – ток возбуждения синхронного генератора; K_{GE} и W_{GV} – конструктивные параметры генератора; E_{G0} – продольная составляющая результирующей ЭДС генератора; ω_{M0} и ω_{1M} – угловые скорости вращения двигателя и магнитного поля статора при номинальной частоте; m и λ_{11} – масса судна и присоединенные массы воды вдоль его продольной оси; P_{e0} – полезный суммарный упор гребных винтов. (Индекс «0» относится к базовому режиму работы, соответствующему движению судна с номинальной мощностью двигателей.)

Численные значения безразмерных параметров C_{G7} , C_{M16} , C_{M20} , N_X пропульсивного комплекса электрохода "Капитан Измайлов", рассчитанные по приведенным выше соотношениям, равны

$$C_{G7} = 1,45; C_{M16} = 14,127; C_{M20} = 0,895; N_X = 0,132.$$

Рассмотрим оптимальное управление гребной энергетической установки этого электрохода по критерию минимума затрат топлива G_{min} на выполнение маневра.

Исходя из приведенных в работе [4] рекомендаций, при переключке рукоятки ПУ в среднее положение противоположного хода судна, законами управления, наиболее близкими к оптимальным, будут следующие:

$$\alpha_* = 0,5(1 - e^{-5,17});$$

$$\gamma_* = 2,325\alpha - 0,075\alpha^2 - 1,25\alpha^3$$

при $\psi_D = \psi_{D0} = \text{const}$.

При переключке рукоятки ПУ в положение, близкое к полному ходу, оптимальными законами управления будут (см. также [4]):

$$\alpha_* = 0,8(1 - e^{-4,8T});$$

$$\gamma_* = 1,17\alpha - 2,52\alpha^2 + 2,35\alpha^3$$

при $\psi_D = \psi_{D0} = \text{const}$.

Полученные законы управления $\gamma_* = \gamma(\alpha_*)$ приведены на рис. 1, соответственно, кривыми 3 и 2. Здесь же характеристикой 1 показан рекомендуемый в работах [2, 3] классический оптимальный закон управления $\frac{\alpha}{\gamma} = \text{const}$. Как видно из сравнения кривых 2 и 3 с зависимостью 1, полученные оптимальные законы существенно отличаются от рекомендованных классических.

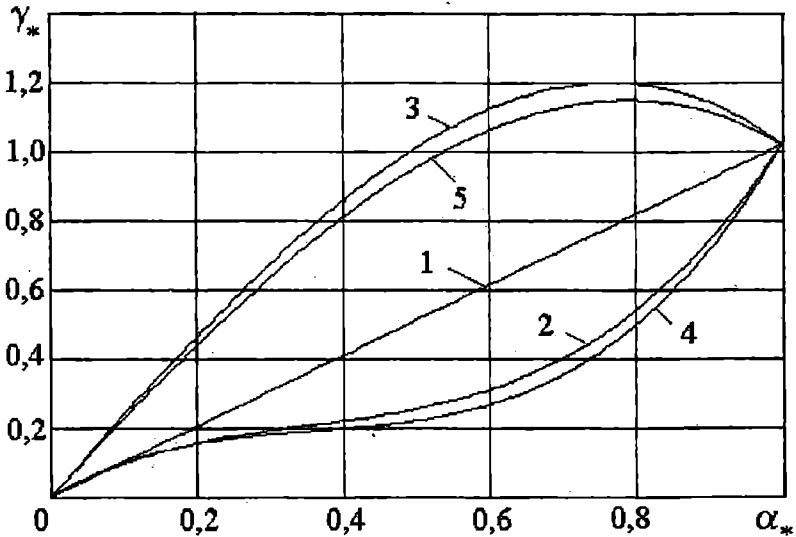


Рис. 1. Оптимальные законы управления ГЭУ при реверсе электрохода

Численные значения параметров C_{G7} , C_{M6} , C_{M20} , N_X пропульсивного комплекса "Капитан Измайлов" отличаются (как и следовало ожидать) от тех, для которых составлены таблицы и построены диаграммы. Поэтому для рассматриваемого конкретного судна оптимальные законы управления будут несколько иными. Попытаемся выяснить степень приближения выбранных законов к реально оптимальным. Иными словами, проверим приемлемость рекомендуемых таблиц и графиков для определения законов управления и оценим получаемые при этом погрешности.

Такая проверка была проведена в результате оптимизации законов управления ГЭУ применительно к "Капитану Измайлову". Найденные оптимальные законы для средней и близкой к полной переключкам рукоятки ПУ следующие:

а) для средней переключки

$$\alpha_* = 0,5(1 - e^{-5T});$$

$$\gamma_* = 2,225\alpha - 0,205\alpha^2 - 1,02\alpha^3$$

при $\psi_D = \psi_{D0} = \text{const}$;

б) для перекадки, близкой к полной,

$$\alpha_* = 0,8(1 - e^{-4,65T});$$

$$\gamma_* = 1,25\alpha - 3,03\alpha^2 + 2,78\alpha^3$$

при $\psi_D = \psi_{D0} = \text{const}$.

Полученные оптимальные законы $\gamma_* = \gamma(\alpha_*)$ приведены на рис. 1 кривыми 4 и 5. Как видно из сравнения соответствующих зависимостей, рекомендуемые законы (кривые 3 и 2) дают достаточно близкое приближение к оптимальным и могут быть поэтому использованы в первом приближении для назначения законов управления гребными энергетическими установками на маневрах.

Оценка эффективности работы электрохода "Капитан Измайлов" с измененной энергетической установкой при оптимальном управлении ГЭУ может быть проведена путем сравнения текущих значений режимных показателей пропульсивного комплекса, полученных при классическом (кривая 1 на рис. 1) и оптимальных (кривые 2 и 3 на рис. 1) законах управления. Результаты таких расчетов для варианта $\alpha_{уст} = 0,8$ (перекадка ПУ в положение, близкое к полному заднему ходу) приведены на рис. 2а (при классическом законе) и на рис. 2б (при оптимальном законе). Помимо уже указанных выше режимных показателей, здесь изображены:

ω_D – угловая скорость вращения первичных двигателей;

P_D – мощность первичных двигателей;

G – затраты топлива на выполнение маневра;

U_G – напряжение на выходе генераторов электрического тока;

I_G – ток генераторов;

I_M – ток гребных электродвигателей;

M_M – вращающий момент гребных электродвигателей;

ω_M – угловая скорость вращения гребных электродвигателей и винтов;

v – скорость движения судна;

X_1 – пройденный судном путь.

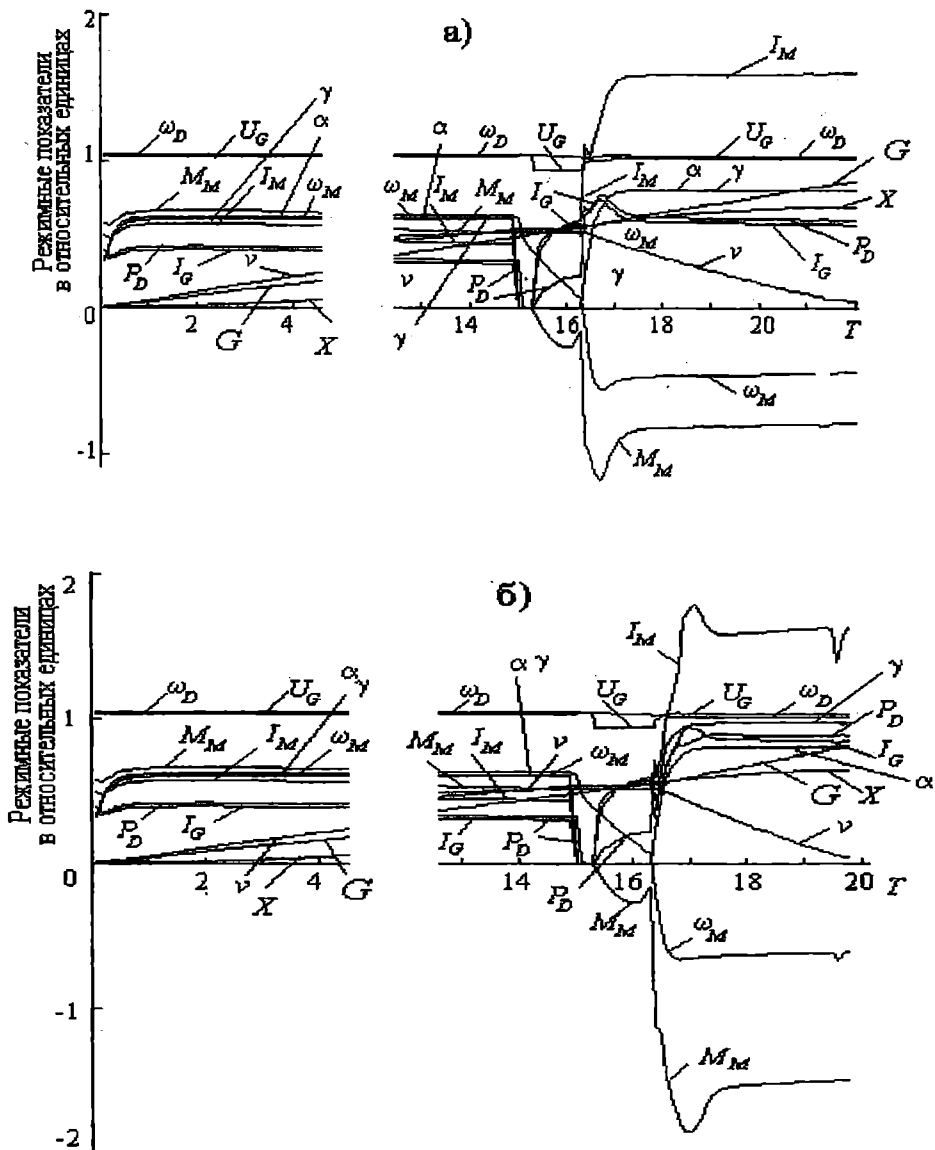


Рис. 2. Изменение во времени режимных показателей пропульсивного комплекса "Катитан Измайлов" при реверсе электрохода

Не вдаваясь в детальный анализ законов изменения во времени режимных показателей, отметим лишь то, что все они находятся в допустимых пределах. Выигрыш в относительных затратах топлива на выполнение маневра при управлении по оптимальному закону составляет 14,6 % по сравнению с вариантом классического закона управления.

Аналогичные результаты получены для маневров "разгон" и "торможение".

Оптимальный законы управления ГЭУ при разгоне электрохода рекомендуется [4] выбирать в зависимости от положения рукоятки ПУ и значений безразмерных параметров C_{M16} , C_{G7} , C_{G3} , C_{G11}

$$C_{G3} = \frac{E_{G0}}{U_{G0}}; \quad C_{G11} = \frac{2 I_{M0} X_{G0}}{E_{0G0}},$$

где E_{G0} - продольная составляющая результирующей ЭДС генератора; U_{G0} - напряжение на выходе генератора; E_{0G0} - ЭДС намагничивания генератора; X_{G0} - реактивное сопротивление генератора; I_{M0} - ток гребного электродвигателя.

Для рассматриваемого судна численные значения этих параметров равны $C_{M16} = 14,127$; $C_{G7} = 1,45$; $C_{G3} = 1$; $C_{G11} = 0,103$. Попытаемся найти оптимальные законы управления по критерию минимума относительных затрат топлива G_{min} для нескольких положений рукоятки ПУ.

Наиболее близким к рассматриваемому электроходу является вариант пропульсивного комплекса с параметрами $C_{M16} = 14,05$; $C_{G7} = 1,5$; $C_{G3} = 1,01$; $C_{G11} = 0,12$. При средней переключке рукоятки ПУ ($\alpha_{уст} = 0,6$) оптимальным решением будет

$$\alpha_* = 0,6(1 - e^{-5,281T});$$

$$\gamma_* = 2,06\alpha - 0,1\alpha^2 + 0,963\alpha^3.$$

При полной переключке рукоятки ПУ ($\alpha_{уст} = 1$) управлять гребной установкой рекомендуется по законам

$$\alpha_* = 1,0(1 - e^{-5,269T});$$

$$\gamma_* = 1,73\alpha - 0,05\alpha^2 + 0,78\alpha^3.$$

Эти законы управления показаны на рис. 3 кривыми 2 (для $\alpha_{уст} = 0,6$) и 4 (для $\alpha_{уст} = 1$). Здесь же приведен и классический пропорциональный $\frac{\alpha}{\gamma} = \text{const}$ (под номером 1) закон управления.

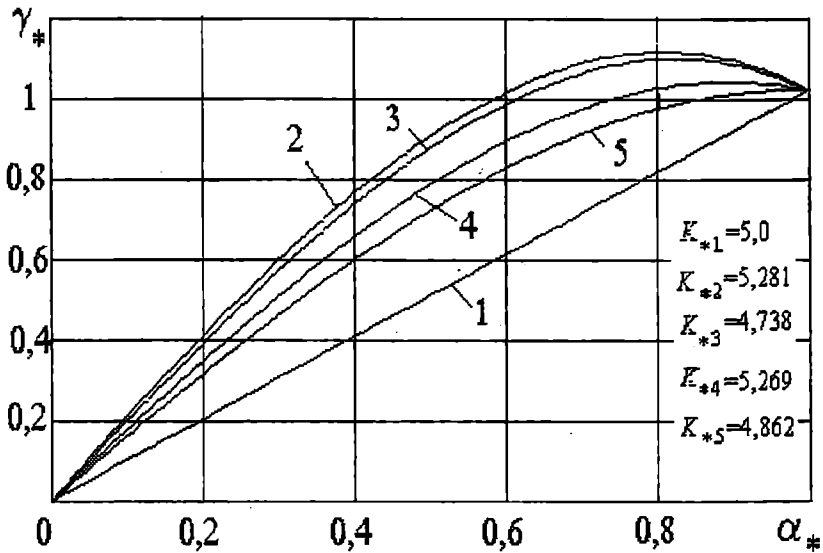


Рис. 3. Оптимальные законы управления ГЭУ при разгоне электрохода

Поскольку параметры рассматриваемого судна, как уже отмечалось выше, несколько отличаются от тех, для которых даны рекомендации, можно попытаться уточнить законы управления, проведя оптимизацию для конкретного электрохода, каковым является «Капитан Измайлов». Результаты таких расчетов приведены на рис. 3 кривыми 3 (для $\alpha_{уст} = 0,6$) и 5 (для $\alpha_{уст} = 1$). Сравнение соответствующих зависимостей показывает, что для определения оптимальных законов управления можно с достаточной для практики степенью точности пользоваться рекомендованными таблицами и графиками.

Для сравнения поведения элементов пропульсивного комплекса при классическом и оптимальном законах управления, а также для оценки эффективности оптимизации были выполнены расчеты изменения во времени основных режимных показателей комплекса при разгоне судна. Результаты показали, что при оптимальном управлении по рекомендуемым законам относительные затраты топлива на выполнение разгона снижаются на 27,4 % при $\alpha_{уст} = 0,6$ и на 19,2 % при $\alpha_{уст} = 1,0$.

Оптимальные законы управления при торможении рекомендуется отыскивать по критерию минимума продолжительности торможения гребных винтов $T_{тор.ГЭД}$. Значимое влияние на эти законы оказывают начальная скорость движения судна $v_{нач}$, допустимое значение "провала напряжения" в сети ΔU_G , и параметры C_{G5} , C_{G8} , C_{G10}

$$C_{G5} = 2\pi f_{G0} L_G \frac{I_{G0}}{U_{G0}}; \quad C_{G8} = \frac{E_{aG}}{E_{G0}}; \quad C_{G10} = \frac{U_{G0}}{E_{G0}},$$

где f_{G0} и L_G - частота тока и индуктивность якоря генератора; E_{aG} - продольная составляющая ЭДС реакции якоря генератора; I_{G0} - ток якоря генератора.

Для рассматриваемого судна эти параметры равны $\Delta U_G = 0,2$; $C_{G8} = 0,608$; $C_{G5} = 0,073$; $C_{G10} = 0,69$. Ближайшими к оптимальному решению являются законы управления 1 и 2, представленные на рис. 4.

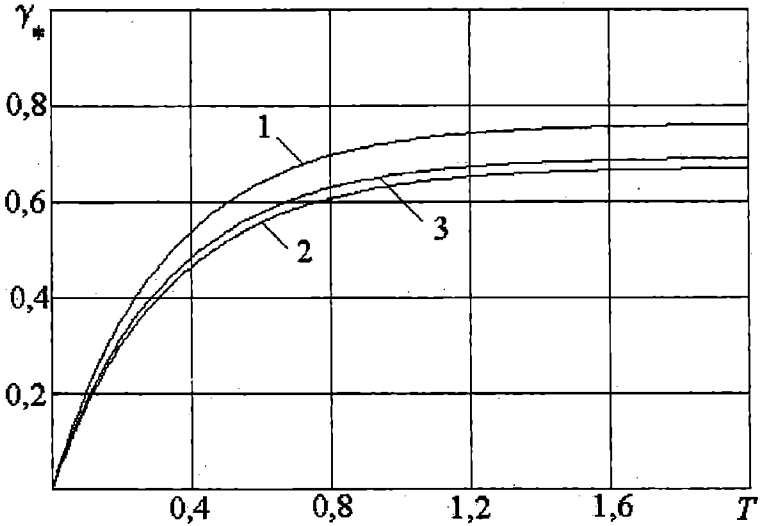


Рис. 4. Оптимальные законы управления ГЭУ при торможении электрохода

Для того, чтобы оценить насколько эти законы близки к оптимальному варианту была проведена оптимизация законов управления ГЭУ электрохода "Капитан Измайлов" при торможении. Результаты оптимизации - закон изменения во времени относительного напряжения $\gamma = \gamma(T)$

$$\gamma_* = \gamma_{уст} (1 - e^{-k\gamma T}) = 0,69(1 - e^{-3T})$$

приведены на рис. 4 кривой 3. Как видно из сравнения зависимостей 1, 2 и 3, рекомендуемые законы управления дают достаточно хорошее приближение к оптимальному варианту.

Текущие значения основных режимных показателей рассматриваемого пропульсивного комплекса при реализации

оптимальных законов управления показаны на рис. 5. Все они находятся в допустимых пределах.

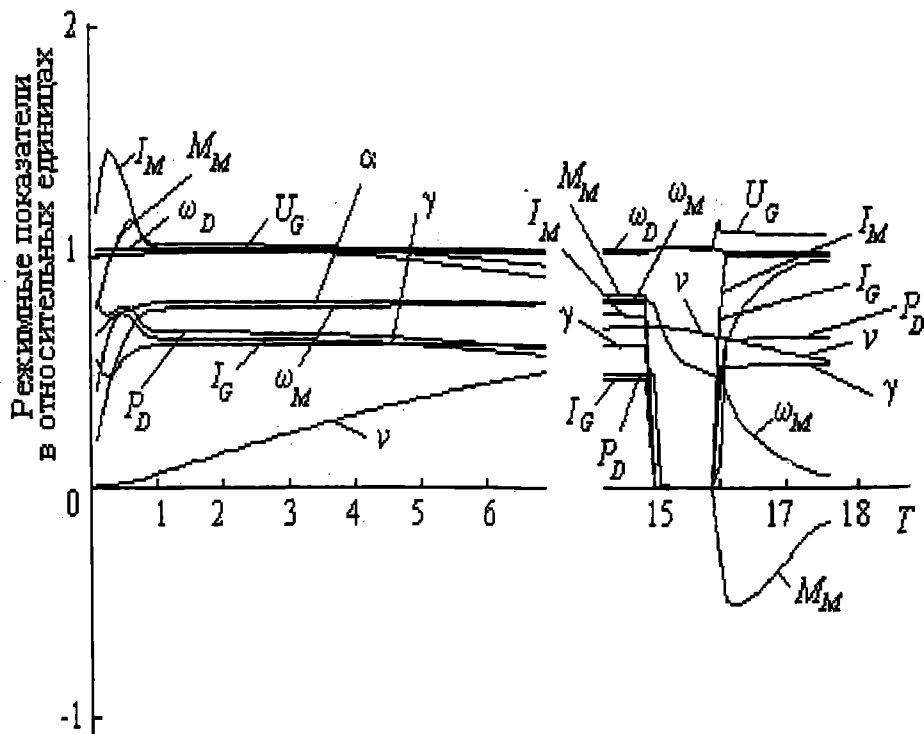


Рис. 5. Изменение во времени режимных показателей пропульсивного комплекса "Капитан Измайлов" при торможении

Таким образом, сравнение рекомендованных в таблицах и диаграммах работы [4] оптимальных законов управления с законами управления, полученными для конкретного электрохода, подтверждает то, что предлагаемыми таблицами и графиками можно пользоваться с достаточной для практики степенью точности. Для каждого конкретного судна в зависимости от наиболее значимых параметров его пропульсивного комплекса можно выбрать оптимальные законы управления энергетической установкой на основных маневрах.

Разработанные рекомендации позволяют уже на начальной стадии проектирования СЭУ судов с электродвижением при весьма ограниченном объеме информации назначать наилучшие законы управления гребными установками и прогнозировать при этом маневренные свойства судов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Булгаков А.А. Частотное управление асинхронными электродвигателями. - М.: Наука, 1966. - 282 с.
2. Горбунов Б.А., Савин А.С., Сержантов В.В. Современные и перспективные гребные электрические установки судов. - Л.: Судостроение, 1979. - 180 с.
3. Хайкин А.Б., Васильев В.Н., Полонский В.И. Автоматизированные гребные электрические установки: Учебник для вузов. - Изд. 4-е перераб. и доп. - М.: Транспорт, 1986. - 424 с.
4. Яровенко В.А. Расчет и оптимизация переходных режимов импульсивных комплексов электроходов. - Одесса: Маяк, 1999. - 188 с.
5. Яровенко В.А. Оптимальное управление силовыми установками электроходов при криволинейном движении // Зб. наук. пр. УДМТУ. - Миколаїв: УДМТУ, 2000. - № 2 (368). - С. 48-55.
6. Яровенко В.А. Экономичный режим управления частотно-регулируемыми гребными электродвигателями // Автоматизация судовых технических средств: научн.-техн.сб. - 2000. - Вып. 5. - Одесса: ОГМА. - С. 145-152.

УДК 658.012.122:656.07

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РАБОТЫ ТРАНСПОРТА НА УРОВЕНЬ ЗАПАСОВ В ЛОГИСТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ

И.В. Боделан, М.Я. Постан

Как известно, одним из наиболее существенных результатов использования логистической концепции организации производства является сокращение запасов и отказ от завышенного времени на выполнение основных и транспортно-складских операций [1, 2]. Оптимизация запасов - вообще одна из центральных проблем логистики. Необходимость создания запасов диктуется следующими соображениями:

- а) несовпадением во времени процессов пополнения или образования запасов и их потребления;
- б) стремлением производителя изготовлять продукцию "впрок", т.е. без конкретного заказа со стороны рынка;
- в) неопределенностью рыночной конъюнктуры, т.е. спроса на готовую продукцию.

Содержание запасов требует отвлечения финансовых и трудовых ресурсов, использования значительной части материально-технической базы (складского хозяйства, подъемно-транспортного оборудования и др.). Кроме того, в рамках логистического подхода запасы готовой продукции на складе рассматриваются как "замороженная стоимость", поскольку не приносят доходы.

Анализ опыта работы ряда фирм Западной Европы, использующих современные логистические методы организации производства (например, систему Канбан), показывает, что применение логистики позволяет сократить производственные запасы на 50%.

На процессы пополнения и расходования запасов в логистических системах, включающих промышленное предприятие, магистральный транспорт и перевалочные пункты, существенно влияют регулярность и ритмичность работы транспорта. Однако, как известно, сроки подачи подвижного состава и графики его движения зачастую нарушаются по объективным причинам. Поэтому при правильном проектировании логистических систем необходимо принимать во внимание эту неравномерность работы транспорта и рассчитывать необходимые резервы пропускных способностей фронтов погрузки-выгрузки и вместимости складов.

В чисто теоретическом плане влияние неравномерности движения транспортных средств на колебание уровня запаса перевозимого груза исследовано пока мало. Отчасти это вызвано серьезными аналитическими трудностями, возникающими при построении и анализе соответствующих экономико-математических моделей. Здесь необходимо сочетать методы

теории массового обслуживания и теории запасов, что приводит в итоге к необходимости решать сложные граничные задачи для дифференциальных уравнений или интегральные уравнения типа свертки [3].

В данной работе мы исследуем указанную проблему на примере достаточно простой в структурном отношении, но далеко не тривиальной в математическом смысле, логистической системы с одним складом (см. рис.1).

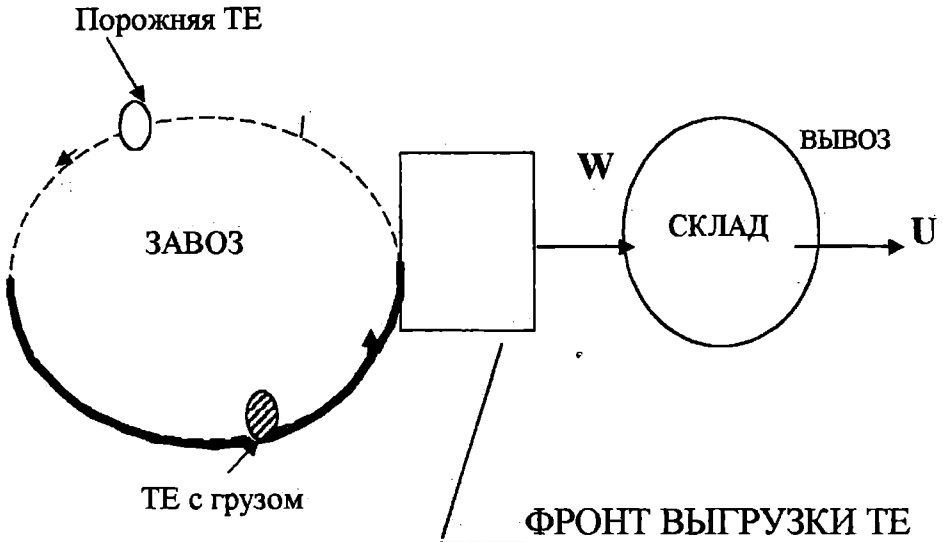


Рис. 1. Структурная схема логистической системы с неравномерным завозом груза

Считаем, что однородный груз доставляется в перевалочный пункт единственной транспортной единицей (ТЕ) грузоподъемности γ , причем γ предполагается случайной величиной с функцией распределения $G(x)$. В качестве ТЕ может выступать судно или железнодорожный состав. После прибытия ТЕ на фронт выгрузки груз из неё немедленно начинает выгружаться с интенсивностью W . Выгружаемый груз поступает непосредственно на склад, вместимость которого будем для простоты считать достаточно большой, т.е. будем пренебрегать возможностью снижения интенсивности выгрузки ТЕ из-за отсутствия свободной вместимости склада. Груз со склада вывозится равномерно с интенсивностью $U < W$ (при условии, что он на складе находится). После окончания выгрузки порожняя ТЕ покидает перевалочный пункт и возвращается в него с грузом через случайное время τ , имеющее распределение Эрланга r -го порядка, т.е.

$$P\{\tau \leq t\} = 1 - e^{-\lambda t} \sum_{i=1}^{r-1} \frac{(\lambda t)^i}{i!}, \quad t \geq 0, \quad (1)$$

где $M\tau = r/\lambda$ - среднее время, в течение которого ТЕ отсутствует в перевалочном пункте.

Случайные величины τ_1, τ_2, \dots считаем взаимно независимыми и независимыми от также независимых друг от друга случайных величин $\gamma_1, \gamma_2, \dots$ (нижние индексы здесь соответствуют порядковому номеру очередного прибытия грузовой ТЕ).

Таким образом, мы предполагаем, что описанная простейшая логистическая система работает в условиях неопределенности, источниками которой являются:

а) случайные колебания грузоподъемности ТЕ, вызванные неполным использованием грузоподъемности грузовых помещений, возможной заменой данной ТЕ другой с несколько отличающимися технико-эксплуатационными характеристиками и т.д.;

б) случайные отклонения фактических моментов прибытия ТЕ под выгрузку от планируемых по графику движения.

Для наших целей использование распределений типа (1) позволяет количественно оценить влияние степени регулярности работы транспорта на колебание уровня запасов груза, поскольку, как хорошо известно, с увеличением параметров r и λ закон распределения Эрланга (1) все меньше отличается от вырожденного, т.е. случайная величина τ в пределе при $r \rightarrow \infty$ становится неслучайной (постоянной).

Если обозначить через \bar{t}_p среднее время рейса ТЕ (т.е. средний промежуток времени с момента ухода порожней ТЕ из перевалочного пункта до момента прихода в него грузовой ТЕ), то из (1) следует, что

$$r/\lambda = \bar{t}_p,$$

откуда

$$\lambda = r/\bar{t}_p. \quad (2)$$

Значение величины \bar{t}_p определяется из статистических наблюдений за движением реальных ТЕ и считается известным.

Дисперсия длительности рейса τ определяется формулой

$$D\tau = \frac{r}{\lambda^2},$$

или с учетом (2)

$$D\tau = \frac{(\bar{t}_p)^2}{r} \quad (3)$$

Из (3) видно, что при $r \rightarrow \infty$ $D\tau \rightarrow 0$, т.е. случайная величина τ приближается к фиксированному значению \bar{t}_p .

Параметр r можно связать с допустимым с заданной вероятностью отклонением Δ фактической реализацией случайной величины τ от \bar{t}_p . Согласно неравенству Чебышева, имеем с учетом (3)

$$P\{|\tau - M\tau| \leq \Delta\} \geq 1 - \frac{D\tau}{\Delta^2} = 1 - \frac{(\bar{t}_p)^2}{r\Delta^2}.$$

Приравняв правую часть этого неравенства заданной вероятности ε ($\varepsilon = 0,9 - 0,95$), получим равенство

$$r = \frac{(\bar{t}_p)^2}{\Delta^2(1 - \varepsilon)}.$$

Поскольку r - целочисленный параметр, то можно приближенно считать, что

$$r = \left[\frac{(\bar{t}_p)^2}{\Delta^2(1 - \varepsilon)} \right],$$

где $[a]$ означает целую часть a .

Введем в рассмотрение основной интересующий нас случайный процесс, описывающий функционирование анализируемой логистической системы:

$$\zeta(t) = (\nu(t), \xi(t), \theta(t)),$$

где $\nu(t)$ - число ТЕ, находящихся под выгрузкой в момент времени t ($\nu(t) = 0$, если ТЕ отсутствует на фронте выгрузки, $\nu(t) = 1$, если ТЕ находится под выгрузкой);

$\xi(t)$ - количество груза, находящегося на складе в момент времени t ;

$\theta(t)$ - количество груза, выгруженного с момента начала выгрузки ТЕ до момента t , если $\nu(t) = 1$.

Типичная реализация компоненты $\xi(t)$ приведена на рис.2, откуда видно, что при $\nu(t) = 0$ количество груза на складе убывает с постоянной скоростью U (если $\xi(t) > 0$) и возрастает с постоянной скоростью $V = W - U$ при $\nu(t) = 1$.

Процесс $\zeta(t)$ будет марковским только при $r = 1$, поскольку только в этом случае длительность рейса τ будет иметь показательный закон распределения, который как известно [4], обладает свойством

"отсутствия памяти". Отметим также, что этот случай соответствует самому неравномерному режиму движения ТЕ и приводит к наибольшему скоплению груза на складе. В теории цепей Маркова известно, что эрланговское распределение удобно использовать для сведения немарковских процессов к марковским методом введения фиктивных этапов [4].

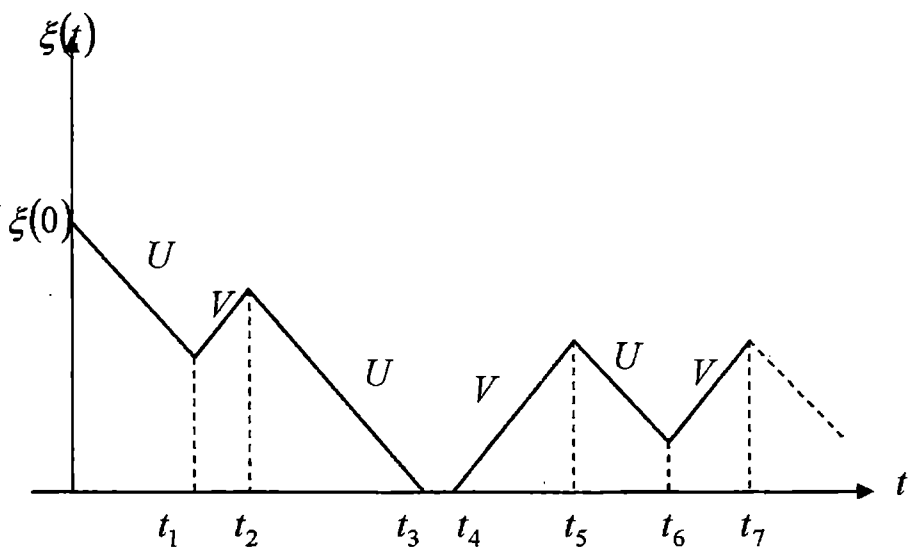


Рис. 2. Выборочная траектория процесса колебания количества груза на складе (t_1, t_4, t_6 - моменты начала выгрузки ТЕ; t_2, t_5, t_7 - моменты завершения выгрузки ТЕ; t_3 - момент опустошения склада)

Для этого в нашем случае следует ввести в рассмотрение расширенный процесс $(\zeta(t), n(t))$, где $n(t)$ - текущий номер этапа движения ТЕ. Процесс $(\zeta(t), n(t))$ уже будет марковским. Отметим, что случай $r = 1$ достаточно хорошо изучен в теории запасов (см., например, [5, 6]).

Наша основная задача - исследование зависимости предельного математического ожидания количества груза на складе

$$M\xi = \lim_{t \rightarrow \infty} M\xi(t)$$

от целочисленного параметра r (с учетом соотношения (2)). Для этого вначале необходимо отыскать распределение процесса $\xi(t)$ (точнее, марковского процесса $(\zeta(t), n(t))$). Эта задача в принципе может быть решена с помощью теории марковских процессов со сносом [3].

Введем следующие обозначения:

$$F_i(x, t) = P\{v(t) = 0, n(t) = r, \xi(t) \leq x\}, \quad i = 0, 1, \dots, r-1,$$

$$F(x, y, t) dy = P\{v(t) = 1, \xi(t) \leq x, y < \theta(t) < y + dy\}.$$

Нас будет интересовать предельное при $t \rightarrow \infty$ распределение вероятностей процесса $(\xi(t), n(t))$, которое соответствует установившемуся режиму работы нашей логистической системы.

Обозначим (в предположении существования этих пределов

$$F_i(x) = \lim_{t \rightarrow \infty} F_i(x, t), \quad x \geq 0,$$

$$F(x, y) = \lim_{t \rightarrow \infty} F(x, y, t), \quad x \geq 0, \quad y \geq 0.$$

Используя обычные вероятностные рассуждения [7], для неизвестных функций $F_i(x), f(x, y) = \frac{F(x, y)}{(1 - G(y))}$ можно вывести следующую систему интегро-дифференциальных уравнений и граничных условий:

$$-UF_0'(x) = -\lambda F_0(x) + W \int_0^{\infty} f(x, y) dG(y), \quad x > 0, \quad (4)$$

$$-UF_i'(x) = -\lambda F_i(x) + \lambda F_{i-1}(x), \quad i = 1, 2, \dots, r-1; \quad x > 0, \quad (5)$$

$$V \frac{\partial}{\partial x} f(x, y) + W \frac{\partial}{\partial y} f(x, y) = 0, \quad x, y > 0, \quad (6)$$

$$\lambda F_{r-1}(x) = W f(x, 0), \quad x \geq 0, \quad (7)$$

$$\lambda F_i(0) = UF_i'(0), \quad i = 1, 2, \dots, r-1, \quad (8)$$

$$f(0, y) = 0, \quad y \geq 0. \quad (9)$$

Условие нормировки будет таким:

$$\sum_{i=0}^{r-1} F_i(\infty) + \int_0^{\infty} f(\infty, y)(1 - G(y)) dy = 1. \quad (10)$$

Общее решение уравнения (6) имеет вид

$$f(x, y) = h\left(\frac{x}{V} - \frac{y}{W}\right), \quad (11)$$

где $h(\cdot)$ - некоторая функция, которая в силу условия (7) должна быть равна

$$h(z) = \frac{\lambda}{W} F_{r-1}(Vz), \quad z \geq 0. \quad (12)$$

С учетом (11), (12) уравнение (4) может быть записано следующим образом:

$$-UF_0'(x) = -\lambda F_0(x) + \lambda \int_0^x F_{r-1}(x-y) dG_1(y), \quad x \geq 0, \quad (13)$$

где $G_1(y) = G\left(\frac{Wy}{V}\right)$.

Система интегро-дифференциальных уравнений (5), (13) может быть решена методом преобразования Лапласа. Обозначим

$$F_i^*(s) = \int_0^{\infty} e^{-sx} F_i(x) dx, \quad \operatorname{Re} s > 0, \quad i = 1, 2, \dots, r-1.$$

Тогда система (5), (13) сведется к следующей системе алгебраических уравнений относительно $F_i^*(s)$:

$$\begin{aligned} (\lambda - Us)F_i^*(s) &= \lambda F_{i-1}^*(s) - UF_i(0), \quad i = 1, 2, \dots, r-1, \\ (\lambda - Us)F_i^*(s) - \lambda F_{i-1}^*(s) \gamma\left(\frac{sV}{W}\right) &= -UF_0(0), \end{aligned} \quad (14)$$

где $\gamma(z) = \int_0^{\infty} e^{-zx} dG(x)$, $\operatorname{Re} z \geq 0$.

Нетрудно убедиться с помощью индукции, что решение системы (14) имеет вид:

$$F_i^*(s) = \left(\frac{\lambda}{\lambda - Us}\right)^i \left[F_0^*(s) - \frac{U}{\lambda - Us} \sum_{j=1}^i \left(\frac{\lambda - Us}{\lambda}\right)^j F_j(0) \right], \quad i = 1, 2, \dots, r-1; \quad (15)$$

$$\begin{aligned} F_0^*(s) &= U \left\{ (\lambda - Us)^{r-1} F_0(0) + \lambda^{r-1} \gamma\left(\frac{sV}{W}\right) \sum_{i=1}^{r-1} \left(\frac{\lambda - Us}{\lambda}\right)^{i-1} F_i(0) \right\} \times \\ &\times \left[-(\lambda - Us)^r + \lambda \gamma\left(\frac{sV}{W}\right) \right]^{-1}, \quad \operatorname{Re} s > 0. \end{aligned} \quad (16)$$

Поскольку

$$\lim_{s \rightarrow 0^+} sF_0^*(s) = F_0(\infty),$$

то из (15) находим

$$\sum_{i=0}^{r-1} F_i(0) = \left(r - \frac{\lambda g V}{UW} \right) F_0(\infty), \quad (17)$$

где $g = \int_0^{\infty} x dG(x) < \infty$ - средняя грузоподъемность ТЕ.

Из (5), (10), (13) при $x \rightarrow \infty$ (с учетом того, что $\lim_{x \rightarrow \infty} F_i'(x) = 0$)

вытекают равенства

$$F_0(\infty) = F_1(\infty) = \dots = F_{r-1}(\infty) = \frac{W}{(rW + \lambda g)}. \quad (18)$$

Поскольку сумма в левой части равенства (17) есть вероятность того, что в произвольный момент времени в установившемся режиме склад пуст, то выражение в правой части (17) должно быть положительным. Отсюда следует необходимость неравенства

$$\lambda g < \frac{rUW}{V},$$

выполнение которого необходимо для того чтобы с течением времени груз на складе не скапливался неограниченно.

Неизвестные постоянные $F_i(0)$ определяются из условия аналитичности функции $sF_0^*(s)$ в полуплоскости $\text{Re } s \geq 0$, благодаря которому нули числителя и знаменателя дроби в правой части (16) должны совпадать. Можно показать (см. Приложение), что в области $\text{Re } s \geq 0$ уравнение

$$(\lambda - Us)^r = \lambda^r \gamma \left(\frac{sV}{W} \right)$$

имеет, по крайней мере, r корней (с учетом их кратности). Обозначим эти корни $s_1 = 0, s_2, \dots, s_r$. Тогда из (16) получим

$$\sum_{i=0}^{r-1} \left(\frac{\lambda - Us_k}{\lambda} \right)^i F_i(0) = 0, \quad k = 2, 3, \dots, r. \quad (19)$$

Искомые постоянные $F_i(0)$ могут быть найдены теперь путем решения системы уравнений (17), (19).

Используя специфическую структуру матрицы системы (17), (19), можно показать справедливость следующих равенств:

$$\sum_{i=1}^{r-1} i F_i(0) = \frac{\lambda}{U} \left(r - \frac{\lambda g V}{UW} \right) F_0(\infty) \sum_{i=2}^r \frac{1}{s_i}, \quad (20)$$

$$F_0(0) = \frac{\left(\frac{\lambda}{U}\right)^{r-1} \left(r - \frac{\lambda g V}{UW}\right) F_0(\infty) \prod_{i=2}^r \left(1 - \frac{Us_i}{\lambda}\right)}{\prod_{i=2}^r s_i}$$

Функция распределения $F(x)$ количества груза, находящегося в любой момент времени на складе, определяется формулой

$$F(x) = \sum_{i=0}^{r-1} F_i(x) + \frac{\lambda}{W} \int_0^{xW/V} F_{r-1}\left(x - \frac{yV}{W}\right) (1 - G(y)) dy$$

или в терминах преобразования Лапласа-Стилтьеса

$$\varphi(x) = \sum_{i=0}^{r-1} \varphi_i(s) + \frac{\lambda}{sV} (1 - \gamma(sV/W)) \varphi_{r-1}(s), \quad \text{Re } s \geq 0, \quad (21)$$

где $\varphi_i(s) = sF_i^*(s)$.

Из (21) находим интересующее нас математическое ожидание количества груза на складе (с учетом равенств $\varphi_{r-1}(0) = F_{r-1}(\infty) = F_0(\infty)$)

$$M\xi = -\varphi'(0) = -\sum_{i=0}^{r-1} \varphi_i'(0) - \frac{\lambda g}{W} \varphi_{r-1}'(0) + \frac{\lambda g^{(2)}}{2W^2} F_0(\infty), \quad (22)$$

где $g^{(2)} = \int_0^\infty x^2 dF(x) < \infty$ - второй начальный момент распределения грузоподъемности ТЕ.

Непосредственно из системы (14) после умножения обеих частей уравнения на s и дифференцирования по s в точке $s = 0$ получим

$$\lambda \varphi_i'(0) = \lambda \varphi_{i-1}'(0) + U [F_i(\infty) - F_i(0)], \quad i = 1, 2, \dots, r-1,$$

$$\lambda \varphi_0'(0) = \lambda \varphi_{r-1}'(0) + \left(U - \frac{\lambda g V}{W}\right) F_0(\infty) - F_0(0).$$

Отсюда следует, что

$$\varphi_i'(0) = \varphi_0'(0) + \frac{U}{\lambda} \sum_{j=1}^i (F_j(\infty) - F_j(0)), \quad i = 1, 2, \dots, r-1,$$

и далее

$$\sum_{i=0}^{r-1} \varphi_i'(0) = r \varphi_0'(0) + \frac{U}{\lambda} \sum_{i=1}^{r-1} \sum_{j=1}^i (F_j(\infty) - F_j(0)). \quad (23)$$

Двойную сумму в правой части последней формулы с учетом (17), (18), (20) можно представить следующим образом:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^{r-1} \sum_{j=1}^i (F_j(\infty) - F_j(0)) &= F_0(\infty) \frac{r(r-1)}{2} - \sum_{i=1}^{r-1} (r-i) F_i(0) = \\ &= F_0(\infty) \left[\frac{r(r-1)}{2} - \left(r - \frac{\lambda g V}{UW} \right) \left(1 - \frac{\lambda}{U} \sum_{i=2}^r \frac{1}{s_i} \right) \right] + r F_0(0) \end{aligned} \quad (24)$$

Величины $\varphi'_0(0)$ и $\varphi'_{r-1}(0)$ находятся с помощью формул (15), (16) для $F_0^*(s)$ и $F_{r-1}^*(s)$ с использованием соотношений (17), (20):

$$\begin{aligned} -\varphi'_0(0) &= F_0(\infty) \left\{ -\frac{U}{\lambda} + \frac{1}{2} \left[\frac{\lambda g^{(2)} V^2}{W^2} - \frac{U^2 r(r-1)}{\lambda} \right] \left(U r - \frac{\lambda g V}{W} \right)^{-1} + \sum_{i=2}^r \frac{1}{s_i} \right\} + \frac{U}{\lambda} F_0(0), \\ -\varphi'_{r-1}(0) &= -\varphi'_0(0) + \frac{U}{\lambda} (F_0(\infty) - F_0(0)) - \frac{gV}{W} F_0(\infty). \end{aligned} \quad (25)$$

В частности, для $r = 1$ выражение для $M\xi$ имеет вид [6]

$$M\xi = \frac{\lambda g^{(2)} V}{2(W + \lambda g) \left(U - \frac{\lambda g V}{W} \right)},$$

а для $r = 2$ из (22)-(25) следует такая формула:

$$M\xi = -\varphi'_0(0) \left(2 + \frac{\lambda g}{W} \right) + F_0(\infty) \left[\frac{3U}{\lambda} + \frac{gU}{W} + \frac{\lambda g^{(2)} V}{2W^2} + \frac{\left(1 + \frac{\lambda g}{W} \right) \left(2 - \frac{\lambda g V}{UW} \right)}{s_2} \right],$$

где $-\varphi'_0(0) = \frac{1}{2\lambda} \left\{ F_0(\infty) \left(\frac{\lambda g^{(2)} V^2}{W^2} - 2U^2 \right) + 2U^2 F_0(0) + \frac{2\lambda g U V}{W} \right\} \left(2U - \frac{\lambda g V}{W} \right)^{-1}$;

$$F_0(0) = \left(1 - \frac{\lambda}{U s_2} \right) \left(2 - \frac{\lambda g V}{UW} \right) F_0(\infty);$$

s_2 -единственный положительный корень функционального уравнения

$$(\lambda - U s)^2 = \lambda^2 \gamma \left(s^V / W \right),$$

причем $s_2 > \lambda/U$ (см. рис. 3).

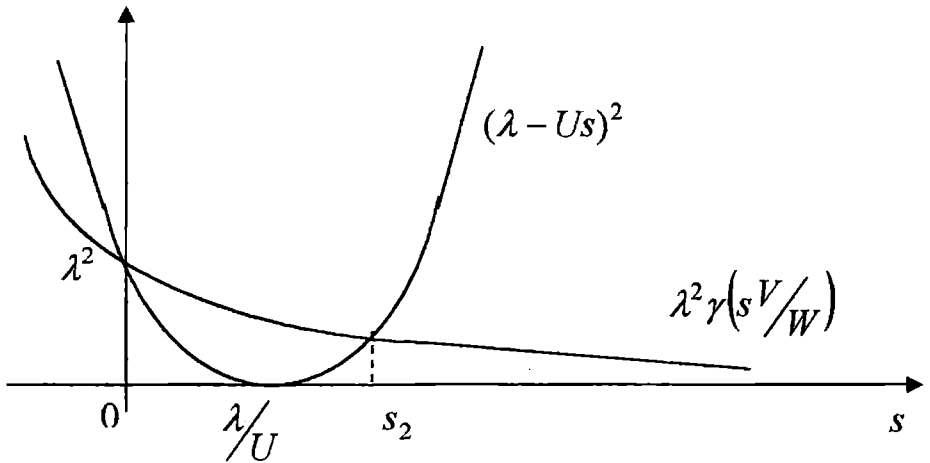


Рис. 3. Расположение корня функционального уравнения

Заметим, что в частном случае, когда грузоподъемность ТЕ постоянна и равна g , имеем

$$\gamma\left(\frac{sV}{W}\right) = \exp\left\{-\frac{sgV}{W}\right\}.$$

Из общих соображений ясно, что с ростом параметра r , т.е. степени регулярности движения ТЕ, величина $M\xi$ должна убывать. Это не удивительно, поскольку склады как раз и создаются для того, чтобы компенсировать несовпадение моментов прибытия и грузоподъемностей ТЕ, привозящих и вывозящих груз из перевалочного пункта. Конечно, увеличение значения r требует дополнительных затрат, связанных с более совершенной организацией движения ТЕ и технологией погрузочно-разгрузочных работ. Отметим, что ещё одним фактором, сдерживающим снижение параметра r , являются различного рода штрафные санкции за нарушение графика движения ТЕ. Поэтому можно определить оптимальное значение r , минимизирующее средние суммарные текущие затраты по организации регулярного движения ТЕ и хранению груза, т.е.

$$S(r) = C_0(r) + C_{xp} M\xi,$$

где $C_0(r)$ - средние затраты в единицу времени на поддержание регулярности движения ТЕ;

C_{xp} - затраты на суточное хранение 1 т груза.

В рассмотренной выше логистической системе груз накапливается на складе из-за неравномерности процесса его завоза при равномерном вывозе. В производственной практике возможна также и обратная ситуация, когда груз (например, готовая продукция завода) поступает на склад равномерно с постоянной интенсивностью U , а вывозится с помощью ТЕ,

время рейса которой имеет распределение вида (1). Погрузка груза со склада на ТЕ производится с интенсивностью $W > U$, если склад не пуст, и с интенсивностью U в противном случае (см. рис. 4).

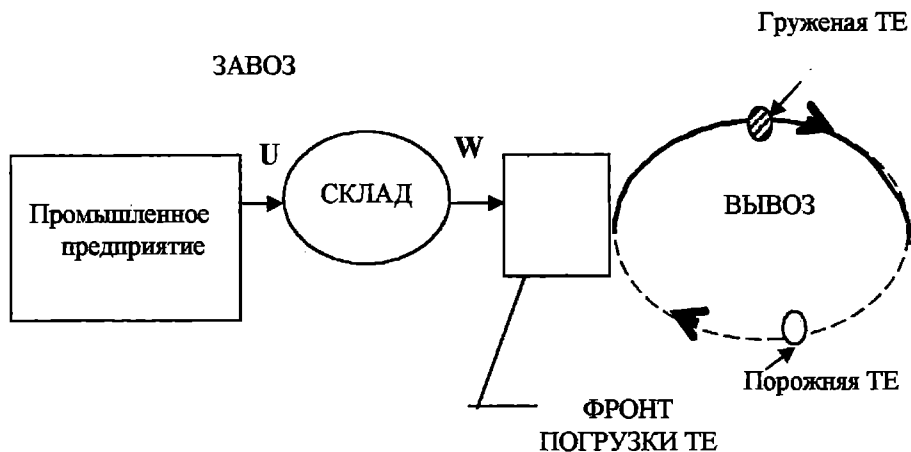


Рис. 4. Структурная схема логистической системы с неравномерным вывозом груза

Описанная логистическая система также может быть проанализирована с помощью марковских процессов со сносом. Для вероятностного распределения основного процесса $(\xi(t), n(t))$ можно вывести систему интегро-дифференциальных уравнений, аналогичную системе (4)-(10). В работе [6] такая система изучалась для частного случая $r = 1$.

Более сложные в структурном отношении логистические системы включают несколько складов и перевалочных пунктов. Хотя вывод соответствующих систем уравнений для вероятностных характеристик таких систем не вызывает принципиальных трудностей, однако их решение требует значительных математических усилий.

ПРИЛОЖЕНИЕ

Пусть дано функциональное уравнение

$$(\lambda - Us)^r = \lambda^r \gamma \left(\frac{sV}{W} \right), \text{Re } s \geq 0.$$

Положим

$$s = \frac{\lambda}{U} (1 - z)$$

и покажем, что функция

$$\gamma(\alpha(1-z)) - z^r, \quad \alpha = \frac{\lambda V}{UV}$$

имеет, по крайней мере, r корней (считая их кратности) в круге $|z| \leq 1$.

Действительно, для любого $\varepsilon > 0$ при $|z| = 1$ имеем

$$\operatorname{Re}(\varepsilon + \alpha - \alpha z) > 0,$$

$$|\gamma(\varepsilon + \alpha - \alpha z)| \leq \int_0^{\infty} e^{-x(\varepsilon + \alpha - \alpha z)} |dG(x)| =$$

$$= \int_0^{\infty} e^{-x \operatorname{Re}(\varepsilon + \alpha - \alpha z)} dG(x) \leq 1 = |z|^r$$

Поэтому, согласно теореме Руше [8], функции

$$z^r - \gamma(\varepsilon + \alpha - \alpha z) \quad \text{и} \quad z^r$$

имеют одинаковое число нулей в круге $|z| < 1$, т.е. r нулей. При $\varepsilon \rightarrow +0$ получим нужное утверждение.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гаджинский А.М. Основы логистики. Учебное пособие 2-е изд. – М.: ИВЦ "Маркетинг", 1996. – 122 с.
2. Гордон М.П., Карнаухов С.Б. Логистика товародвижения. Изд. 2-е доп и перераб.- М.: Центр экономики и маркетинга, 1999. – 196 с.
3. Постан М.Я. Об унифицированных схемах моделирования взаимодействия транспортных потоков в пунктах перевалки грузов //ВИНИТИ: Транспорт: наука, техника, управление. – 1992. - № 6. – С.8-20.
4. Постан М.Я. Основы теории массового обслуживания и теории надёжности. Учебное пособие. – Одесса: ОГМУ, 2001. – 163 с.
5. Прабху Н. Методы теории массового обслуживания и управления запасами/Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1969. – 356 с.
6. Постан М.Я. Вероятностные модели простейших транспортно-складских систем и их анализ//Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: Збірник наукових праць. – Вип. 1. – Одеса: ОДМУ – 2001. – С. 53-65.
7. Гнеденко Б.В., Коваленко И.Н. Введение в теорию массового обслуживания. Изд. 2-е доп. и перераб. – М.: Наука, 1987. – 336 с.
8. Свешников А.Г., Тихонов А.Н. Теория функций комплексной переменной. – Изд. 3-е дополн. – М.: Наука, 1974. – 319 с.

УДК: 656.615: 658.003

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЗАДАЧИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВЕРХНЕЙ ГРАНИЦЫ КОНЦЕНТРАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ЛИНИЙ НА СУДАХ С ВЕРТИКАЛЬНЫМ СПОСОБОМ ОБРАБОТКИ

А. А. Малаксиано

Во многих задачах транспортных систем возникает необходимость определения верхней границы концентрации технологических линий на обработке (погрузке, выгрузке) одного транспортного средства. На примере морского порта, как элемента транспортной системы, к их числу можно отнести такие классы задач:

- определение потребности порта в технических и трудовых ресурсах [1];
- оценка пропускной способности порта и его элементов [2];
- оперативное управление обработкой транспортных средств и др. [3].

В математических моделях, используемых для решения этих задач, рассматриваемая величина, как правило, фигурирует в качестве верхнего предела изменения одной из независимых переменных (управляемого параметра модели).

Данная статья является первой в цикле наших работ, посвященных определению верхней границы концентрации технологических линий на судах с вертикальным и горизонтальным способами обработки. В них будут предложены точные и приближенные методы оценки этой величины для универсальных сухогрузных судов, балкеров, контейнеровозов ячеистой конструкции, рефрижераторов, судов типа ро-ро, а также рассмотрены случаи обработки вагонов и штаффировки крупнотоннажных контейнеров.

Для судов с вертикальным способом обработки верхняя граница концентрации технологических линий на судне равна:

$$K = \frac{T_c}{t_{\min}},$$

$$T_c = \sum_{\gamma=1}^m T_{\gamma},$$

$$T_{\gamma} = \frac{Q_{\gamma}}{P_{\gamma}},$$

где K - верхняя граница концентрации технологических линий на судне;

T_c - трудоёмкость обработки судна, ч;

t_{\min} - минимальное время обработки судна, ч;

γ - номер трюма судна ($\gamma = \overline{1, m}$);

T_γ - трудоёмкость обработки γ -го трюма, ч;

Q_γ - количество груза в γ -ом трюме, т;

P_γ - производительность технологической линии на γ -ом трюме, т/ч.

В настоящее время в литературе описан частный случай определения верхней границы концентрации технологических линий при обработке судов такого типа только при помощи береговых кранов [4].

В данной работе предлагается методика отыскания верхней границы концентрации технологических линий в общем случае, когда обработка судна ведётся вертикальным способом на два борта береговыми кранами и судовыми стрелами. Следует отметить, что функции судовых стрел могут выполнять судовые краны, мобильные пневматические установки, используемые для перевалки насыпных грузов, плавучие краны и другие машины. Они в состоянии обрабатывать судно, как с морского борта, так и с берега.

Очевидно, что продолжительность обработки всего судна не может быть меньше времени погрузки-выгрузки отдельной его части, состоящих из одного трюма либо группы смежных трюмов. Поэтому минимальное время обработки судна определяется продолжительностью обработки отдельных его частей при условии, что на каждой из них сосредоточено максимально возможное число технологических линий. Предлагается следующая последовательность нахождения этой величины:

1. Судно условно разбивается на части, состоящие из отдельных трюмов и групп смежных трюмов.

2. Для каждой такой части находится наименьшая продолжительность её обработки исходя из условия, что погрузочно-разгрузочные работы ведутся максимально возможным числом технологических линий.

3. Минимальное время обработки всего судна принимается равным продолжительности погрузки-выгрузки той его части, на которую необходимо затратить наибольшее время.

Предполагается, что в порту имеется достаточное количество технических и трудовых ресурсов, то есть общее количество технологических линий, работающих на судне, не ограничено, оно равно верхнему значению области изменения этой переменной при данных параметрах перегрузочного процесса.

Для нахождения минимального времени обработки группы h смежных трюмов предлагается следующая математическая модель процесса их погрузки-выгрузки, имеющая вид системы уравнений и неравенств:

$$T_\gamma = X_\gamma + K_\gamma Y_\gamma, \quad \gamma = \overline{1, l+h-1}; \quad (1)$$

$$\frac{\sum_{\gamma=l}^{l+h-1} X_{\gamma}}{t_{l,l+h-1}} \leq R_{l,l+h-1}, \quad (2)$$

$$\frac{X_{\gamma}}{t_{l,l+h-1}} \leq r_{\gamma}, \quad \gamma = \overline{l, l+h-1}; \quad (3)$$

$$\frac{X_{\gamma} + Y_{\gamma}}{t_{l,l+h-1}} \leq r_{\gamma} + r_{\gamma m}, \quad \gamma = \overline{l, l+h-1}; \quad (4)$$

$$\frac{Y_{\gamma}}{t_{l,l+h-1}} \leq N_{\gamma}, \quad \gamma = \overline{l, l+h-1}; \quad (5)$$

$$X_{\gamma} \geq 0, \quad \gamma = \overline{l, l+h-1}; \quad (6)$$

$$Y_{\gamma} \geq 0, \quad \gamma = \overline{l, l+h-1}; \quad (7)$$

где l - номер первого трюма в совокупности смежных трюмов ($l = \overline{1, m}$);

h - число трюмов, входящих в совокупность смежных трюмов ($h = \overline{1, m-l+1}$);

m - число трюмов на судне;

r_{γ} - предел концентрации технологических линий на γ -ом люке при работе на берег;

$r_{\gamma m}$ - предел концентрации технологических линий на γ -ом люке при работе на морскую сторону;

$R_{l,l+h-1}$ - предел концентрации технологических линий по длине причала на совокупности h - смежных трюмов;

N_{γ} - количество стрел на γ -ом трюме;

T_{γ} - трудоёмкость обработки γ -го трюма кранами, крано-ч;

$T_{\gamma c}$ - трудоёмкость обработки γ -го трюма стрелами, стрело-ч;

$K_{\gamma} = \frac{T_{\gamma}}{T_{\gamma c}}$, крано-ч/ стрело-ч;

$t_{l,l+h-1}$ - продолжительность грузовой обработки части судна, состоящей из h смежных трюмов ч;

X_{γ} - время работы кранов на γ -ом трюме (наработка), крано-ч;

Y_{γ} - время работы стрел на γ -ом трюме (наработка), стрело-ч.

Дадим физическую интерпретацию условиям (1)-(7).

Уравнения (1) отражают требование, заключающееся в том, чтобы суммарная наработка кранов и стрел на каждом трюме с учетом различий в их производительности равнялась трудоемкости его обработки, выраженной в крано-часах (уравнения состояния процесса).

Неравенства (3) отражают требование, заключающееся в том, чтобы количество кранов, одновременно работающих на трюме, не превышало предел концентрации технологических линий на его люке при работе на берег.

Неравенства (4) отражают требование, заключающееся в том, чтобы количество кранов и стрел, одновременно работающих на трюме, не превышало сумму пределов концентрации технологических линий на его люке при работе на берег и морскую сторону.

Неравенства (5) отражают требование, заключающееся в том, чтобы количество стрел, одновременно работающих на трюме, не превышало число установленных на нем стел. В случае работы плавающими кранами и переносными пневматическими установками это условие будет отсутствовать.

Неравенства (6) и (7) отражают требование неотрицательности переменных X_γ и Y_γ , которое следует из физического смысла этих величин.

Наконец, неравенство (2) отражает требование, заключающееся в том, чтобы количество кранов, одновременно работающих на совокупности h смежных трюмов, не превышало предел концентрации технологических линий на этой группе трюмов по длине причала. Это условие включено нами в рассматриваемую модель в связи с тем, что очень часто при обработке судов вертикальным способом на совокупности h смежных трюмов по длине причала можно одновременно разместить количество кранов, меньшее чем сумма пределов концентрации технологических линий на люках при работе на берег:

$$R_{i,i+h-1} < \sum_{\gamma=i}^{i+h-1} r_{\gamma}.$$

Продолжительность обработки такой группы трюмов может определяться не условиями обработки отдельных трюмов, а временем погрузки-выгрузки всей совокупности. Рассматриваемая ситуация возможна при обработке сравнительно небольших судов с короткими трюмами или в случае когда одной технологической линии по длине причала требуется большой фронт работ, например, при выполнении погрузочно-разгрузочных работ по прямому варианту, при перегрузке крупнотоннажных контейнеров с подвозом к морскому грузовому фронту на тягачах с ролл-трейлерами и др.

Математическая модель процесса грузовой обработки судна береговыми кранами и судовыми стрелами на два борта нами уже была рассмотрена в статье [5]. Однако в ней не было учтено часто

встречающееся в практической работе ограничение (2), поэтому, как было выше отмечено, она носит частный характер. Минимальное время обработки судна, полученное при помощи такой модели, находится только из условий погрузки-выгрузки отдельных трюмов. В предлагаемой в данной работе модели нами уже устранен этот недостаток предыдущей модели и учтено ограничение по количеству технологических линий, одновременно обрабатывающих совокупность смежных трюмов по длине причала. Такая модель носит общий характер и более адекватно отображает реальный процесс обработки судна.

Рассмотрим область допустимых значений переменных X_γ, Y_γ и $t_{l,l+h-1}$ для γ -го трюма ($\gamma = \overline{l, l+h-1}$). Для этого прибегнем к геометрической интерпретации соответствующих уравнений (1), (3)-(7), предложенной в работе [5] (рис. 1).

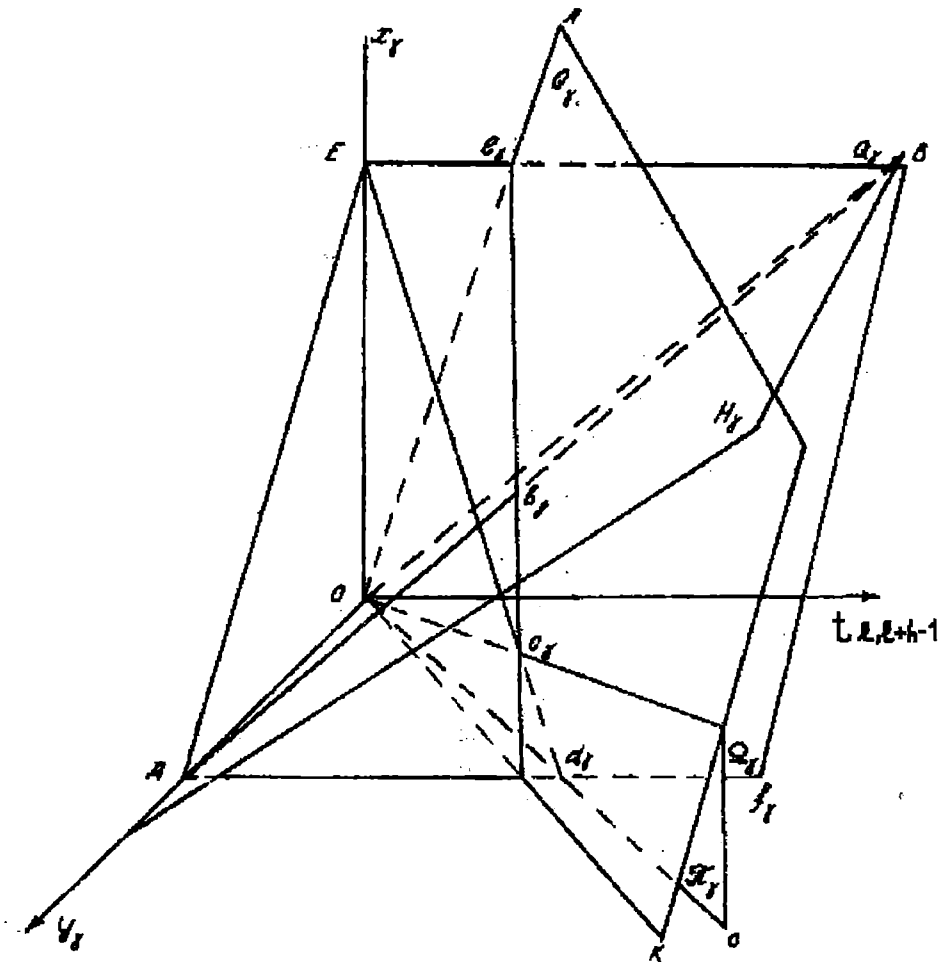


Рис. 1. Геометрическая интерпретация системы (1)-(7)

Множество точек, расположенных на или ниже плоскости H_γ , удовлетворяет условию (3). Плоскости H_γ и $X_\gamma Ot_{l+h-1}$ пересекаются по линии OB , уравнение которой $X_\gamma = r_{\gamma\delta} t_{l+h-1}$

Множество точек, расположенных на или ниже плоскости Q_γ , удовлетворяет условию (4). OA и OK - линии пересечения Q_γ с $X_\gamma Ot_{l+h-1}$ и $Y_\gamma Ot_{l+h-1}$. Эти прямые задаются уравнениями

$$X_\gamma = (r_{\gamma\delta} + r_{\gamma m}) t_{l+h-1} \text{ и } Y_\gamma = (r_{\gamma\delta} + r_{\gamma m}) t_{l+h-1}.$$

Множество точек, расположенных на или ниже плоскости Π_γ , удовлетворяет условию (5). OC - линия пересечения Π_γ с $Y_\gamma Ot_{l+h-1}$, уравнение которой

$$Y_\gamma = N_\gamma t_{l+h-1}.$$

Требование неотрицательности переменных (6), (7) означает, что область допустимых значений переменных X_γ, Y_γ и t_{l+h-1} расположена в первом октанте. Таким образом, условиям (3)-(7) соответствует замкнутая область θ_γ , ограниченная плоскостями $H_\gamma, Q_\gamma, \Pi_\gamma, X_\gamma Ot_{l+h-1}$ и $Y_\gamma Ot_{l+h-1}$. Решением системы (1)-(7) является точка $(X_\gamma, Y_\gamma, t_{l+h-1})$, ($\gamma = \overline{l, l+h-1}$), расположенная на поверхности, ограничивающей область θ_γ , так как для каждого γ выполняется не менее чем одно из равенств (3)-(7). Уравнению (1) соответствует плоскость Ω_γ , пересекающая $X_\gamma OY_\gamma$ по линии DE , уравнение которой $T_\gamma = X_\gamma + K_\gamma Y_\gamma$. Линия пересечения Ω_γ с поверхностью, ограничивающей область θ_γ , является геометрическим местом точек, удовлетворяющих (1), (3)-(7).

Исследуем точки $a_\gamma, b_\gamma, c_\gamma, d_\gamma$.

Точка a_γ с координатами

$$X_\gamma = T_\gamma, Y_\gamma = 0, t_{\gamma 1} = \frac{T_\gamma}{r_{\gamma\delta}}$$

лежит на пересечении H_γ, Ω_γ и $X_\gamma OZ$.

Точка b_γ с координатами

$$X_\gamma = \frac{T_\gamma r_{\gamma\delta}}{(r_{\gamma\delta} + r_{\gamma m} K_\gamma)}, Y_\gamma = \frac{T_\gamma r_{\gamma m}}{(r_{\gamma\delta} + r_{\gamma m} K_\gamma)}, t_{\gamma 2} = \frac{T_\gamma}{(r_{\gamma\delta} + r_{\gamma m} K_\gamma)}$$

лежит на пересечении H_γ, Ω_γ и Q_γ .

Точка c_γ с координатами

$$X_\gamma = T_\gamma \left(1 - \frac{N_\gamma K_\gamma}{r_{\gamma\delta} + r_{\gamma\mu} - N_\gamma (1 - K_\gamma)} \right), \quad Y_\gamma = \frac{T_\gamma N_\gamma}{r_{\gamma\delta} + r_{\gamma\mu} - N_\gamma (1 - K_\gamma)},$$

$$t_{\gamma 3} = \frac{T_\gamma}{r_{\gamma\delta} + r_{\gamma\mu} - N_\gamma (1 - K_\gamma)}$$

лежит на пересечении Π_γ , Ω_γ и Q_γ .

Точка d_γ с координатами

$$X_\gamma = 0, \quad Y_\gamma = \frac{T_\gamma}{K_\gamma}, \quad t_{\gamma 4} = \frac{T_\gamma}{N_\gamma K_\gamma}$$

лежит на пересечении Π_γ , Ω_γ и $Y_\gamma O t_{l+h-1}$.

Очевидно, что минимальное время, за которое может быть обработан γ -ый трюм, достигается в одной из вершин $a_\gamma, b_\gamma, c_\gamma, d_\gamma$, аппликата которой принимает наименьшее значение. Такой вершиной является b_γ . При этом предполагается, что

$$0 \leq K_\gamma \leq 1$$

и

$$r_{\gamma\mu} \leq N_\gamma \leq r_{\gamma\delta} + r_{\gamma\mu}.$$

Определим теперь минимальное время обработки совокупности смежных трюмов с учетом ограничения, накладываемого на число одновременно работающих кранов по длине причала (2).

Геометрически это условие можно интерпретировать как часть $(h+1)$ -мерного пространства, расположенного на или правее гиперплоскости, заданной равенством (2).

Очевидно, что минимальное время обработки совокупности смежных трюмов равно аппликате точки пересечения гиперплоскости (2) с гиперлинией $a_\gamma b_\gamma c_\gamma d_\gamma$ ($\gamma = \overline{l, l+h-1}$). Это точка в $(2h+1)$ -мерном пространстве является решением системы (1)-(7).

Можно доказать, что для каждого γ ($\gamma = \overline{l, l+h-1}$) выполняется не менее, чем одно равенство (3)-(7).

Предлагается следующий алгоритм последовательного решения системы (1)-(7):

1. Полагаем, что для рассматриваемой группы трюмов выполняется равенство (2) — уравнение управления. Таким образом, мы задаем оптимальный (с точки зрения минимизации времени погрузки-выгрузки судна) способ работы. Это следует из того, что производительность кранов больше чем производительность стрел (имеющиеся на трюмах

стрелы используются для максимального ускорения обработки судна), а при равной продолжительности работы перегрузочных машин достигается наискорейшая обработка судна.

2. Полагаем, что выполняются равенство (4) для γ , у которых $r_{\gamma m} < N_{\gamma} \leq r_{\gamma 0} + r_{\gamma m}$, и равенство (5) для γ , у которых $N_{\gamma} \leq r_{\gamma m}$.

3. Решаем систему из $(2h+1)$ равенств.

4. Проверяем условия (3)-(7). Система (1)-(7) решена, если эти условия выполняются для всех γ ($\gamma = \overline{1, l+h-1}$). Если для какого-то γ не выполняется условие (4), то для него заменяем равенство (4) на (5), если $t_{\gamma 3} < t_{l+h-1} < t_{\gamma 4}$ или на равенство (6), если $t_{l+h-1} \geq t_{\gamma 4}$.

Повторяем расчёты, начиная с пункта 3.

Предложенный алгоритм позволяет найти решение системы (1)-(7) за конечное количество шагов, так как в процессе выполнения расчетов (при последовательном переходе от условия (4) к условиям (5) и (6)) продолжительность грузовой обработки рассматриваемой совокупности смежных трюмов монотонно возрастает. Доказательство сходимости алгоритма проводится от противного.

Может случиться, что для некоторых трюмов гиперплоскость (2) пройдет выше гиперлинии $a_{\gamma}, b_{\gamma}, c_{\gamma}, d_{\gamma}$ и не пересечется с ней, то есть система (1)-(7) не будет иметь решения. В этом случае продолжительность обработки совокупности смежных трюмов определяется продолжительностью погрузки-выгрузки отдельных трюмов.

После того как найдена наименьшая продолжительность обработки отдельных частей судна, легко рассчитать минимальное время обработки всего судна.

$$t_{\min} = \max_{\substack{l=1, m \\ h=1, m-l+1}} t_{l+h-1},$$

где t_{\min} - минимальное время обработки всего судна, ч;

t_{l+h-1} - наименьшая продолжительность обработки отдельных частей судна, ч.

Верхняя граница концентрации технологических линий при обработке судна рассчитывается по формуле

$$K = \frac{1}{t_{\min}} \sum_{\gamma=1}^h X_{\gamma} + \frac{1}{t_{\min}} \sum_{\gamma=1}^h Y_{\gamma}.$$

Первое слагаемое в последней формуле определяет количество технологических линий, работающих при помощи береговых перегрузочных средств, второе - при помощи судовых средств.

Пределы концентрации технологических линий на люках $r_{\gamma\delta}, r_{\gamma\mu}$ и на совокупностях смежных трюмов $R_{\gamma, \gamma+k-1}$ зависят от: размеров груза и судна, расположения судовой надстройки и такелажа, параметров крана и способа его работы, длины причала и способа швартовки судна, правил, регламентирующих эксплуатацию перегрузочных машин и безопасность труда при выполнении погрузочно-разгрузочных работ, а также от других факторов. Разработка методики обоснования этих величин является предметом самостоятельного исследования и в данной работе не рассматривается.

ЛИТЕРАТУРА

1. Малаксиано А. А. Методика определения оптимальной структуры мобильной составляющей парка перегрузочного оборудования порта // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: Збірник наукових праць. Вип. 1. – Одеса: ОДМУ, 2001. – С. 134-152.
2. Малаксиано А. А. Об одном методе определения пропускной способности технологического перегрузочного комплекса // Экономика и управление морским транспортом: Сборник научных трудов ОИИМФ. – М.: В/О «Мортехинформреклама», 1984. – С. 86-89.
3. Малаксиано А. А. Риск при оперативном управлении перегрузочным процессом в условиях неопределённости // Морские порты: Сборник научных трудов. ОИИМФ. Вып. 7. – М.: Рекламинформбюро ММФ, 1975. – С. 126-128.
4. Деревич Л. О. Теоретические основы оптимального режима работы порта: Тексты лекций для слушателей ФПК. Вып. 1. Одесса: ОИИМФ, 1975.
5. Малаксиано А. А. Об одной модели состояния перегрузочного процесса в морском порту // Экономика и эксплуатация морского транспорта: Сборник научных трудов. ОИИМФ. Вып. 10. – М.: Рекламинформбюро ММФ, 1975. – С. 76-80.

УДК 656.614.3.073.235

РЫНОК КОНТЕЙНЕРНЫХ ПЕРЕВОЗОК
И ПЕРСПЕКТИВЫ ЕГО РАЗВИТИЯ

Я. А. Горшков

Торговому судоходству принадлежит исключительно большая роль в развитии международной торговли. По оценкам западных специалистов, валовой доход линейного судоходства составляет более 60% общего дохода мировых морских перевозок.

В рассматриваемом секторе морских линейных перевозок в последнее время происходят принципиальные качественные изменения. Вот почему представляется целесообразной оценка сложившейся ситуации на рынке контейнерных перевозок и перспектив их развития.

Объем контейнерных грузов обработанных портами в 2001 г. составил 248 млн.ед. ДФЭ* с учетом грузеных и порожних контейнеров, а также перевалки [1].

Рост объема перевозок грузеных контейнеров (от порта отправления до конечного порта назначения) в 2000 г. составил 10,3% по сравнению с 1999 г. В 2001 г. этот показатель оценивается в 74,5 млн. ДФЭ и возрос на 8,4%.

С 1990 по 1998 г., по данным агентства Howe Robinson [2], мировой контейнерный флот вырос более чем на 95%, ежегодные темпы роста составляли 12,6%.

В течение последних лет, как уже отмечалось выше, наблюдаются высокие темпы роста контейнерного флота, в то время как перевалка контейнеров во всех портах мира в среднем выросла на 8-10% в год. Следует указать, что суммарный объем перевалки контейнеров в десяти крупнейших портах мира в 2001 году остался на достигнутом в прошлый период уровне (табл.1). При этом, их доля снизилась с 35% до 32% общего объема контейнерных грузов обработанных портами.

По состоянию на ноябрь 2001 года мировой контейнеровозный флот состоял из 2761 судов общей вместимостью более 5,2 млн. ед. ДФЭ. (табл.2). В портфеле заказов находилось еще 250 контейнеровозов, из которых 110 судов вместимостью более 3000 ед. ДФЭ.

В 2001 г. было введено в эксплуатацию 241 судно общей вместимостью свыше 641 тыс. ед. ДФЭ. В 2002 году планируется завершить строительство еще 268 судов вместимостью немногим менее 750 тыс. ед. ДФЭ [3].

Линейные перевозчики готовятся к вводу в этом году новых судов типа post-и-super-post-Panamax. 45 судов контейнеровместимостью свыше 5 тыс. ед. ДФЭ должны быть спущены на воду в этом году, из них в пер-

* ДФЭ – двадцатифунтовый эквивалент

вой половине года - 29 единиц общей грузоподъемностью 280 790 ДФЭ, т.е. средняя контейнероподъемность судна составит 6230 ДФЭ. По другим данным, в 2002 г. на воду будет спущено 89 новых крупнотоннажных судов вместимостью от 4 тыс. ДФЭ. Для сравнения: в прошлом году было введено в эксплуатацию 57 единиц грузоподъемностью более 5 тыс. ДФЭ, совокупная грузоподъемность которых составила 342 588 ДФЭ.

Таблица 1. Контейнерооборот 10-ти крупнейших портов мира, млн. ед. ДФЭ

Позиция	Порт	Период			
		2001 г.	2000 г.	1999 г.	1998 г.
1	Гонконг	17,900	18,100	16,200	14,582
2	Сингапур	15,520	17,040	15,945	15,136
3	Пусан	7,900	7,540	6,440	4,539
4	Каосюнг	7,540	7,426	6,985	6,271
5	Роттердам	6,100	6,336	6,413	6,004
6	Шанхай	6,334	5,613	4,210	3,066
7	Лос-Анджелес	5,184	4,879	3,829	3,378
8	Лонг-Бич	4,463	4,601	4,408	4,098
9	Гамбург	4,700	4,250	3,738	3,566
10	Антверпен	4,200	4,045	3,614	3,266
	Итого	79,841	79,83	71,782	60,64

Таблица 2. Мировой контейнеровозный флот

Вместимость судов, ед. ДФЭ	2001.11		2000.04	
	Число судов, ед.	Вместимость, ед. ДФЭ	Число судов, ед.	Вместимость, ед. ДФЭ
0-499	420	131467	378	114193
500-999	507	356499	460	322249
1000-1999	830	1174235	789	1108024
2000-2999	414	1013065	383	945391
3000-3999	269	919266	227	784153
4000-4999	166	731978	144	631327
5000-5999	98	539412	38	203339
6000 и более	57	369110	25	160372
Всего	2761	5235032	2444	4269048

При этом мировой контейнерный флот стремительно молодеет, средний возраст контейнеровозов существенно уменьшился (в 1999 году до 9,13 лет), а для не менее 50% ячеистых контейнеровозов возраст составляет менее пяти лет.

Контейнеризация морских перевозок самых различных грузов вынуждает судоходную индустрию к поискам наиболее рациональных вариантов организации таких перевозок, а следовательно, и к усовершенствованию судов и средств обработки контейнерных грузов.

Несмотря на то, что 80-е годы были отмечены формированием сильных аутсайдеров ослабляющих позиции перевозчиков, участвующих в конференциях, начало и середина 90-х годов выявило развитие мультиторговых и мировых индустриальных альянсов.

Со второй половины 90-х годов акценты в мировых контейнерных перевозках смещаются от простого сотрудничества к приобретениям и слияниям.

В 2000 г. двадцать крупнейших линейных контейнерных операторов контролировали 76 % (3,5 млн. ед. ДФЭ) мирового флота контейнеровозов ячеистого типа (табл.3). По данным последнего анализа [4] к концу 2001 г. ведущие компании уже контролируют 83 % (4,2 млн. ед. ДФЭ).

В условиях ужесточения конкуренции в последние годы мировое контейнерное судоходство претерпело огромные по масштабам и последствиям организационные преобразования. Появились мощные судовладельческие объединения - "альянсы".

В 1997 г. объединили свои силы старейшая и крупнейшая линейная судоходная компания Великобритании "Пи энд Оу" и голландская "Нидллойд".

Государственная судоходная компания Сингапура «NOL» покупает в 1998 г. американскую судоходную компанию «Америкэн Президент Лайн». NOL Group на данном этапе считает ключевыми для компании линейный бизнес, представленный компанией APL, и логистический - APL Logistics.

В 1999 г. датская судоходная линейная компания «Маерск» приобрела за 1 млрд. долл. американскую линейную компанию «Си-Лэнд» и судоходную компанию «Сафмарин».

В глобальное предприятие превратилась тайваньская судоходная компания «Эвергрин». К 2002 г. флот группы составит 137 единиц совокупной вместимостью 400 000 ДФЭ. В различных странах она имеет дочерние судоходные и автомобильные предприятия, располагает собственными терминалами на Тайване, Таиланде, США, Панаме, Италии (Таранто), судовой верфью в Японии, заводами по строительству перегрузочного оборудования и контейнеров на Тайване и Малайзии. Ее авиалинии «EVA Air» — крупная авиакомпания с парком в 33 самолета.

Крупнейшая южнокорейская компания «Ханджин Шиппинг» в 1998 г. приобретает 80 % акций германской судоходной компании «ДЗР-Сенатор» (с отдельным оперативным управлением флотом). По объему

перевозок (2,5 млн. ДФЭ в 1999 г.) «Ханджин» занимает 5-е место в мире.

*Таблица 3. Флот крупнейших компаний - линейных операторов
(по данным на февраль 2002 г.)*

Компания - оператор	Наличный флот		Портфель заказов	
	Вместимость, тыс. ед. ДФЭ	Кол-во судов, ед.	Вместимость, тыс. ед. ДФЭ	Кол-во судов, ед.
1 Maersk Sealand	730	302	134	30
2 P&O Nedlloyd	368	145	25	6
3 Evergreen	354	135	33	9
4 MSC	329	161	66	10
5 Hanjin	290	86	61	12
6 APL	236	79	36	8
7 Cosco	232	118	17	4
8 CMA CGM	196	97	38	12
9 NYK	166	81	77	14
10 K Line	162	60	28	5
Итого 10 операторов	3 063	1 264	515	110
Доля 10-ти операторов	42%	18%	36%	24%
Итого 30 операторов	4 868	2 248	1 019	242
Доля 30-ти операторов	67%	31%	71%	52%
Всего мировой контейнерный флот	7 287	7 167	1 429	465

Изменили государственную принадлежность на частную французские линейные компании «СМА/СГМ». Теперь это альянс французских компаний с разветвленной наземной инфраструктурой.

Крупнейшая японская компания "Ниппон юсен кайся" в марте 1999 года поглотила пятую по величине японскую компанию "Сева" и стала крупнейшей в мире, насчитывая более 500 судов суммарным дедеветом более 26 млн.т. Более 42% ее флота занято линейными перевозками.

В режиме совместного океанского и наземного сервиса оперируют: швейцарская «Медитеррэйнеан Шиппинг Компани», немецкий «Гапар-Ллойд», китайские компании «КОСКО» и «Чина шиппинг контейнер лайн» и гонконгская «ООКЛ» и другие известные операторы.

Приведенные данные относятся к крупнейшим линейным перевозчикам, работающим на основных направлениях контейнерных перевозок. По нашим расчетам, 20 крупнейших операторов в 1999 году обеспечили перевозку 66% мирового объема контейнеров и их доля продолжает возрастать (табл.4). Кроме того, эти компании осуществляют фидерные и внутри региональные перевозки, занимая, как правило, доминирующее положение и в этих перевозках.

Помимо расширения масштаба операций конкуренция побуждает перевозчиков также к развитию взаимного сотрудничества для совместной рационализации перевозок с целью снижения издержек. Такие формы сотрудничества позволяют перевозчикам снижать издержки, распределять риски и улучшать обслуживание.

Таблица 4. Объемы перевозок контейнеров крупнейших операторов мира, тыс. ДФЭ

№ п/п	Оператор	Период		
		2000 г.	1999 г.	1998 г.
1	Maersk Sealand	Н/д	6800	6450
2	P&O Nedlloyd	3040	2810	2490
3	Evergreen Group	4140	3650	3500
4	MSC	2400	1800	1650
5	Hanjin/Senator	3032	2500	1830
6	APL	2730	2500	2100
7	Cosco	Н/д	3700	3500
8	CMA CGM	1663	1350	1140
9	NYK	1550	1750	1650
10	"K" Line	1600	1300	1200
11	CP Ships	1833	1370	1160
12	MOL	Н/д	1650	1550
13	China Shipping	1440	1350	440
14	Hyundai	1690	1490	1370
15	OOCL	2000	1700	1400
16	ZIM	1355	1180	1050
17	Hapag-Lloyd	1570	1500	1300
18	Yang Ming	1475	1350	1170
19	CSAV	1200	700	450
20	Hamburg Sud	760	520	Н/д
	Итого		40 970	35430

Основные пути повышения прибыльности сейчас лежат в снижении удельных расходов на перевозку грузов, повышении уровня технологии и организации работы судоходных компаний.

До недавнего времени считалось, что с точки зрения вместимости контейнеровозов, развитие в этой области должно остановиться на третьем поколении таких судов. Эксплуатация судов больших размеров сопряжена с риском постоянного недогруза и ростом эксплуатационных расходов, связанных с большими портовыми расходами, либо с расходами на организацию эффективного фидерного обслуживания, что сводит к минимуму преимущества увеличения вместимости.

Стремление строить суда на 6000 контейнеров объясняется экономией эксплуатационных расходов. Основными статьями сокращения удельных расходов будут содержание экипажа, ремонт, техническое обслуживание, стоимость бункера и страхование. По оценке судно этого класса, по сравнению с судном класса Panamax, будет экономить на каждой перевозке по 27 ам. долл. на 1 ед. ДФЭ. Это даст снижение расходов на 21% при сопоставлении с расходами судна Panamax. Если морская составляющая расходов оценивается в 30% их общей суммы, то экономия в конечном итоге будет составлять 6,3% [5].

Но эксплуатация судов класса post-Panamax ограничивает перевозчика в выборе направлений работы и реальная экономия сможет быть получена при достаточно высоком коэффициенте загрузки. Утилизация вместимости ниже, чем на 79%, при сложившемся уровне тарифов означает убыточную эксплуатацию для судна super post-Panamax.

Еще недавно узким местом считались ограниченные возможности портов, но угроза конкуренции заставляет порты усиленно приспособляться к приему нового поколения контейнеровозов и совершенствовать всю инфраструктуру. Непрерывно идут сообщения из всех регионов мира о развитии мощных контейнерных терминалов. В этой связи можно предположить, что спрос на более крупные суда будет расти опережающими темпами. Уже к 2003 году вместимость судов данного типа составит более 28% вместимости контейнеровозного флота.

Следует обратить внимание на тенденцию увеличения скорости заказываемого контейнеровозного флота, особенно в секторе суперконтейнеровозов (табл.5).

Таблица 5. Средние скорости контейнеровозов по годам, узлы

Годы	Вместимость судов, ед. ДФЭ					
	750 - 1000	1200 -1600	2500 -2800	3000 -3400	4000-5000	6000+
1970	19,0	22,0	-	-	-	
1980	16,4	19,2	20,8	-	-	
1990	18,0	17,8	20,9	23,2	-	
2000	18,1	19,5	21,3	23,7	24,5	25,4

В начале 70-х годов, когда появились суда третьего поколения, считалось, что их главное преимущество состоит в большой скорости хода, в результате чего значительно сокращалось время рейса, и, соответственно, увеличивалась провозная способность судна.

Однако, по мере развития мирового экономического кризиса и повышения цен на топливо, скорости судов были снижены, так как все преимущества высоких скоростей, сводились на нет ростом расходов на топливо.

На современном этапе в линейное судоходство, по всей видимости, начинают возвращаться быстроходные суда, спрос на которые возрастает.

Увеличение скоростей хода ведет к возрастанию провозной способности контейнеровозов, что должно увеличивать избыток тоннажа и делать конкуренцию и в первую очередь ценовую, еще более острой. Повышение скорости судна с 20 до 25 узлов увеличивает провозную способность судна на 15 %.

Характерной чертой современного контейнерного рынка стала растущая чувствительность фрахтовых ставок к колебаниям спроса и предложения. Параллельно с развитием переизбытка тоннажа, существенно понизились тарифные и фрахтовые ставки (табл.6, 7).

На это же указывают и исследования спроса на контейнерный флот компании «Drewry Shipping Consultants» [6]. Ячейки контейнеровозов на транстихоокеанских маршрутах заполняются на 51,6—78,4%, а на евроазиатских линиях на 70,7—80,1%.

Таблица 6. Рынок контейнерных перевозок по основным регионам, тыс. ед. ДФЭ

Регионы		Направление перевозок		Всего
		Восточное	Западное	
Европа-Азия	Предложение	3982	5198	9180
	Спрос	2817	4165	6982
	Загрузка, %	0,71	0,80	0,76
Трансатлантический	Предложение	2980	2990	5970
	Спрос	1618	2264	3882
	Загрузка, %	54,3	75,7	0,65
Транстихоокеанский	Предложение	9832	7616	17448
	Спрос	7706	3929	11635
	Загрузка, %	78,4	51,6	0,67
Итого	Предложение	16794	15804	32598
	Спрос	12241	10358	22499
	Загрузка, %	0,73	0,66	0,69

Фрахтовый рынок контейнеровозов после достижения пика ставок и доходов в 1995 г. испытал депрессию в результате дисбаланса спроса и предложения. Начиная с 1995 г. тарифы на контейнерные перевозки начали падать. В течение одного только 1998 г. средний уровень ставок снизился на 28%. Первые признаки долгожданного улучшения появились

в марте 2000 г. С этого времени еженедельный индекс Howe Robinson (Weekly Containership Index) после снижения в течение 23 недель подряд начал возрастать. И без того неблагоприятная ситуация была усугублена событиями 11 сентября, и только в последнее время наметилась тенденция относительной экономической стабилизации.

Вместе с тем, отмеченная выше тенденция к замедлению роста производства и торговли обуславливают достаточно неопределенную перспективу развития контейнерного сектора судоходства.

Таблица 7. Изменение чартерных ставок аренды контейнеровозного тоннажа, ам. долл./сут. [6]

Вместимость судов	Период						
	дек.94	июн.95	мар.99	нояб.00	мар.01	июл.01	Дек.01
200 ед. ДФЭ	4400	5341	3150	3152	3152	3152	3052
600 ед. ДФЭ	7700	8500	4400	6008	5706	5757	4305
1000 ед. ДФЭ	10757	11553	6250	8750	8245	7702	5397
2000 ед. ДФЭ	19058	22841	7000	19518	18643	15982	7375
2900 ед. ДФЭ	Н/д	Н/д	12900	22000	23610	18258	8503

Из-за того, что контейнерные перевозки сейчас испытывают существенный избыток тоннажа, радикальное увеличение вместимости флота может подорвать равновесие рынка поскольку рекордный рост вместимости, по прогнозам, совпадет с общим упадком экономического развития.

Аналитики Drewry's были вынуждены пересмотреть свой прогноз развития мирового рынка морских контейнерных перевозок. Прогнозируемый рост вместимости флота в 2002 году на 11,0%, фактически в два раза, превышает ожидаемый рост объемов перевозок (5,6%).

Несмотря на многие перемены в системе конференций с постоянной перегруппировкой судоходных компаний с целью создания новых альянсов и консорциумов, движение в направлении слияния и приобретений ускорится и продолжится, что в свою очередь изменит саму форму контейнерной индустрии. При этом вероятнее всего жесткая ценовая конкуренция будет расти.

Представленные выше данные показывают, что анализ современного развития международных контейнерных перевозок и их прогноз на ближайшие годы имеет для отдельных государств, том числе и Украины, не только теоретическое значение. Уже сейчас фактически монопольное положение крупнейших контейнерных операторов на украинском рынке позволяет им диктовать тарифную политику. К примеру, стоимость перевозки контейнера из портов Средиземного моря на порты Украины выше, чем из портов Европы на порты Азии, хотя

расстояние перевозок в три-четыре раза выше. А это, в свою очередь, определяет ценовую неконкурентоспособность украинских товаров на указанных рынках.

Кроме того, рыночная экономика, строительство которой активно ведется в настоящее время в Украине, а также интеграционные процессы, включающие свободное передвижение через государственные границы финансов, товаров и услуг требуют реформирования транспортной отрасли.

Переориентация транспорта требует огромных вложений, а их эффект сказывается десятилетиями. Поэтому важность правильного прогнозирования процессов, происходящих на транспорте и правильное определение национальной транспортной политики имеют первостепенное значение.

В рассматриваемом секторе морских перевозок в последнее время происходят не только количественные, но и качественные изменения, способные принципиально изменить модель международного линейного судоходства. Суть этих изменений заключается в их новой организации направленной на создания системы глобального контейнерного интермодального сервиса.

Попытки реформирования системы линейного обслуживания предпринимались и в прошлом (конференциальная система, кругосветные линии), но столь масштабных стратегических планов история линейного судоходства еще не знала.

В данной работе сделана попытка систематизировать происходящие в мировом линейном судоходстве изменения, которые на данном этапе изучения поставили больше вопросов, чем однозначных ответов. Вполне очевидно, что поднятые проблемы требуют более глубокого анализа и исследования.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Containerisation International, February, 2002. P. 5-10.*
2. *Containerisation International, January, 1998. P. 54-55.*
3. *Containerisation International, February, 2002. P. 18-19.*
4. *Containerisation International, November 2001 P. 63-67.*
5. *Containerisation International, January, 2002. P. 56-59.*
6. *International Transport Journal, 1999 – 2001.*

УДК 656.078.11

**ОПТИМИЗАЦИЯ РЕСУРСНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ
ГРУЗОПЕРЕВАЛОЧНОГО ПРОЦЕССА ПОРТА****П.А. МАКУШЕВ**

В мировой практике портового бизнеса применяются различные подходы к установлению расчетной (плановой) величины грузооборота. Чаще всего, например, в европортах при разработке бюджета на очередной год задается грузооборот, для обеспечения освоения которого определяются коммерческие средства, формируется план закупок и др. Такой же подход утвердился и в портах Украины с 1997 г., когда президентом и правительством страны была поставлена задача систематического наращивания грузооборота за счет расширения грузовой базы.

При такой целевой ориентации портов задача оптимизации их загрузки (достижения желаемого грузооборота) должна решаться в постановке "результат - ресурсы", т.е. при условии, что желаемый результат (расчетный грузооборот) задан и необходимо найти потребные для его достижения ресурсы (материальные, трудовые, финансовые). Эта постановка задачи рассматривается в настоящей работе в терминах и понятиях [1], адаптированных к специфике транспортных систем класса "Морской порт". При этом используются и необходимые определения микроэкономики [2] в части функционирования рынков портовых услуг.

Стратегии удовлетворения совокупного спроса

Желаемый грузооборот, а также характер и величина других услуг при работе порта без субсидий, что характерно для украинских портов, в рыночном окружении может рассматриваться только как суммарный объем спроса при соответствующих ценах и условиях на все работы и услуги, производимые операционной системой порта, который называется совокупным спросом [2]. Совокупный спрос на тот или иной период времени для порта, перерабатывающего разные грузы и оказывающего различные услуги, можно измерить, например, в трудозатратах в человеко-часах, бригадо-сменах или в часах или сменах работы оборудования, технологических линий. Для большинства портов совокупный спрос со временем меняется.

Планирование выполнения работ и оказания услуг в связи с перевалкой грузов предусматривает принятие решения о том, как эксплуатировать операционную систему порта с учетом изменения совокупного спроса. Для каждого планового периода необходимо определить две переменные:

- объем производства;
- количество рабочих для его выполнения.

Плановые решения могут повлиять на размер следующих производственных издержек:

1. Издержки хранения готовой продукции. В чистом виде они для основной деятельности порта не характерны, однако им можно поставить в соответствие: выполнение задела в работах по перегрузке грузов по варианту склад - вагон и обратно, если допустимо переменное количество обрабатываемых по периодам времени вагонов; выполнение "впрок" складских работ, стафирование контейнеров и др.
2. Издержки ведения портфеля отложенных заказов - суда в очереди, грузы в вагонах.
3. Издержки, связанные с внеурочной работой или простоем рабочих.
4. Издержки, связанные с передачей части работ субподрядчикам.
5. Издержки, связанные с наймом и увольнением рабочих. Они могут быть значительны. Так, в результате реформ начала 90-х годов по соглашению между администрацией и профсоюзами порта Марсель из 2000 докеров 750 принято на постоянную работу, 338 - получило статус временных рабочих, 1000 - уволено. Компенсация уволенным рабочим составила 1 миллиард франков или около \$200000 на докера.

Цель планирования производства заключается в обеспечении удовлетворения совокупного спроса на продукцию при минимизации общей суммы вышеназванных издержек. Оптимальная стратегия для конкретной операционной системы конкретного порта определяется ее характеристиками.

Могут быть три чистые стратегии:

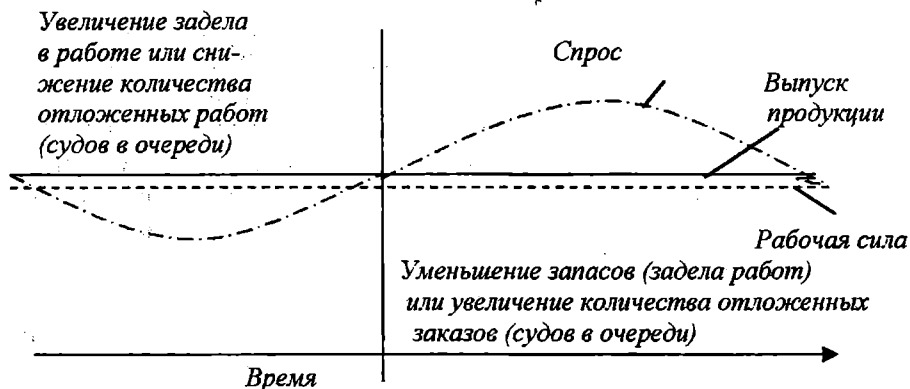
1. Стратегия "постоянный объем производства при постоянной численности рабочей силы" - количество рабочих = const и не зависит от колебаний совокупного спроса. Разницу между объемом совокупного спроса и объемом производства компенсируют путем увеличения или уменьшения запаса произведенной продукции или портфеля отложенного спроса клиентов. Этот принцип более всего может быть использован в капиталоемких производствах с квалифицированной рабочей силой (спецкомплексы по переработке грузов) с относительно низкими затратами на портфель отложенных заказов (ожидание судами начала грузовых работ) и на хранение готовой продукции.
2. "Переменный объем выпуска продукции при постоянном количестве рабочих". Расхождение между объемом производства и численностью рабочих регулируют путем организации сверхурочных работ, оплаты простоев, предоставлением отгулов или передачи части работ субподрядчикам. Этот принцип применим в трудоемких производствах, где требуется квалифицированная рабочая сила и где создание запаса готовой

продукции или портфеля отложенных заказов невозможно (линейные суда) или дорого.

3. "Переменный объем выпуска при переменной численности рабочих". Стратегия проводится в трудоемких производствах, не требующих квалифицированного труда, так как предусматривает наем и увольнение рабочих в соответствии с изменением объемов производства и совокупного спроса. Например, стафирование и стрипирование контейнеров, затарка – растарка вагонов вручную. Во многих зарубежных портах применяется в виде подневного задействования независимых и временных докеров, на Украине такая система не действует. Как выход при необходимости может быть откомандирование в другие порты рабочих или на внепортовые работы на период спада совокупного спроса.

Графически стратегии имеют вид:

- 1) "Постоянный объем производства при постоянной численности рабочей силы"



- 2) "Переменный объем выпуска продукции при постоянном количестве рабочих".

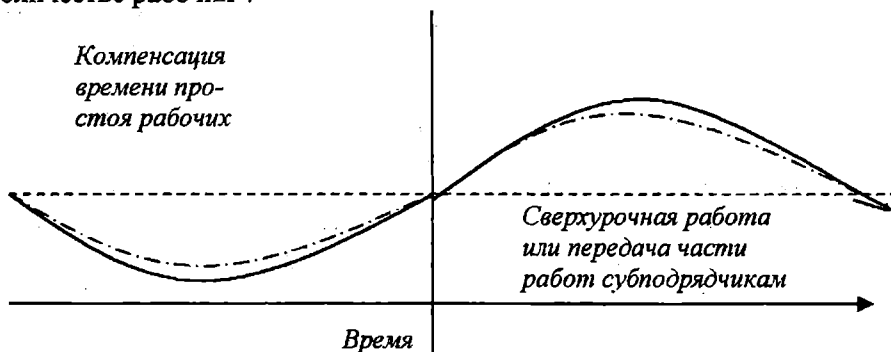
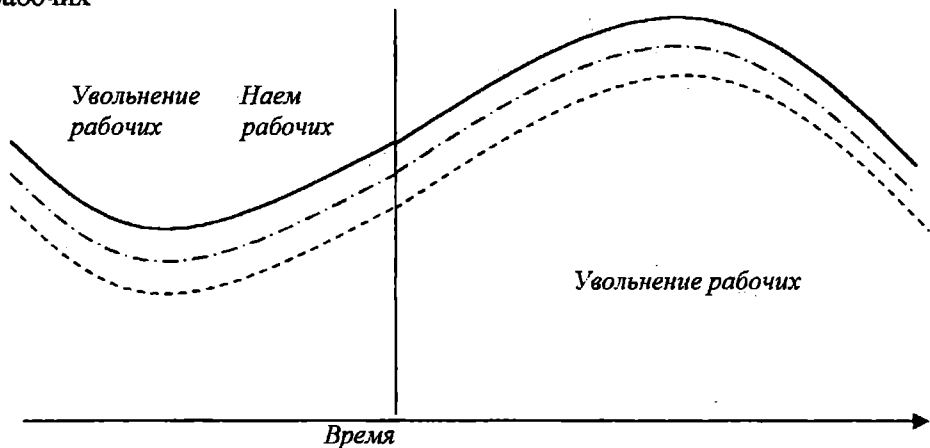


Рис. 1

3) "Переменный объем выпуска при переменной численности рабочих"



Продолжение рис. 1

Для определенных операционных систем портов одна из этих стратегий может служить для разработки плана производства при минимальных затратах. В реальной жизни с ее ограничениями (по запасам, отложенным заказам, сверхурочному труду и др.) чистые стратегии часто невыгодны или нереализуемы. Используются сочетания первой и второй, а то и всех трех. Так, например, работая по первой стратегии и исчерпав суда в очереди в период спада естественен переход ко второй стратегии с оплатой простоя рабочих или их откомандировании, если есть такая возможность. Или, наоборот, при пике спроса, если очередь судов чрезмерна и сверхурочный труд исчерпан, судно может быть передано другому порту на определенных условиях, или заимствованы рабочие из другого порта, или приняты временные рабочие и др.

Наиболее весомыми в перечне издержек являются:

- простой судов, в среднем \$10000-15000 в сутки;
- простой рабочих. Затраты на оплату труда могут составлять 30% общих операционных затрат, а использование рабочих по времени на перегрузочных работах в украинских портах может достигать лишь 50%;
- найм и увольнение при адекватной защищенности докеров.

Рациональная организация труда сводит эти затраты к минимуму.

Пример "Организации рабочей силы в стивидорных компаниях (докеры)" (в терминах закона Франции «О портах») в ее основных положениях имеет следующий вид.

Погрузочно-разгрузочные работы в морских торговых портах осуществляются только: профессиональными докерами; временными докерами. Профессиональные докеры являются рабочими стивидорных компаний либо независимыми докерами. Первые из названных -

рабочие, заключившие бессрочный контракт на работу со стивидорной компанией. К категории независимых профессиональных докеров относятся докеры, имеющие профессиональную карточку, но не заключившие бессрочный контракт на работу. Они заключают временный контракт, который может быть возобновлен. Когда постоянных докеров стивидорных компаний недостаточно для погрузочно-разгрузочных работ, стивидорные компании в первую очередь привлекают независимых профессиональных докеров, а затем уже, при необходимости, временных докеров.

Действует декрет правительства о численности временных рабочих в порту - 15-20% от численности постоянных. В каждом порту созданы центральные бюро по найму рабочей силы.

Профессиональных докеров исключают из списка, когда количество их в каждом бюро по найму рабочей силы не соответствует определенным законом условиям. Среди этих условий не превышение 15-30% барьера отношения числа нерабочих дней к общему числу рабочих и нерабочих дней независимых профессиональных докеров за последние 6 месяцев в зависимости от числа независимых докеров и др.

В результате функционирования описанной системы в порту Марсель в 1996 г. уровень незанятости независимых профессиональных докеров был 6% в восточной гавани и 16% - в западной [3].

Ниже приведены предложения, использование которых может обеспечить минимизацию вышеназванных издержек при удовлетворении совокупного спроса порта. Это позволит получить максимальную прибыль, являющуюся, согласно закону Украины "О предприятиях в Украине" целью деятельности предприятия, коими являются украинские порты по Кодексу торгового мореплавания Украины.

Критерий эффективности решения задачи

В [4] показано, что, если конкурентоспособность порта, способность его привлечь в результате деятельности на конкурентном рынке желаемый грузооборот Q , определяется величиной прибыли, которая остается клиентуре при транспортировке грузов через порт, основными факторами конкурентоспособности порта будут взаимосвязанные значения величин валовой интенсивности обработки судов в порту M_v и ставки перегрузки d (сумма аккордной ставки и затрат судна на единицу количества груза), которые определяют при желаемом грузообороте Q :

• затраты флота на стоянке $\frac{Q \cdot C_c}{M_v}$, где C_c - затраты судна в единицу времени на стоянке в порту;

- затраты на перевалку груза $Q * d$.

Сумма этих затрат характеризует портовую составляющую затрат транспортного процесса. Зависимость между факторами, ее определяющими, графически может быть показана как на рисунке 2

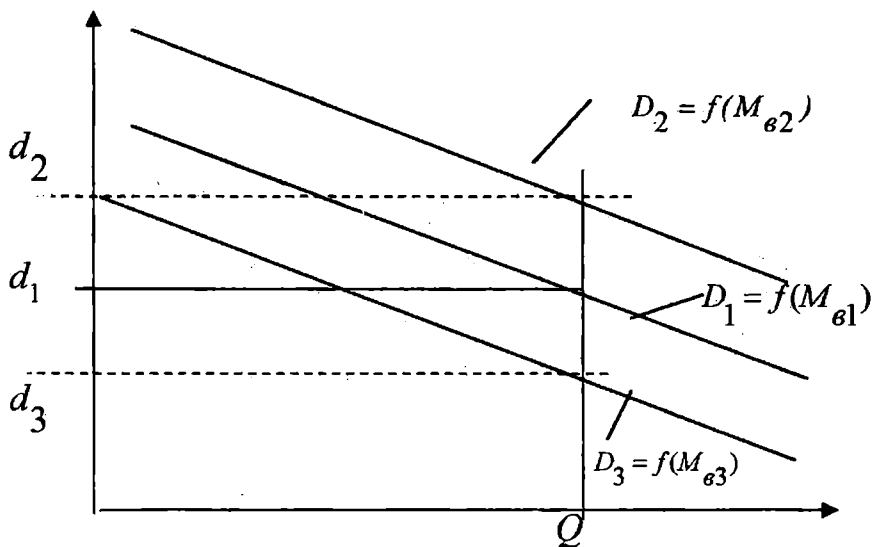


Рис. 2

D - спрос на перевалку определенного груза с определенной интенсивностью, точки кривой - это перечень количества груза, которое клиенты готовы заказать порту перегрузить по определенной цене.

Уровень спроса с большей интенсивностью M_{e2} будет больше, с меньшей интенсивностью M_{e3} - меньше. Подняв интенсивность до M_{e2} , порт может поднять и ставку до d_2 , т.к. клиенты готовы платить ее за данную продукцию. Соответственно, снизив интенсивность до M_{e3} , порт будет вынужден снизить ставку до d_3 , т.к. уровень спроса на подобную продукцию ниже.

Но при разных значениях интенсивности M_e сумма названных затрат K должна оставаться неизменной

$$K = \frac{Q \cdot C_c}{M_в} + Q \cdot d = const. \quad (1)$$

Примечание: разница затрат клиента на наземный транспорт может быть значительной. Например, перевозка окатышей с Полтавского горно-обогатительного комбината в порт Рени будет дороже, чем в Южный на \$5-6, в Измаил - \$2-2,5. Эти деньги можно учитывать в величине d .

Наилучшее число рабочих порт может определить из условий:

- 1) обеспечения неизменности предварительно установленного значения K ;
- 2) максимизируя собственную прибыль P подбором соответствующего числа бригад портовых рабочих. При этом под бригадой понимаем совокупность рабочих, в среднем одновременно обеспечивающих обработку одного судна.

$$P = d \cdot Q - S \cdot Q,$$

где S - затраты на перегрузку одной тонны при определенном числе одновременно обрабатываемых судов или, что тоже самое, количестве бригад N .

$$S = f_n(N) + \Delta S,$$

где первое слагаемое - удельные затраты на одну тонну, зависящие от числа бригад N . Поскольку затраты порта на перегрузку зависят от затрат на имеющуюся технику и зарплату рабочих, определяемую объемом перегрузки Q и нормами времени, то $f_n(N)$ - не что иное, как затраты на простой рабочих, они тем больше, чем больше рабочих или число бригад N .

ΔS - то же, независящие от числа N .

При изменении N и соблюдении требования $K = const$ ставка перегрузки d определится из (1) так:

$$d = \frac{K}{Q} - \frac{C_c}{M_в}$$

Запишем $M_в$ как

$$M_в = \frac{M_ч}{1 + K_{ОЖ}}$$

где $M_{\text{ч}}$ - чистая интенсивность обработки судна (не учитывает время простоя судна в ожидании начала обработки), обеспечиваемая одной бригадой;

$K_{\text{ож}}$ коэффициент, учитывающий снижение чистой интенсивности из-за ожидания обработки, $K_{\text{ож}} = f_{\phi}(N)$.

Прибыль, в свою очередь, равна

$$P = Q * \left\{ \frac{K}{Q} - \frac{C_c}{M_{\text{в}}} \right\} - Q * \{ f_n(N) + \Delta S \} =$$

$$= K - Q * \left\{ \frac{C_c}{M_{\text{ч}}} + \Delta S + \frac{C_c * f_{\phi}(N)}{M_{\text{ч}}} + f_n(N) \right\}.$$

Учитывая принятую в данном выводе независимость значений K , Q , $M_{\text{ч}}$, ΔS от числа бригад N прибыль будет тем больше, чем меньше суммарные затраты по простоям судов в ожидании бригад (в период пика совокупного спроса) $C_c * f_{\phi}(N) / M_{\text{ч}}$ и бригад в ожидании судов (спад совокупного спроса) $f_n(N)$.

Данный вывод на содержательном уровне четко согласуется с пониманием маркетинговой деятельности порта, цель которой - удовлетворение потребностей клиента с выгодой (минимальными затратами) и для себя (порта), и для клиента.

Метод решения задачи

Для расчета весь совокупный спрос целесообразно разделить на две части: переменную во времени и постоянную. Переменную свяжем с обработкой судов, прибывающих в порт под обработку неравномерно. Постоянную - с обработкой автомобилей и вагонов, подаваемых в порт под обработку по действующему в Украине "Временному положению по организации планирования перевозок экспортных, импортных и транзитных грузов железнодорожным, морским и речным транспортом", Сводам обычаев портов и практикуемым договорам портов со своей клиентурой равномерно, по среднесуточной норме, исходя из месячных планов.

Для обработки судов по прямому и складскому вариантам и вагонов по прямому варианту, учитывая показанный выше путь достижения оптимальности критерия задачи определения численности рабочих порта,

действующего в рыночных условиях, можно использовать метод, описанный в [5. С. 491-498].

В соответствии с этим методом минимальные суммарные затраты по простоям флота и рабочих при освоении в порту определенного грузооборота Q будут иметь место, если количество бригад портовых рабочих (одна бригада при этом обрабатывает одно судно) будет определено из уравнения

$$(N - \alpha)^3 = \frac{2 * C_c * \alpha^{\alpha+1}}{C_{бр} (\alpha-1)!} * e^{-\alpha}$$

или

$$\Delta N = N - \alpha = \sqrt[3]{\frac{2 * C_c * \alpha^{\alpha+1}}{C_{бр} (\alpha-1)!} * e^{-\alpha}}$$

где α - минимальное число бригад.

$$\alpha = \frac{N_c * t_c}{T}$$

где N_c - количество судов, осваивающих желаемый порту грузооборот за период T (суток);

t_c - время обработки одного судна в порту, сут.

Каждому предприятию грузообработки порта выделяется из числа α количество бригад пропорционально судо-суткам обработки флота на их причалах. На основе числа этих бригад, предполагаемой организации и технологии погрузки-выгрузки судов определится численность рабочих, которых можно принять в данные предприятия грузообработки на постоянной основе.

К ним следует добавить рабочих, требуемых для обработки сухопутного транспорта по складскому варианту. Величина этого контингента может быть определена исходя из равномерности их загрузки и трудоемкости данных работ $\sum \tau$ (человеко-смен) из соотношения

$$\frac{k_{cn} * \sum \tau}{T}$$

где k_{cn} - коэффициент списочности, учитывает невыход на работу по различным причинам (выходные, болезнь, отпуск и др.);

T - расчетный период, сут.

Остальные рабочие, количество которых соответствует числу бригад ΔN , могут быть объединены для общего пользования предприятиями грузообработки во время нехватки их постоянных рабочих. Организационно такие объединения могут быть подобны упомянутому бюро по найму рабочей силы во французских портах или пулам, организованны как частные предприятия, в германских портах.

Описанный подход может быть использован и для определения количества и организационной формы использования малой перегру-зочной техники.

Прообразом пулов докеров в украинских портах может служить созданная в Мариупольском порту резервная бригада, а для перегру-зочных машин - действующая в тех же целях в Одесском порту компания "Галс".

ЛИТЕРАТУРА

1. Макконел К., Брю С.Л. *Экономикс: принципы, проблемы, политика. В 2 т.: Пер с англ. Т.2.* Таллин: АО "Римол", 1993.- 400 с.
2. Мескон М.Т., Альберт М., Хедоури Ф. *Основы менеджмента. Пер. с англ. - М.: Дело, 1992. - 702 с.*
3. *Rapport annuel 96. Port Autonome de Marseille. Edite et imprime par le Port Autonome de Marseille. Edition, 1997. - 42 p.*
4. Макушев П.А. *Обоснование условий взаимодействия портов с клиентурой/Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: Збірник наукових праць. Вип. 2.- Одеса: ОДМУ, 2001. - С. 230-241.*
5. Бакаев В.Г. *Эксплуатация морского флота.- М.: Транспорт, 1965.- 560 с.*

УДК 65.012.34+656.614.3.073.437:665.61

ЗАДАЧИ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ ТРАНСПОРТНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ В ЛОГИСТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ ДОСТАВКИ НЕФТИ И НЕФТЕПРОДУКТОВ

Т. Н. Шутенко

Макрологистическая система доставки нефти и нефтепродуктов обладает свойством поставлять нефть и нефтепродукты потребителям в требуемых объемах в определенное время, в указанное место и с минимальными затратами, а также способностью приспосабливаться к колебаниям спроса и предложения. Система характеризуется инфраструктурой, материальными, финансовыми и информационными потоками [1].

В макрологистической системе доставки нефти и нефтепродуктов можно выделить следующие основные элементы:

1. Нефтедобывающие предприятия - подсистема, обеспечивающая формирование потока нефти. Основными объектами подсистемы являются производители нефти и складские сооружения, находящиеся на территории нефтедобывающих предприятий.

2. Оптовые предприятия, формирующие подсистему, организующую закупки нефти. Службы закупок устанавливают хозяйственные связи с поставщиками, согласовывая технико-технологические, экономические и методологические вопросы, связанные с поставкой нефти.

3. Транспорт и инфраструктура, обеспечивающая функционирование транспорта – отрасль материального производства, осуществляющая процессы по перевозке и перевалке нефти.

4. Сбытовые предприятия, выполняющие комплекс взаимосвязанных функций, реализуемых в процессе распределения материального потока между различными оптовыми покупателями.

5. Информационная подсистема, обеспечивающая связь между элементами логистической системы и контролирующая выполнение операций.

6. Материалопотоки нефти.

7. Денежные потоки, позволяющие производить сделки и закупать продукцию.

Управление логистическими процессами системы основывается на решении следующих задач:

1) выделение в системе объектов в качестве отдельных управляемых подсистем и применение по отношению к ним системного подхода;

2) производство экономико-математических расчетов на всех стадиях управления потоками в логистической системе доставки нефти и нефтепродуктов, анализ производственных показателей;

3) определение конечного результата деятельности управляемой подсистемы как цели формирования входного потока в иную подсистему в соответствии с экономическими, технологическими и другими требованиями предприятия-потребителя произведенной продукции либо услуги;

4) отслеживание изменений состояния объектов системы и соответствующая корректировка производственной деятельности;

5) координация действий непосредственных и опосредованных участников системы;

6) выбор видов и форм снабжения и сбыта продукции;

7) осуществление движения материальных, финансовых и информационных потоков между объектами системы с наименьшими издержками всех видов ресурсов.

Основным путем решения задач функционирования системы является логистическое партнерство поставщиков и получателей нефти, производителей услуг по перевозке, перевалке и складированию.

Значительная часть операций логистического партнерства поставщиков и потребителей осуществляется с помощью подсистемы транспортного предприятия. Транспорт является незаменимым элементом производственных и торговых процессов объектов системы доставки нефти. Транспортная составляющая участвует во множестве задач участников логистической системы доставки нефти.

Подсистема транспортного предприятия включает материально-техническую базу системы логистического обслуживания, с помощью которой перемещаются грузы, и инфраструктуру, обеспечивающую ее функционирование. Логистическое обслуживание транспортного предприятия является динамическим и целенаправленным. В нем активизируется проблема управления, связанная с анализом и синтезом управляемых и управляющих систем. Цели транспортного предприятия обуславливают производственную политику и определяют исполнение отдельных производственных задач и связанных с ними функций. Производственная политика транспортного предприятия дифференцирована и базируется на таких основных компонентах, как предоставление услуг, использование нововведений в организационной подсистеме предприятия. К политике предоставляемых услуг относятся все решения и действия, направленные на комплексное осуществление транспортного процесса. Это предусматривает планирование перевозок нефти с учетом расстояния транспортировки, количества и сроков доставки в сочетании с дополнительными услугами и потребностями спроса [2].

Организация деятельности морского транспортного предприятия в логистической системе доставки нефти и нефтепродуктов обуславливает

разработку и исполнение оптимальной программы предоставления услуг, необходимых иным экономическим объектам микрологистических производственно-бытовых систем. В рамках своей производственной программы транспортное предприятие, во-первых, комбинирует факторы производства, тем самым стремясь обеспечить доставку груза в заданное место и время с минимальными затратами. Во-вторых, производственная деятельность ограничивается наличием конечной величины ресурсов, что требует рациональности использования производственных факторов (например, судов).

Выполнение производственной программы зависит от ряда системонезависимых принципов работы предприятия [3]. Системонезависимые принципы одинаково актуальны как для системы с рыночной экономикой, так и для системы с централизованным управлением.

Первым из таких принципов является принцип рациональности или экономичности деятельности морского транспортного предприятия, вторым – принцип соблюдения финансового равновесия.

Принцип рациональности предусматривает два метода деятельности, альтернативно соответствующих друг другу. Согласно первому методу, ставится требование производства той величины услуг по транспортировке, которой соответствуют минимальные производственные затраты (метод технической минимизации затрат). Второй метод предусматривает производство максимальной величины услуг при заданных объемах производственных факторов. Этот метод называют методом технической максимизации выпуска.

Принцип соблюдения финансового равновесия предполагает заботу о достаточности наличных и дополнительно привлеченных финансовых средствах для выплат согласно обязательствам.

Кроме названных принципов, действие которых не зависит от экономической системы, необходимо учитывать принципы деятельности предприятий, присущие конкретному общественно-экономическому строю. Эти системозависимые принципы следует рассматривать в тесной связи с государственной концепцией. К таким системозависимым принципам относятся принцип доходности и плановости работы транспортного предприятия.

Принцип доходности определяет характер деятельности предприятий в рыночной системе хозяйствования. В соответствии с ним, предприятия при планировании производства и сбыта должны стремиться получить максимальный доход от реализации продукции. Принцип плановости работы характерен для предприятий, хозяйствующих в системе, действующей согласно установленному экономическому плану.

Согласно с принятыми предприятием принципами и целями деятельности, ставятся разнообразные задачи, относящиеся как к производственным процессам, так и вопросам финансирования и организации деятельности.

Главная задача деятельности транспортного предприятия заключается в производстве услуг по транспортировке груза, поэтому остальные задачи нацелены на должную организацию производственного процесса в рыночных условиях. Транспортные средства являются основным элементом, который определяет технические возможности транспортного предприятия. Последние являются основой должного обеспечения технической и технологической сопряженности участников транспортного процесса, согласования их экономических интересов.

Техническая сопряженность в системе доставки нефти предполагает согласованность параметров транспортных средств как внутри отдельных видов, так и в межвидовом разрезе. Технологическая сопряженность подразумевает применение единой технологии транспортировки, перевозки в прямом и бесперевалочном сообщении. Обеспечение экономической сопряженности предполагает применение методологии исследования конъюнктуры рынка с учетом экономических интересов потребителей услуг по транспортировке, их стратегии принятых решений о перевозке, построение эффективной тарифной системы. Например, принимая решение о сотрудничестве с транспортным предприятием, потребители услуг по транспортировке грузов ориентируются на такие виды транспорта и способы транспортировки транспортного предприятия, которые обеспечивают наилучшее качество доставки. Потребитель обычно исходит из системы критериев, к которым относятся [4]:

- затраты на оплату услуг по транспортировке;
- скорость (время доставки);
- качество доставки (надежность доставки, сохранность груза);
- обеспечение единства транспортно-складского процесса.

Сокращение расходов и цикла времени подчеркивает важность скорости оборота запаса в логистической системе доставки нефти и увеличивает конкурентоспособность услуг транспортного предприятия.

Теория расходов позволяет выявить причины формирования расходов, систематизировать и определить степень влияния расходов на конечную стоимость транспортной услуги. Отсюда вытекают две основные внутрипроизводственные задачи деятельности морского транспортного предприятия:

- первая предполагает такую комбинацию факторов производства транспортных услуг, которая обеспечивает определенный результат с наименьшими расходами. Такое сочетание факторов производства определяет комбинацию минимальных расходов;

- вторая задача предполагает сочетание таких внутрипроизводственных стоимостных оценок факторов производства услуг, которые способствуют оптимальному использованию ограниченных ресурсов для достижения максимального дохода.

Однако, система задач при производстве транспортных услуг, реализуемых в сфере сотрудничества транспортного предприятия с иными

объектами системы, предполагает также наличие следующих задач деятельности транспортного предприятия как элемента логистической системы доставки нефти и нефтепродуктов:

- 1) определение специфики макрологистической системы доставки нефти и нефтепродуктов и границ ее функционирования;
- 2) выявление факторов макрологистической системы материального, информационного и финансового характера, оказывающих воздействие и являющихся движущими силами развития микрологистической производственно-сбытовой системы, состоящей из комплекса подсистем поставщика, потребителя и транспортного предприятия;
- 3) анализ процессов логистического взаимодействия макрологистической и микрологистической систем, выявление закономерностей, их обуславливающих.

Определенная система задач (рис. 1) позволяет наиболее эффективно выполнить взаимную интеграцию хозяйственных звеньев экономики, образующих логистическую систему доставки нефти и нефтепродуктов.



Рис. 1. Связи между принципами, целями и задачами деятельности транспортного предприятия

Проведем моделирование функционирования транспортного предприятия как подсистемы логистической системы доставки нефти и нефтепродуктов с позиции процессов и процедур управления.

Первым и основным элементом логистической системы выступает процесс перевозки нефти и нефтепродуктов. Вторым элементом является вход, который представляет собой поток нефти, следуемый от предприятий-поставщиков. Третий элемент – выход, т.е. поток приобретенной продукции, предназначенный для передачи потребителям. Четвертый элемент – связь между входом какого-нибудь элемента и выходом предшествующего ему в той же системе элемента. Пятый элемент – цели системы и ее ограничения. Система управления материальными, информационными и финансовыми потоками транспортного предприятия носит комплексный характер. Предметом изучения становятся «вход» и «выход» системы, цели функционирования, задачи, ограничения, влияния внешней среды, внутренние, внешние и обратные связи, а также виды обеспечения логистической системы.

Так, в каждый момент времени t в подсистему транспортного предприятия поступает информация о ходе процесса обслуживания подсистемы грузовладельца, характеризуемая следующими векторами:

- \bar{U} - вектор, содержащий данные «входа» системы транспортного предприятия;
- \bar{S} - вектор, содержащий данные «выхода», показывающий результат производственной деятельности предприятия;
- \bar{F} - вектор, характеризующий влияние внешней среды;
- \bar{E} - информация о критериях эффективности функционирования системы;
- \bar{Z} - управленческие решения;
- $\{r\}$ - управляющие воздействия;
- \bar{X} - вектор внутреннего состояния управляемой системы.

Используя эту информацию, можно построить вектор управления $\bar{Z} = \bar{Z}(t)$, который преобразуется в последовательность управляющих воздействий $\{r(t)\}$ в форме планов, графиков, указаний, распоряжений логистическим подразделениям предприятия.

В общем виде задача управления процессом доставки нефти и нефтепродуктов в логистической системе описывается следующим алгоритмом управления:

1. Уравнением логистической связи, отражающим зависимость между параметрами системы

$$\bar{L}(\bar{U}, \bar{S}, \bar{X}, \bar{F}, \bar{Z}, t) = 0. \quad (1)$$

2. Эффективностью логистического процесса

$$\bar{E}(\bar{U}, \bar{S}, \bar{X}, \bar{F}, \bar{Z}, t) \rightarrow \text{extr} . \quad (2)$$

3. Ограничениями, определяющими допустимые пределы изменения управляемых параметров, а также характеризующими требования к входным и выходным параметрам системы логистического обслуживания

$$\begin{aligned} |\bar{U}_{\min}| &\leq |\bar{U}| \leq |\bar{U}_{\max}| \\ |\bar{S}_{\min}| &\leq |\bar{S}| \leq |\bar{S}_{\max}| \\ |\bar{X}_{\min}| &\leq |\bar{X}| \leq |\bar{X}_{\max}| \\ |\bar{F}_{\min}| &\leq |\bar{F}| \leq |\bar{F}_{\max}| \end{aligned} \quad (3)$$

4. Управлением, представляющим поиск значения эффективности (2) при заданной связи (1) и ограничениях (3)

$$\bar{Z}(t) = Z(\bar{U}, \bar{S}, \bar{X}, \bar{F}, t).$$

5. Преобразование решения уравнения в управляющее воздействие

$$\bar{Z}(t) \rightarrow \{r(t)\}.$$

Таким образом, задача управления процессом доставки нефти и нефтепродуктов в интерпретации логистического алгоритма управления формулируется следующим образом: при заданных уравнениях связи и ограничениях найти и реализовать алгоритм управления, обеспечивающий значение показателей эффективности перевозочного процесса на уровне допустимых значений. Уравнения (1)-(3) представляют собой экономико-математическую модель процесса управления системой транспортного предприятия. Конкретный вид уравнений определяется существом описываемого процесса и выбранным математическим аппаратом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Альбеков А. У., Федько В.П., Митько О.Е. *Логистика коммерции*. Ростов-на-Дону: Феникс, 2001. - 512 с.
2. Сергеев В. И. *Логистика в бизнесе*. – М.: ИНФРА-М, 2001. – 608 с.
3. Фандель Г. *Теорія виробництва і витрат / Пер. з нім. під керівництвом і наук. ред. М.Г.Грецака*. – К.: Таксон, 2000. – 520 с.
4. Гаджинский А.М. *Логистика*. – М.: Информационно-внедренческий центр «Маркетинг», 2000. – 375 с.

Содержание

ГИДРОМЕХАНИКА И ТЕОРИЯ КОРАБЛЯ

Ю.Л. Воробьев, С.Н. Баскаков, И.Ф. Давыдов ГИДРОДИНАМИЧЕСКИЕ ЗАДАЧИ О КАЧКЕ ПРЯМОБОРТНЫХ ПОНТОНОВ.....	8
Ю.Л. Воробьев, М.Б. Косой, Д.Д. Романадзе СПЕКТРАЛЬНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МОРСКОГО ВОЛНЕНИЯ В РАЙОНЕ ОДЕССКОГО ЗАЛИВА	24
А.В. Малахов, В.Э. Демиденко, А.Г. Калуев, А.В. Рублев ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ ПОТОКА ПРИ ОБТЕКАНИИ ТЕЛ В ЗАМКНУТЫХ ПРОСТРАНСТВАХ	39

КОНСТРУКЦИИ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ СУДОВ

Г.В. Егоров СНИЖЕНИЕ РИСКА ПОВРЕЖДЕНИЙ КОНСТРУКЦИЙ СУДОВ СМЕШАННОГО ПЛАВАНИЯ В ЛЕДОВЫХ УСЛОВИЯХ	51
Ю.М. Ларкин, А.О. Канифольский ОЦЕНКА ВЕСОВОЙ НАГРУЗКИ БЫСТРОХОДНЫХ ОДНОКОР- ПУСНЫХ ВОДОИЗМЕЩАЮЩИХ СУДОВ (БОВС).....	61

ГИДРОТЕХНИЧЕСКИЕ СООРУЖЕНИЯ И РАСЧЕТЫ КОНСТРУКЦИЙ

А.В. Гришин, Е.Ю. Федорова СОВМЕСТНЫЙ РАСЧЕТ ПОДПОРНОЙ СТЕНКИ И ДЕФОРМИ- РУЕМОЙ СРЕДЫ С УЧЕТОМ УПРУГОВЯЗКОПЛАСТИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ИХ МАТЕРИАЛА	64
М.П. Дубровский, А.В. Калюжный ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДАВЛЕНИЯ ГРУНТА В СОСТОЯНИИ ПОКОЯ С УЧЕТОМ ПОТЕНЦИАЛЬНОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПОДПОРНОЙ СТЕНКИ	78
С.Ф. Клованич КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ДЕФОРМИ- РОВАНИЯ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ С ТРЕЩИНАМИ	88

СУДОВЫЕ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ И МЕХАНИЗМЫ

В.В. Вычужанин, В.З. Данчев ВИРТУАЛЬНЫЕ ЛАБОРАТОРИИ	96
Л.В. Кошарская, В.Д. Евдокимов ВЛИЯНИЕ ПРОДУКТОВ ИЗНОСА И МАГНИТНЫХ ПОЛЕЙ НА ТРЕНИЕ И ИЗНОС КОНСТРУКЦИОННЫХ СТАЛЕЙ	100

М.В. Олійник, О.М. Шумило ЭКВИВАЛЕНТНІСТЬ РЕЖИМІВ НАВАНТАЖЕННЯ І ОЦІНКА ОПОРУ ВТОМЛЕНОСТІ ДЕТАЛЕЙ	110
В.В. Груздев СОПОСТАВЛЕНИЕ ПРЕДЕЛЬНЫХ ПОЛОЖЕНИЙ ОСИ ВАЛО- ПРОВОДА ПРИ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБАХ ЦЕНТРОВКИ	118
А.В. Богданов, А.А. Вассерман, Д.В. Фоминский ОБ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭКСПОНЕНЦИАЛЬНЫХ ЧЛЕНОВ ЭМПИРИЧЕСКОГО УРАВНЕНИЯ СОСТОЯНИЯ	126
Р.А. Варбанец, В.Г. Ивановский, Ларби Мохаммед ОПРЕДЕЛЕНИЕ В ЭКСПЛУАТАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ВПРЫСКИ- ВАНИЯ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЯХ С УЧЕТОМ ЗАЗОРА МЕЖДУ КОРПУСОМ ВСАСЫВАЮЩЕГО КЛАПАНА И ВТУЛКОЙ ПЛУНЖЕРА НАСОСА	135
В.А. Яровенко ОПТИМАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК СУДОВ С ЭЛЕКТРОДВИЖЕНИЕМ	141
В.А. Яровенко ОПТИМАЛЬНОЕ УПРАВЛЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМИ УСТА- НОВКАМИ ЭЛЕКТРОХОДОВ НА МАНЕВРАХ.....	152
 <i>ТРАНСПОРТНЫЕ СИСТЕМЫ</i>	
И.В. Боделан, М.Я. Постан АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РАБОТЫ ТРАНСПОРТА НА УРОВЕНЬ ЗАПАСОВ В ЛОГИСТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ	163
А.А. Малаксиано МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ЗАДАЧИ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВЕРХНЕЙ ГРАНИЦЫ КОНЦЕНТРАЦИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ЛИНИЙ НА СУДАХ С ВЕРТИКАЛЬНЫМ СПОСОБОМ ОБРАБОТКИ	176
Я.А. Горшков РЫНОК КОНТЕЙНЕРНЫХ ПЕРЕВОЗОК И ПЕРСПЕКТИВЫ ЕГО РАЗВИТИЯ	185
П.А. Макушев ОПТИМИЗАЦИЯ РЕСУРСНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ ГРУЗО- ПЕРЕВАЛОЧНОГО ПРОЦЕССА ПОРТА	194
Т.Н. Шутенко ЗАДАЧИ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ ТРАНСПОРТНОГО ПРЕДПРИЯТИЯ В ЛОГИСТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ ДОСТАВКИ НЕФТИ И НЕФТЕ- ПРОДУКТОВ	204

Наукове видання

ВІСНИК

ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ

Збірник наукових праць

*Українською, російською
та англійською мовами*

Випуск 8

*Свідоцтво про одержану реєстрацію:
серія КВ № 278
від 25.07.1997 р.*

Комп'ютерна верстка та розробка
оригінал-макету збірника - *Мусієчко Т.Г.*

Підписано до друку з оригінал-макету 29.07.02.
Формат 70×108/16. Папір офсетний. Ум.друк.арк. 13,25.
Замовлення № 950. Тираж 100.

**Адреса редакційної колегії та видавництва ОНМУ:
65029, Одеса, вул.Мечникова, 34, тел.7395-310, 7395-344, 7395-553.**