

ВІСНИК



ОДЕСЬКОГО
НАЦІОНАЛЬНОГО
МОРСЬКОГО
УНІВЕРСИТЕТУ

21

Міністерство освіти і науки України



ВІСНИК

**ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО
МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

Збірник наукових праць

ВИПУСК 21

Заснований у 1998 році

Одеса – 2007

УДК 629.12.002(082)

ББК 39.42-011я43

В635

Вісник Одеського національного морського університету: Збірник наукових праць. – Випуск 21. – Одеса: ОНМУ, 2006. – 192 с. Українською, російською та англійською мовами.

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.

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.

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.

Редакційна колегія:

д-р техн. наук, проф. **Ю.Л. Воробйов** – відп. редактор,
д-р техн. наук, проф. **Шумлянський І.Ф.** – заст. відп. редактора,
д-р техн. наук, проф. **Ананьїна В.З.**, д-р техн. наук, проф. **Вассерман О.А.**,
д-р техн. наук, проф. **Гришин В.О.**, д-р техн. наук, проф. **Дубровський М.П.**,
д-р техн. наук, проф. **Євдокімов В.Д.**, д-р техн. наук, проф. **Жуков Ю.Д.**,
д-р техн. наук, проф. **Івановський В.Г.**, д-р техн. наук, проф. **Каганов Я.І.**,
д-р техн. наук, проф. **Клованич С.Ф.**, д-р техн. наук, проф. **Козляков В.В.**,
д-р техн. наук, проф. **Козирев В.К.**, д-р екон. наук, проф. **Ланкіна І.О.**,
д-р 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, проф. **Пойзнер М.Б.**, д-р екон. наук, проф. **Постан М.Я.**,
д-р техн. наук, проф. **Сизов В.Г.**, д-р екон. наук, проф. **Чекаловець В.І.**,
д-р екон. наук, проф. **Якушенко В.Г.**, д-р техн. наук, проф. **Ярвенко В.О.**,
Силакова Г.І. – відп. секретар.

Друкується за ухвалою Вченої ради
Одеського національного морського університету
від 01.06.2006 р. (протокол № 9)

© Одеський національний
морський університет, 2007

ВАССЕРМАН АЛЕКСАНДР АНАТОЛЬЕВИЧ

50 лет научной деятельности



Первого октября 2006 г. исполнилось 75 лет со дня рождения и 50 лет научной деятельности доктора технических наук, профессора, заслуженного деятеля науки и техники Украины Александра Анатольевича Вассермана. Он родился в Одессе в семье врачей. В 1948 г. поступил на судомеханический факультет ОИИМФ, который окончил с отличием в 1953 г. После окончания института он два года работал на Рижском судостроительно-судоремонтном заводе инженером-конструктором и год – на Одесском заводе «Автогенмаш» инженером-технологом. В 1956 г. возвратился в родной вуз, где работает свыше 50 лет.

Начало работы А.А. Вассермана в ОИИМФ совпало с коренной реконструкцией машинного зала института. Он принимал активное участие в создании новой лаборатории кафедры ДВС, оснащавшейся мощными судовыми двигателями, один из которых сохранился до сих пор. Шесть лет Александр Анатольевич занимался исследованиями рабочего процесса и износа деталей ДВС. По этим проблемам он написал 10 научных работ, но параллельно по предложению профессора Якова Захаровича Казавчинского приступил к исследованиям теплофизических свойств рабочих тел энергетических и холодильных установок. Данной проблемой он занимается и сегодня.

В конце 50-х - начале 60-х годов прошлого века в связи с развитием космической и криогенной техники, химической и газовой промышленности и других отраслей народного хозяйства возникла острая потребность в точных данных о теплофизических свойствах технически важных веществ. Поэтому в 1962 г. А.А. Вассерман по заданию Всесоюзного НИИ кислородного машиностроения занялся составлением таблиц свойств и диаграмм состояния воздуха и его основных компонентов – азота и кислорода. Результатом такой большой и важной работы стала кандидатская диссертация «Исследование теплофизических свойств воздуха, азота и кислорода», которую он защитил в 1964 г. в Одесском технологическом институте им. М.В. Ломоносова.

На основании материалов этой диссертации подготовлена и выпущена в свет издательством «Наука» в 1966 г. монография А.А. Вассермана, Я.З. Казавчинского и В.А. Рабиновича «Теплофизические свойства воздуха и его компонентов». Спустя два года А.А. Вассерман и В.А. Рабинович опубликовали в издательстве стандартов монографию «Теплофизические свойства жидкого воздуха и его компонентов». Эти научные труды были одними из первых отечественных монографий, посвященных свойствам реальных газов. Данные, приведенные в них, много лет использовались специалистами в области криогенной техники и химической технологии. Обе монографии переведены на английский язык и изданы в 1970-1971 гг. по заказу национального научного фонда США.

В дальнейшем научная деятельность Александра Анатольевича в области теплофизики плодотворно развивается, чему способствовало открытие в 1966 г. на кафедре термодинамики ОИИМФ проблемной лаборатории судовой холодильной техники. В создании лаборатории А.А. Вассерман принял большое участие и на протяжении 15 лет руководил в ней отделом прикладной термодинамики. В связи с возросшими требованиями к точности и согласованности данных о свойствах веществ Александр Анатольевич занялся разработкой методов составления высокоточных единых уравнений состояния, описывающих термодинамические свойства газа и жидкости. Результаты выполненных исследований легли в основу докторской диссертации «Методы аналитического описания и расчета теплофизических свойств газов и жидкостей с помощью ЭЦВМ и применение их для технически важных веществ», которую он защитил в 1980 г. в институте высоких температур АН СССР (Москва).

При помощи новых методов А.А. Вассерман составил единые уравнения состояния ряда технически важных веществ – азота, кислорода, воздуха, метана, этана, этилена, пропана и гелия. Полученные уравнения и рассчитанные с их помощью таблицы термодинамических свойств указанных веществ опубликованы в серии монографий, выпущенных издательством стандартов в 1977-1989 гг. Эти монографии подготовил коллектив московских и одесских ученых, который возглавлял председатель комиссии АН СССР по таблицам термодинамических свойств газов и жидкостей профессор В.В. Сычев (МЭИ). Они получили заслуженное признание отечественных и зарубежных ученых и специалистов, переведены на английский язык и переизданы в США.

На основе монографий составлены таблицы стандартных справочных данных (ССД), утвержденные Госстандартом СССР в качестве обязательных к применению во всех отраслях народного хозяйства. Монографии и таблицы ССД стали частью комплексной системы оперативного обеспечения народного хозяйства нормативно-справочными данными о теплофизических свойствах технически важных газов и жидкостей.

Таким образом, своими исследованиями Александр Анатольевич внёс весомый вклад в решение проблемы получения точных данных о свойствах веществ. В 1987 г. А.А. Вассерман и его соавтор по серии мо-

нографий д.т.н., профессор В.А. Цымарный вместе с другими ведущими теплофизиками удостоены Премии Совета Министров СССР за разработку указанной системы. Это, в частности, явилось признанием научных заслуг Одесской термодинамической школы, основанной профессором Я.З. Казавчинским.

В последние годы А.А. Вассерман активно работает над созданием автоматизированных информационных систем для расчета теплофизических свойств чистых веществ и их смесей по точным уравнениям состояния с помощью персональных ЭВМ. Разработанные им и сотрудниками системы используются при научных и инженерных расчетах и в учебном процессе. Другим новым направлением его исследований является совершенствование циклов теплоэнергетических установок: в настоящее время уже получены три патента Украины на изобретения в этой области.

Всего за 50 лет научно-педагогической деятельности Александр Анатольевич опубликовал около 220 научных и 50 учебно-методических работ, в том числе 15 монографий и 10 выпусков таблиц стандартных справочных данных. Его труды отличаются глубиной и тщательностью разработки научных вопросов и надежностью полученных результатов. Он достойно представляет отечественную науку, выступая с докладами на международных конференциях.

После защиты докторской диссертации А.А. Вассерман совмещает научную и педагогическую деятельность. В 1981 г. он перешел на должность доцента кафедры термодинамики ОИИМФ, а в 1984 г. стал профессором этой кафедры. Он выполняет большую методическую работу: в течение многих лет является заместителем председателя научно-методического совета университета и активно участвует во внедрении кредитно-модульной системы обучения и тестовой формы контроля знаний студентов. Опубликованные им учебно-методические пособия существенно дополняют имеющуюся учебную литературу и используются преподавателями и студентами не только ОНМУ, но и других вузов. За успехи в научной работе и подготовку высококвалифицированных специалистов А.А. Вассерман в 1991 г. награжден значком «Почетному работнику морского флота». В январе 2006 г. указом Президента Украины ему присвоено почетное звание «Заслуженный деятель науки и техники Украины».

Александр Анатольевич участвует в подготовке научных работников, а также в их аттестации как член специализированных советов по защите диссертаций. В 1966-1991 гг. он был членом бюро комиссии АН СССР по таблицам термодинамических свойств газов и жидкостей. С 1983 г. по 1991 г. – член научного совета АН СССР по проблеме «Теплофизика и теплоэнергетика», член секции научно-технического совета Госстандарта СССР, эксперт Государственной службы стандартных справочных данных, член редколлегии сборника, издаваемого этой службой. С 1991 г. он входит в состав подкомитета по переносным свойствам ве-

ществ Международного союза по теоретической и прикладной химии (IUPAC). Является членом научно-методической комиссии Министерства образования и науки Украины по направлению «Энергетика». В 1993 г. избран членом Транспортной академии Украины, а в 1998 г. – членом Международной академии холода. Входит в состав редколлегий ряда научных периодических изданий, в том числе журнала «Вісник ОНМУ».

Свой юбилей А.А. Вассерман встретил в хорошей «научной форме». Он выступил на международном семинаре «Повышение эффективности и безопасности производств продуктов разделения воздуха» с обширным докладом, посвященным истории разработки и современному состоянию справочных данных о теплофизических свойствах воздуха и его компонентов.

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

УДК 629.12:532.059.041

Г.В. Егоров
И.М. Чистяков
Б.Н. Станков
О.А. Ворона

СОХРАНЕНИЕ ПРОЧНОСТИ И ОСТОЙЧИВОСТИ ПОВРЕЖДЕННОГО СУДНА ПРИ ПОДЪЕМЕ ТАНКЕРА «ВИКТОРИЯ»

Указаны основные требования и условия обеспечения борьбы за живучесть при спасении танкера «Виктория» в сентябре 2003 года. Дан пример действий береговой службы с учетом требований остаточной прочности судна, а также критериев достаточной остойчивости и плавучести.

***Ключевые слова:** Emergency Response Service, борьба за живучесть, остаточная прочность корпуса, плавучесть, аварийная остойчивость, судоподъем.*

Назначением аварийно-спасательных и подводно-технических работ (АСПТР) является спасение (подъем) аварийных судов при последовательном выполнении приоритетных задач по спасению людей, предотвращению загрязнения окружающей среды и уменьшению ущерба собственности в виде судна и груза. Безусловно, необходимым условием успеха спасательных операций является наличие специфического личного опыта и интуиции, но достаточным – возможность оперативно и квалифицированно прогнозировать состояния объекта, оценивать расчетным (а иногда и инструментальным) путем остаточную прочность поврежденного корпуса, изменения посадки и остойчивости объекта спасения.

Целью настоящей статьи является демонстрация на реальном примере принципов и подходов, принятых в службе Emergency Response Service (ERS), по обеспечению достаточной плавучести, остойчивости и прочности аварийного судна в режиме on-line применительно к фактическим гидрологическим и метеорологическим условиям.

Особенно важно выполнение этих условий при проведении АСПТР с судами, имеющими на борту опасные грузы, такие как, например, сырая нефть или нефтепродукты.

С 1 января 2007 года в соответствии с Правилем 37(4) Приложения 1 к МАРПОЛ 73/78 вводится требование о том, чтобы каждый нефтеналивной танкер дедвейтом 5000 тонн и более имел быстрый доступ к береговой службе ERS, которая может выполнить оперативные расчеты аварийной остойчивости и остаточной прочности.

При подготовке рекомендаций согласно [1] необходимо учитывать требования по восстановлению плавучести судна в виде критерия наибольших осадок носом и кормой $d_H \leq H$, $d_K \leq H$, по восстановлению остойчивости в виде критерия минимальной поперечной метацентрической высоты $h^{\min} \leq h$ и ограничений по уменьшению крена в пределах $|\Theta| \leq \Theta^{\max}$, критериев обеспечения общей прочности с учетом полученных повреждений $[M]_j^{\min} \leq M_j \leq [M]_j^{\max}$, $[N]_j^{\min} \leq N_j \leq [N]_j^{\max}$, $j = 1, 2, \dots, k$, а также ограничений по вместимости помещений и местной прочности перекрытий. Здесь d_H , d_K – осадки носом и кормой; H – высота борта; h^{\min} – минимально допускаемая поперечная метацентрическая высота; h – фактическая поперечная метацентрическая высота; Θ^{\max} – максимально допускаемый при проведении конкретной спасательной операции угол крена; Θ – фактический угол крена; k – количество сечений, на которых контролируются изгибающие моменты и перерезывающие силы; M_j , N_j – изгибающий момент и перерезывающая сила в j -ом контрольном сечении; $[M]_j^{\min}$, $[M]_j^{\max}$, $[N]_j^{\min}$, $[N]_j^{\max}$ – допускаемые изгибающий момент и перерезывающая сила в j -ом сечении для прогиба и перегиба,

Согласно [2] величины допускаемых усилий на тихой воде $[M]_j$, $[N]_j$ определяются в виде

$$[M_{ТВ}(x_i)] = \frac{0,8}{K_{\Delta} K_{ВI} K_{\Theta}} \cdot \sigma_T^H W_{\min}^0 - M_{ВОЛН},$$

где K_{Δ} – коэффициент, учитывающий возрастание нормальных напряжений из-за потери части продольных связей и состояния косоугольного изгиба; $K_{ВI}$ – коэффициент возрастания напряжений в сильно поврежденных сечениях открытого типа из-за бимоментов; K_{Θ} – коэффициент возрастания нормальных напряжений при статическом крене; $M_{ВОЛН}$ – максимальное значение волнового момента на трассе кратковременного перехода (буксировки) в ближайший порт-убежище; W_{\min} – минимальный момент сопротивления корпуса после повреждения; σ_T^H – нормативный предел текучести стали корпуса судна.

Теория, строительная механика и проектирование корабля

Схема организации действий береговой службы ERS и целей этой службы показаны на рис. 1.



Рис. 1. Организация действий экипажа и берегового центра ERS по исправлению аварийной ситуации.

Примером успешных действий береговой службы по обеспечению борьбы за живучесть является работа оперативной группы ERS Морского Инженерного Бюро (МИБ) в составе авторов настоящей статьи по расчетному прогнозированию посадки, остойчивости и прочности при проведении подъема танкера «Виктория».

Теплоход проекта P77 «Виктория» ($L \times B \times H = 105,0 \text{ м} \times 14,8 \text{ м} \times 4,4 \text{ м}$) представляет собой однопалубное, двухвинтовое нефтеналивное судно смешанного река-море плавания класса Л4 ИСП, без сед-

ловатости, с одинарным дном и двойными бортами, с баком; с машинным и насосным отделениями и трехъярусной рубкой, расположенными в корме, с 8 грузовыми танками и переходным мостиком в ДП.

31 августа 2003 года во время погрузки сырой нефти в порту Октябрьское недалеко от Сызрани произошел взрыв и возник пожар. Во время взрыва произошло конструктивное разрушение водонепроницаемых переборок между насосным и машинным отделениями, между насосным отделением и кормовыми грузовыми танками 41 и 42, а также танков запаса дизельного топлива. Взрывная волна нарушила герметичность водогазонепроницаемых закрытий, ведущих из МО в надстройку и выходы на главную палубу, разрушила кабельные коробки и воздуховоды вентиляции, что способствовало быстрому распространению огня. В днищевой обшивке насосного отделения шп. 134-135 на расстоянии 1000 мм по ПБ образовалась пробоина. За первым взрывом последовали два взрыва паров сырой нефти в кормовых грузовых танках 41 и 42 и следующей паре грузовых танков 31 и 32.

Из сорванных взрывом горловин танков и моечных лючков в реку попало незначительное количество груза, причем часть сырой нефти сгорела непосредственно в грузовых танках 31, 32, 41, 42.

Возникла реальная угроза взрыва носовых танков, однако пожар, длившийся 52 часа, удалось ценой больших усилий пожарных частей Самарской области потушить. Во время тушения судно легло кормой на грунт у причала нефтяного терминала. Возникла реальная угроза попадания в реку Волгу около 1500 тонн находившегося на борту опасного груза (рис. 2).



Рис. 2. Танкер «Виктория» после аварии

Результаты замеров фактических осадок судна в состоянии после взрыва и пожара приведены в табл. 1. Судно имело значительный крен

Теория, строительная механика и проектирование корабля

(около 10 градусов), причем палуба надводного борта ушла под воду, начиная со шп. 43 в корму.

Таблица 1

Фактическая посадка судна

Точка по длине судна	Надводный борт ЛБ, м	Надводный борт ПБ, м
шп. 20	4,56	2,08
шп. 30	4,16	1,51
шп. 40	3,70	1,05
шп. 55	3,05	0,40
шп. 63	-	0
шп. 70	2,38	-
шп. 83	1,78	-
грузовая шкала на миделе	1,51	-

После ликвидации пожара было зафиксировано состояние нагрузки судна, указанное в табл. 2. Надстройка была практически полностью разрушена во время пожара. Машинное отделение, кормовые отсеки, 3 и 4 группы грузовых танков и балластный бортовой танк 22 и 11а затоплены, в диптанке и бортовом балластном танке 21 была фильтрационная вода.

Таблица 2

Состояние отсеков и оценка нагрузки судна

Отсек (наибольший объем отсека V_{MAX})	Состояние	Оценка нагрузки, т
все отсеки до кормовой переборки машинного отделения (189 м^3)	затоплены	189
все отсеки до кормовой переборки грузовых танков 41 и 42 (1100 м^3)	затоплены	1100
грузовые танки 41,42 ($2 \times 476 \text{ м}^3$)	затоплены	952
грузовые танки 31,32 ($2 \times 370 \text{ м}^3$)	затоплены, герметичны	740
балластный танк 21 (ЛБ) ($124,8 \text{ м}^3$)	сухой	0
балластный танк 22 (ПБ) ($124,8 \text{ м}^3$)	затоплен	125
балластные танки 11, 12 ($2 \times 124,8 \text{ м}^3$)	сухие	-
грузовые танки 11, 12 ($2 \times 395 \text{ м}^3$)	груз	2×180
грузовые танки 21, 22 ($2 \times 370 \text{ м}^3$)	груз	2×220
диптанк ($604,4 \text{ м}^3$)	затоплен по уровень 1,05 м	120
остальные танки	сухие	-

Теория, строительная механика и проектирование корабля

На рис. 3 нанесены замеры в соответствии с данными судовладельца, а также результаты численного моделирования.

Между ватерлиниями правого и левого бортов на рис. 3 была проведена ватерлиния средних осадок.

По ватерлинии средних осадок:

осадка на носовом перпендикуляре (шп. 0)	0,25 м;
осадка на миделе (шп. 87,5)	4,18 м;
осадка на кормовом перпендикуляре (шп. 175)	8,11 м.

До аварии корпус судна с учетом фактического износа и выполненных при переклассификации на класс Л4 ШСП подкреплений имел указанные в табл. 3 характеристики предельного момента корпуса.

Таблица 3

Предельные изгибающие моменты неповрежденного корпуса

Район	$M_{пр}$, кНм (прогиб)	$M_{пр}$, кНм (перегиб)
мидель (87,5 шп)	187700	187200
район окончания верхней палубы (133 шп)	135600	152800
шп 45, 130	149200	157300
шп 50, 125	161000	158700

Водолазным осмотром было установлено, что наружная обшивка судна имеет повреждение в районе насосного отделения, причем в результате взрыва все клапана водоотливных трубопроводов забортной воды и кингстонов негерметичны.

В районе 125 шп, от двойного борта до ДП обнаружена гофрировка палубы со стрелкой гофра до 150 мм, которая образовалась от 52-часового воздействия высокой температурой (до 1300-1400 градусов по Цельсию).

Ввиду отсутствия подробной информации о повреждении палубы и из-за длительного термического воздействия было принято, что для определения предельного момента из расчетного поперечного сечения полностью удаляется участок палубы и продольные связи левого борта от внутреннего борта до ДП (рис. 4).

Предельный изгибающий момент поврежденного сечения $M_{пр}$ по шп. 125 составил по расчету при прогибе 128500 кНм и при перегибе 105100 кНм.

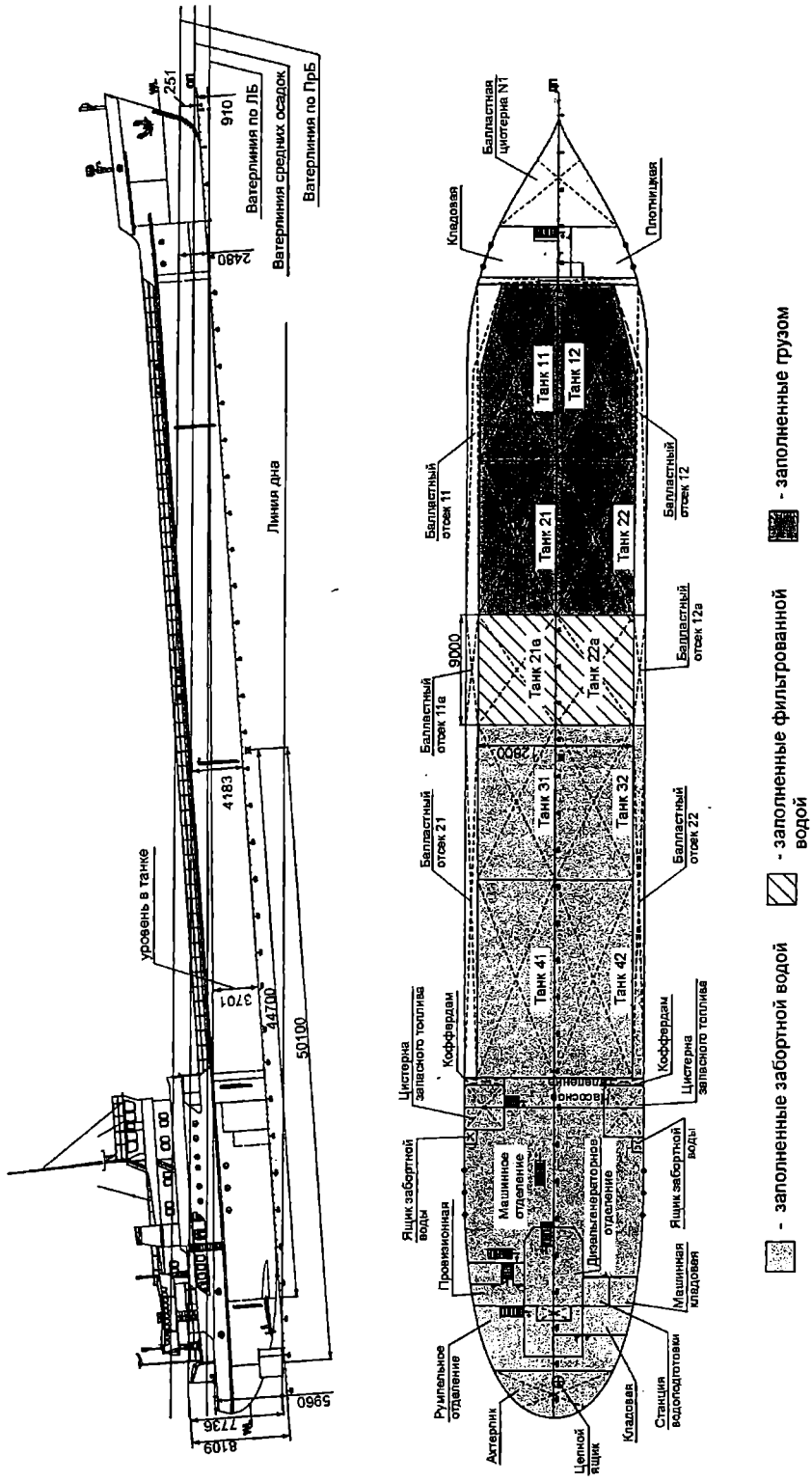
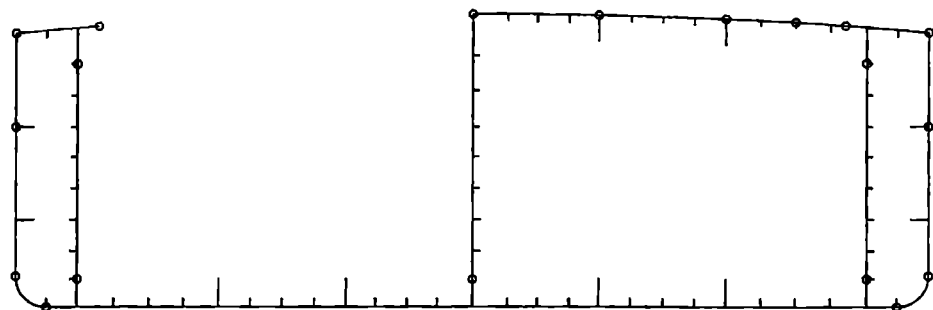


Рис. 3. Схема нагрузки и посадки поврежденного судна



*Рис. 4. Расчетная модель поврежденного
наиболее опасного сечения судна*

В дальнейших расчетах, при коэффициенте запаса по предельному моменту $K_{\text{зап}} = 1,45$ и при отсутствии волнения $M_{\text{ВОЛН}} = 0$, в качестве допускаемых моментов в районе повреждения были приняты следующие величины $[M_{\text{тв}}] = M_{\text{пр}} / K_{\text{зап}}$:

- при прогибе 88600 кНм;
- при перегибе 72400 кНм.

При составлении прогноза судоподъемной операции было указано, что разгрузка должна была осуществляться в условиях отсутствия волнения.

Для адекватной оценки состояния корпуса судна в процессе зачистки, спрямления и балластирования судна была создана расчетная модель, учитывающая основные параметры поврежденного судна.

Модель изменения посадки и прочности аварийного судна была разработана с помощью специального программного обеспечения (программы «СигМент-МИБ», «ЭльБрус-МИБ» – разработка МИБ; программа «Проект 1» – разработка ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова).

При моделировании посадки судна были учтены основные особенности:

- возможность погружения части корпуса выше палубы;
- касание кормой судна грунта.

Для учета погружения судна выше палубы используемый в программе «СигМент-МИБ» масштаб Бонжана был откорректирован с учетом возможности погружения до осадки 10 м. Выше уровня палубы (4,40 м) погруженная площадь шпангоута остается неизменной.

Для учета касания судном грунта была введена дополнительная отрицательная нагрузка с абсциссой точки приложения от миделя $x = -50,1$ м

Нагрузка от затопленных отсеков моделировалась либо по условию полного затопления помещения либо заполнением по уровень ватерлинии.

Величина реакции грунта в точке касания кормой судна была оп-

ределена из условия равновесного положения судна при заданных средних осадках.

В результате расчета, при заданных нагрузках (табл. 2) получены следующие характеристики состояния судна:

осадка на носовом перпендикуляре	(шп. 0)	0,246 м;
осадка миделе	(шп. 87,5)	4,18 м;
осадка на кормовом перпендикуляре	(шп. 175)	8,13 м;
реакция в точке касания грунта	(шп. 171)	≈ 360 т.

Как видно из рис. 3, фактические данные и результаты численного моделирования имели хорошее согласование, что позволяло сделать вывод об адекватности созданной виртуальной модели аварийного судна его реальному состоянию и о возможности применения этой модели для прогнозирования состояния судна во время подъема.

Изгибающие моменты и перерезывающие силы для исходного состояния полупогруженного судна приведены на рис. 5, диаграмма статической остойчивости – на рис. 6.

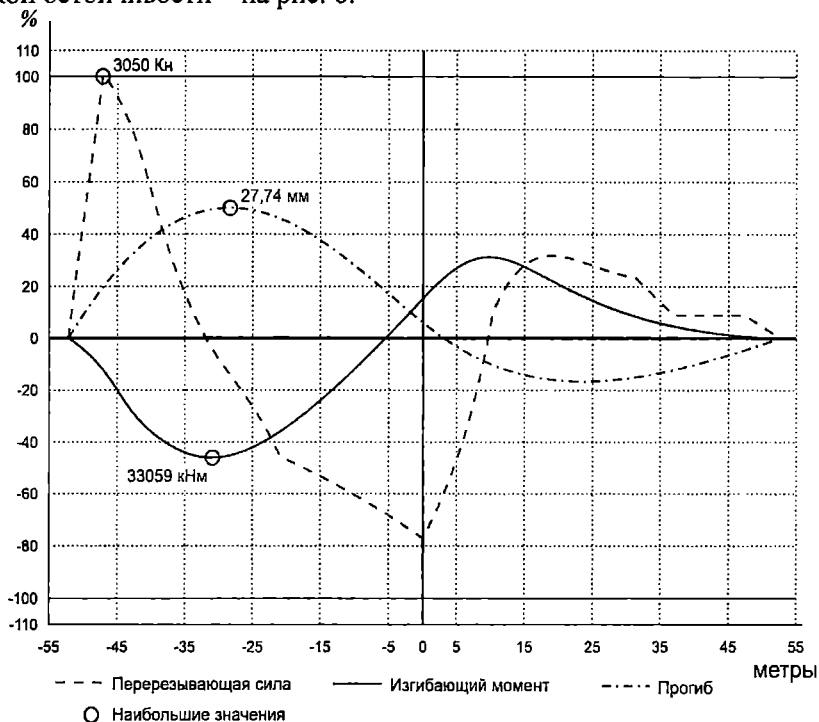


Рис. 5. Усилия на тихой воде в исходном состоянии судна

Анализ полученных результатов позволил сделать вывод о том, что наибольшую опасность представлял недостаток остойчивости и что при неблагоприятном стечении обстоятельств (наличия волнения, ветра, близкого прохода быстроходного судна) танкер может опрокинуться с последующим неконтролируемым разливом нефти через повреждения в верхней палубе.

Теория, строительная механика и проектирование корабля

Проведенное моделирование позволило выявить основные технические проблемы по управлению ситуацией и обосновать приоритеты их решения:

1. Недопущение разлива нефти.
2. Увеличение запаса остойчивости.
3. Борьба с креном.
4. Собственно подъем судна с активным контролем усилий в корпусе в пределах допускаемых значений.

Для решения указанных проблем был разработан и проверен расчетами следующий порядок проведения первоочередных аварийно-спасательных мероприятий, указанный в табл. 4.

Таблица 4

*Порядок проведения первоочередных
аварийно-спасательных мероприятий*

Этап	Состояние судна и аварийно-спасательные мероприятия
1	Исходное состояние (стойчивость неудовлетворительная)
2	<p>Полное осушение (!!!) диптанка и балластного танка 11а (всего около 120 т) с целью обеспечения остойчивости, уменьшения реакции грунта и перераспределения усилий в корпусе.</p> <p>По окончанию этапа зафиксировать посадку судна с обоих бортов не менее чем в пяти точках и контролировать взливы жидкостей в грузовых танках.</p>
3	<p>Спрявление (борьба с креном). Откатка из грузового танка ПБ 32 (примерно 270 т) для уменьшения крена на ПБ.</p> <p>Внимание! Откатку продолжать до среднего уровня воды в танке 32 около 1,0 м от ОП (взлив приблизительно 3,6 м от палубы). При выравнивании судна (крен около 0) откатку прекратить, даже если не достигнут указанный уровень.</p> <p>По окончанию этапа зафиксировать посадку судна с обоих бортов не менее чем в пяти точках.</p>
4	<p>Разобщить грузовые танки 11 и 12 от грузовых танков 21 и 22.</p> <p>Откатка груза из грузовых танков 11 и 12 примерно 360 т.</p> <p>Зачистка грузовых танков 11 и 12.</p> <p>По окончанию этапа зафиксировать посадку судна с обоих бортов не менее чем в пяти точках.</p>
5	<p>Прием балласта 274 т в балластные танки 11 и 12.</p> <p>По окончанию этапа зафиксировать посадку судна с обоих бортов не менее чем в пяти точках.</p>
6	<p>Откачка груза из 21 и 22 танков 440 т.</p> <p>Зачистка грузовых танков 21 и 22.</p> <p>По окончанию этапа зафиксировать посадку судна с обоих бортов не менее чем в пяти точках.</p>

При проведении мероприятий в рекомендованном порядке остойчивость обеспечивалась после полного осушения диптанка.

Теория, строительная механика и проектирование корабля

Особо отмечалась необходимость фиксирования посадки судна с обоих бортов не менее чем в пяти точках как инструмента контроля адекватности принятых решений и фактического состояния судна. Кроме того, следовало контролировать взливы жидкостей в грузовых танках, так как не было уверенности в герметичности перепускных клапанов и корпусных конструкций.

Прогнозируемая для каждого этапа посадка судна в процессе проведения аварийно-спасательных мероприятий (осадки на носовом, кормовом перпендикулярах и миделе) показана в табл. 5.

Таблица 5

Посадка судна в процессе проведения аварийно-спасательных мероприятий

№	Этап	Осадка носом, d_n	Осадка средняя, $d_{мид}$	Осадка кормой, d_k
1	Исходное состояние	0,25	4,18	8,13
2	Осушение диптанка (120 т)	0,07	4,09	8,11
3	Спрявление. Откачка из 32 танка 270 т.	-0,28	3,93	8,13
4	Откачка груза из 11 и 12 танков 360 т. Зачистка грузовых танков 11 и 12.	-1,10	3,51	8,12
5	Прием балласта 274 т в балластные танки 11 и 12.	-0,50	3,82	8,13
6	Откачка груза из 21 и 22 танков 440 т. Зачистка грузовых танков 21 и 22.	-1,37	3,37	8,12

Результаты расчета остойчивости поврежденного судна на разных этапах спрявления, зачистки и балластировки судна приведены на рис. 6.

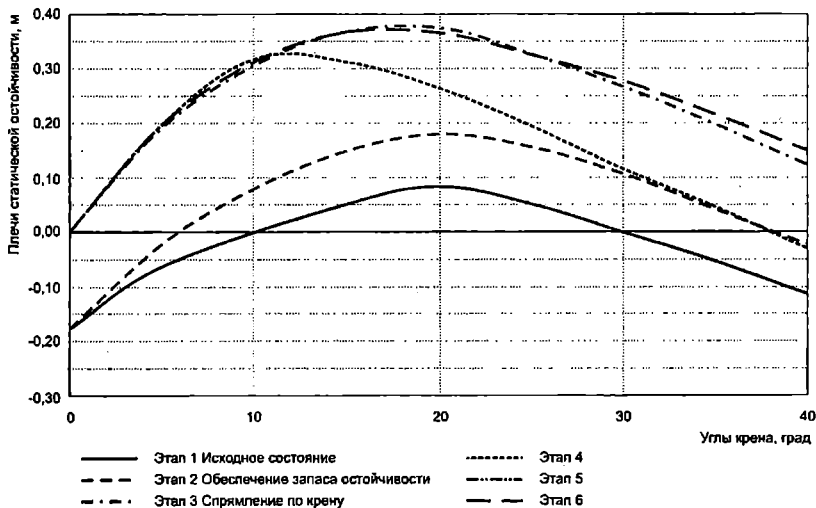


Рис. 6. Изменение диаграммы статической остойчивости

Теория, строительная механика и проектирование корабля

Результаты оценки реакции грунта, усилия в корпусе во время проведения мероприятий приведены в табл. 6.

Таблица 6

Изменение реакции грунта и возникающие в корпусе усилия

№	Этап	Оценка величины реакции грунта, R т	Наибольшее значение $M_{тв}$ в кНм (в % от $[M_{тв}]$)	Значение $M_{тв}$ в поврежденном сечении в кНм (в % от $[M_{тв}]$)
1	Исходное состояние	360	-34642 (47,9%)	-34642 (47,9%)
2	Осушение диптанка (120 т)	334	32412 (44,8%)	-29776 (41,1%)
3	Спрявление. Откачка из 32 танка 270 т.	238	62255 (86,0%)	20664 (28,5%)
4	Откачка груза из 11 и 12 танков 360 т. Зачистка грузовых танков 11 и 12.	298	36486 (50,4%)	-22986 (31,8%)
5	Прием балласта 274 т в балластные танки 11 и 12.	266	48450 (66,92%)	-19155 (26,4%)
6	Откачка груза из 21 и 22 танков 440 т. Зачистка грузовых танков 21 и 22.	265	57848 (79,9%)	-18645 (25,8%)

Сводные параметры остойчивости приведены в табл. 7.

По результатам прогнозирования состояния поврежденного судна были разработаны и реализованы рекомендации по организации его подъема с обеспечением достаточной остойчивости и прочности.

Общий анализ проверки судоподъемной операции позволил сделать следующие выводы:

1. При проведении мероприятий в рекомендованном порядке общая прочность поврежденного корпуса была полностью обеспечена. В наиболее опасном сечении в районе шп. 125 усилия в процессе откатки и выпрузки уменьшились практически в два раза.

2. В исходном состоянии остойчивость судна была неудовлетворительной, поэтому на начальных этапах настоятельно рекомендовалось проявлять крайнюю осторожность, не допускать толчков в борт судна при швартовке к его борту других судов, а также иных воздействий, которые могут вывести судно из положения равновесия.

3. После полного осушения диптанка остойчивость обеспечивалась в рамках нормативов, допускаемых для аварийного судна.

Таблица 7

Параметры остойчивости судна в процессе проведения аварийно-спасательных мероприятий

№	Этап	Металлическая высота, м	Угол крена, град.	Макс. плечо, м	Прогнж. полож. части, град.	Угол заката, град.	Площадь полож. части, град.
1	Исходное состояние	1,67	10,3	0,081	19,87	30,19	0,016
2	Осушение дилтанка (120 т)	2,17	6,1	0,176	32,32	38,38	0,059
3	Спрявление. Откачка из 32 танка 270 т.	2,33	0,0	0,374	48,60	48,60	0,193
4	Откачка груза из 11 и 12 танков 360 т. Зачистка грузовых танков 11 и 12	2,31	0,0	0,324	38,21	38,21	0,125
5	Прием балласта 274 т. в балластные танки 11 и 12	2,27	0,0	0,348	45,64	45,64	0,169
6	Откачка груза из 21 и 22 танков 440 т. Зачистка грузовых танков 21 и 22	2,33	0,0	0,368	50,08	50,08	0,198

В соответствии с полученными рекомендациями 20 сентября 2003 года была успешно осуществлена судоподъемная операция, которая позволила предотвратить разлив значительного объема сырой нефти и поднять само судно в таком состоянии, чтобы сохранить его для последующего восстановления (рис. 7, танкер «Виктория» в акватории СРЗ «Южный Севастополь»).

Сама судоподъемная операция продлилась 16 часов с использованием двух эжекторов речного буксира, комплектов армированных шлангов, подручных материалов, водолазного бота, двух водолазных станций, а на заключительном этапе – зачистной станции.

По оценкам некоторых специалистов аварийно-спасательных служб подъем должен был занять 30-60 суток и стоить около одного млн. долларов США. Фактические расходы были на порядок ниже (52 тыс. долларов США).

Рассмотренный пример наглядно демонстрирует принципы и подходы береговой службы по обеспечению борьбы за живучесть по расчетному прогнозированию посадки, остойчивости и прочности в аварийных ситуациях в режиме on-line, с участием специалистов, которые имели в своем распоряжении средства расчета и умели ими пользоваться – специалистами ERS.



*Рис. 7. Танкер «Виктория»
в акватории СРЗ «Южный Севастополь»*

ЛИТЕРАТУРА

1. Егоров Г.В. Автоматизированный расчет разгрузки крупнотоннажного судна, севшего на мель // Судостроение и судоремонт: Сб. ОИИМФ. – М.: В/О «Мортехинформреклама», 1992. – С. 15-20.

2. Егоров Г.В. Остаточная прочность корпуса в расчетах непотопляемости и обеспечении борьбы за живучесть. Критерии и примеры // Вісник ОНМУ. – Одеса: ОНМУ, 2006. – Вип. 19. – С. 49-63.

Надійшла 24.12.06

ПРИСОЕДИНЕННЫЕ МАССЫ И КОЭФФИЦИЕНТЫ ВОЛНОВОГО ДЕМПФИРОВАНИЯ ПРИ ПРОДОЛЬНОЙ КАЧКЕ СУДНА НА ГЛУБОКОЙ ВОДЕ

Рассматривается практическая реализация приведенного в [1] решения краевой задачи излучения для движущегося на глубокой воде тонкого судна. Вычисления проведены для судов 60-й серии, форма которых легко описывается несложными полиномами, что позволяет упростить расчетные процедуры. Результаты расчетов на ЭВМ сопоставлены с экспериментальными данными.

Ключевые слова: продольная качка, тонкое судно, гидродинамические характеристики, экспериментальные, расчетные данные.

В [1] поставлена и решена краевая задача излучения для тонкого судна, идущего на скорости v в положительном направлении продольной оси Ox и совершающего при этом гармонические колебания в диаметральной плоскости. Потенциал возмущенных скоростей жидкости

$$\varphi(x, y, z, t) = \operatorname{Re} \left[\Phi(x, y, z) e^{i\sigma t} \right], \text{ где } \sigma - \text{ частота колебаний, для}$$

граничных условий самого общего вида $\frac{\partial \Phi(x, \pm 0, z)}{\partial y} = \pm f(x, z)$ вблизи

диаметральной $y = \pm 0$ имеет следующее представление:

$$\Phi(x, y, z) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} F(q, 0, z) \exp(-iqx) dq + yf(x, z), \quad (1)$$

$$F(q, 0, z) = - \int_0^{\infty} \frac{g(q, \mu)}{\sqrt{\mu^2 + q^2}} \psi(z, \mu) \frac{\mu^2 d\mu}{k^2 + \mu^2} +$$

$$+ \begin{cases} \frac{i\gamma(q,k)}{\sqrt{k^2 - q^2}} \exp(-kz) \text{ при } k^2 - q^2 > 0; \\ -\frac{\gamma(q,k)}{\sqrt{q^2 - k^2}} \exp(-kz) \text{ при } k^2 - q^2 < 0; \end{cases} \quad (2)$$

$$k = \frac{1}{q}(\sigma + vq), \quad \psi(z, \mu) = \cos \mu z - \frac{k}{\mu} \sin \mu z. \quad (3)$$

Решение гидродинамической задачи излучения (дифракции) для продольной качки судна, движущегося на глубокой воде, получено в замкнутом виде впервые.

Функция $f(x, z)$ из граничного условия на корпусе судна должна быть интегрируемой по переменным x и z . Ее конкретный вид определяется типом решаемой задачи. Для задачи излучения при вертикальных колебаниях $f(x, z) = -\frac{\partial y}{\partial z}$, а при килевых $f(x, z) = x \frac{\partial y}{\partial z}$, где $y = y(x, z)$ – уравнение корпуса судна. Для дифракционной задачи следует принять

$$f(x, z) = \frac{\partial \Phi(x, y, z)}{\partial n} = -\frac{\partial \Phi^w(x, y, z)}{\partial n},$$

где $\Phi^w(x, y, z) = -icr_w e^{-k[z + i(x \cos \varepsilon + y \sin \varepsilon)]}$ – амплитудная функция потенциала набегающего волнения.

Практическое использование полученного решения продемонстрировано для судов 60-й серии, форма корпуса которых описывается достаточно простым уравнением, что позволяет упростить расчетные формулы и процедуры.

Уравнение корпуса судна 60-й серии, полученное с использованием 48 членов $a_{[m-1, n]}$ полинома имеет вид

$$y(x, z) = \frac{B}{2} \sum_{m=1}^8 \bar{x}^{m-1} \left[\sum_{n=0,1,2,3,20,200} n a_{[m-1, n]} \bar{z}^n \right], \quad (4)$$

где m, n – степени полинома;

B – ширина судна;

**Теория, строительная механика
и проектирование корабля**

$$\bar{x} = \frac{2}{L}x, \quad \bar{z} = \frac{1}{T}z,$$

где L, T – длина и осадка судна соответственно.

Амплитуда потенциала скоростей на диаметрале из (1) получается в виде

$$\Phi(x, 0, z) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{\infty} F(q, 0, z) \exp(-iqx) dq + \frac{1}{2\pi} \int_0^{\infty} F(-q, 0, z) \exp(iqx) dq. \quad (5)$$

С учетом (4) выражения для компонент

$$F(q, z) = F_c(q, z) + iF_s(q, z)$$

амплитудной функции представлены так:

$$\begin{pmatrix} F_c(q, 0, z) \\ F_s(q, 0, z) \end{pmatrix} = -\frac{B}{T} \frac{1}{\pi} \left\{ \begin{array}{l} \sum_{m=1,3,5,7} C_m(q) \\ \sum_{m=2,4,6,8} S_m(q) \end{array} \right\}_{n=1,2,3,20,200} \sum na_{[m-1,n]} G_n(q, \mu) +$$

$$+\frac{B}{T} k \begin{cases} \frac{\sum_{m=1}^8 \begin{pmatrix} -S_m(q) \\ -C_m(q) \end{pmatrix} \sum_{n=1,2,3,20,200} na_{[m-1,n]} E_n(k)}{\sqrt{k^2 - q^2}} e^{-kz} & \text{при } k^2 - q^2 > 0; \\ \frac{\sum_{m=1}^8 \begin{pmatrix} C_m(q) \\ -S_m(q) \end{pmatrix} \sum_{n=1,2,3,20,200} na_{[m-1,n]} E_n(k)}{\sqrt{q^2 - k^2}} e^{-kz} & \text{при } k^2 - q^2 < 0, \end{cases} \quad (6)$$

$$\text{где } G_n(\mu, q) = \int_0^{\infty} \frac{\mu^2 [C_n(\mu) - kS_n(\mu)] (\cos \mu z - \frac{k}{\mu} \sin \mu z) d\mu}{(k^2 + \mu^2) \sqrt{\mu^2 + q^2}}, \quad (7)$$

$n = 1, 2, 3, 20, 200$; .

$$\begin{cases} C_m(q) \\ S_m(q) \end{cases} = \frac{L}{2} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \bar{x}^{m-1} \begin{cases} \cos qx \\ \sin qx \end{cases} dx; \quad \begin{cases} C_n(\mu) \\ S_n(\mu) \end{cases} = \frac{L}{2} \int_{-\frac{L}{2}}^{\frac{L}{2}} \bar{z}^{n-1} \begin{cases} \cos \mu z \\ -\sin \mu z \end{cases} dz;$$

$$E_n(k) = \int_0^T \bar{z}^{n-1} e^{-kz} dz.$$

Разработан специальный метод вычисления несобственных интегралов, входящих в состав выражения (7). Суть метода состоит в следующем. В результате преобразований интеграла (7) выделим характерные выражения и введем следующие обозначения:

$$\begin{aligned} \int_0^{\infty} \frac{\sin \mu v}{\mu \sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)} d\mu + \int_0^{\infty} \frac{\sin \mu u}{\mu \sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)} d\mu = \\ = v_0(q, v) + v_0(q, u); \end{aligned} \quad (8)$$

$$= \int_0^{\infty} \frac{\cos \mu v}{\sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)} d\mu - \int_0^{\infty} \frac{\cos \mu u}{\sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)} d\mu = v_1(q, v) - v_1(q, u); \quad (9)$$

$$\int_0^{\infty} \frac{\mu \sin \mu v}{\sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)} d\mu + \int_0^{\infty} \frac{\mu \sin \mu u}{\sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)} d\mu = v_2(q, v) + v_2(q, u); \quad (10)$$

$$\int_0^{\infty} \frac{\cos \mu z}{\sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)} d\mu -$$

$$-\frac{1}{2} \left[\int_0^{\infty} \frac{\cos \mu v}{\sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)} d\mu + \int_0^{\infty} \frac{\cos \mu u}{\sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)} d\mu \right] =$$

$$= v_1(q, z) - \frac{1}{2} [v_1(q, v) + v_1(q, u)]; \quad (11)$$

$$\int_0^{\infty} \frac{\sin \mu z}{\mu \sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)} d\mu + \frac{1}{2} \left[\int_0^{\infty} \frac{\sin \mu v}{\mu \sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)} d\mu - \int_0^{\infty} \frac{\sin \mu u}{\mu \sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)} d\mu \right] =$$

$$= v_0(q, z) + \frac{1}{2} [v_0(q, v) - v_0(q, u)]; \quad (12)$$

$$\int_0^{\infty} \frac{\cos \mu z}{\mu^2 \sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)} d\mu - \frac{1}{2} \int_0^{\infty} \frac{\cos \mu v}{\mu^2 \sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)} d\mu -$$

$$- \frac{1}{2} \int_0^{\infty} \frac{\cos \mu u}{\mu^2 \sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)} d\mu = - \int_0^z v_0(q, t) dt + \frac{1}{2} \int_0^v v_0(q, t) dt + \frac{1}{2} \int_0^u v_0(q, t) dt; \quad (13)$$

$$\int_0^{\infty} \frac{\sin \mu z}{\mu^3 \sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)} d\mu - \frac{1}{2} \int_0^{\infty} \frac{\sin \mu v}{\mu^3 \sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)} d\mu -$$

$$- \frac{1}{2} \int_0^{\infty} \frac{\sin \mu u}{\mu^3 \sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)} d\mu =$$

$$= - \int_0^z \int_0^t v_0(q, \zeta) d\zeta dt + \frac{1}{2} \int_0^v \int_0^t v_0(q, \zeta) d\zeta dt + \frac{1}{2} \int_0^u \int_0^t v_0(q, \zeta) d\zeta dt, \quad (14)$$

где $v = 1 - z$; $u = 1 + z$.

Все интегралы (8)-(14) – несобственные. Подынтегральные функции имеют в случае $k \neq 0, q \neq 0$ такую асимптотику при $\mu \rightarrow \infty$, которая обеспечивает их существование. В то же время асимптотика подынтегральных функций при $\mu \rightarrow \infty$ в интегралах (8)-(14) различна. Так, в интегралах $v_1(q, v), v_1(q, u)$, которые составляют сумму (9), подынтегральные функции не имеют особенностей при $\mu = 0$. Аналогичная ситуация сохраняется в каждом из интегралов, входящих в сумму (11). Подынтегральная функция в интегралах $v_0(q, v)$ и $v_0(q, u)$ (8) при $M \rightarrow 0$ допускает асимптотику

$$\frac{\sin \mu v}{\mu \sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)} \approx \frac{v}{\sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)}. \quad (15)$$

Следовательно, подынтегральная функции интегралов $v_0(q, v)$ и $v_0(q, u)$ особенностей не имеет. Это относится и к подынтегральным функциям в линейной комбинации (11).

Исследуя вопрос о сходимости интегралов в (13), их необходимо рассматривать только совместно, поскольку в каждом из них подынтегральная функция имеет полюс второго порядка при $M \rightarrow 0$, а сумма (с учетом знаков) этих подынтегральных функций уже не имеет особенности при $M \rightarrow 0$. Действительно, при $M \rightarrow 0$ подынтегральные функции трех интегралов из (13) допускают такую асимптотику:

$$\frac{1 - \frac{1}{2} \mu^2 z^2}{\mu^2 \sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)}; \quad \frac{1}{2} \frac{1 - \frac{\mu}{2} (1 - 2z + z^2)}{\mu^2 \sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)}; \quad (16)$$

$$-\frac{1}{2} \frac{1 - \frac{\mu}{2} (1 + 2z + z^2)}{\mu^2 \sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)}.$$

Сумма трех асимптотических представлений дает

$$\frac{1}{\sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)}. \quad (17)$$

Это означает, что если три подынтегральные функции, суммируя, объединить в один ряд, то новая подынтегральная функция особенностей при $\mu = 0$ иметь не будет.

Выпишем подынтегральные функции интегралов из левой части равенства (14) при $M \rightarrow 0$.

$$\frac{\mu z - \frac{\mu^3 z^3}{6}}{\mu^3 \sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)}; \quad \frac{1}{2} \frac{\mu(1-z) - \frac{\mu}{6} (1-z)^3}{\mu^3 \sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)}; \quad (18)$$

$$\frac{1}{2} \frac{\mu(1+z) - \frac{\mu}{6}(1+z)^3}{\mu^3 \sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)}.$$

Сумма этих асимптотических представлений равна

$$\frac{z}{2\sqrt{\mu^2 + q^2} (\mu^2 + k^2)}. \quad (19)$$

Отсюда следует такое же утверждение относительно равенства (14), какое было сделано выше относительно равенства (13).

Введем обозначения:

$$u_0(q, z) = \int_0^{\infty} \frac{1}{\mu \sqrt{\mu^2 + q^2}} \sin \mu z d\mu = \int_0^z K_0(|q|z) dz; \quad (20)$$

$$u_1(q, z) = \frac{\partial u_0(q, z)}{\partial z} = \int_0^{\infty} \frac{1}{\sqrt{\mu^2 + q^2}} \cos \mu z d\mu = K_0(|q|z), \quad (21)$$

где K_0 – функция Макдональда нулевого порядка.

Заметим, что

$$\begin{aligned} v_2(q, z) &= -\frac{\partial^2 v_0(q, z)}{\partial z^2} = \int_0^{\infty} \frac{(\mu^2 + k^2) - k^2}{\mu(\mu^2 + k^2)\sqrt{\mu^2 + q^2}} \sin \mu z d\mu = \\ &= \int_0^{\infty} \frac{1}{\mu \sqrt{\mu^2 + q^2}} \sin \mu z d\mu - k^2 \int_0^{\infty} \frac{1}{\mu(\mu^2 + k^2)\sqrt{\mu^2 + q^2}} \sin \mu z d\mu = \\ &= u_0(q, z) - k^2 v_0(q, z). \end{aligned} \quad (22)$$

Таким образом, функция $v_0(q, z)$ является решением дифференциального уравнения

$$\frac{\partial^2 v_0(q, z)}{\partial z^2} - k^2 v_0(q, z) = -u_0(q, z) \quad (23)$$

при начальных условиях

$$\begin{cases} v_0(q, 0) = 0; \\ \frac{\partial v_0(q, 0)}{\partial z} = v_1(q, 0). \end{cases} \quad (24)$$

Введем обозначение

$$v_1(q, 0) = \int_0^{\infty} \frac{d\mu}{(\mu^2 + k^2)\sqrt{\mu^2 + q^2}} = V_1(q). \quad (25)$$

Решение дифференциального уравнения (23) при условии (24) имеет вид

$$\begin{aligned} v_0(q, z) &= \frac{1}{k} \int_0^z \sinh(k(t-z)) u_0(q, t) dt + \frac{1}{k} V_1(q) \sinh(kz) = \\ &= \frac{e^{-kz}}{2k} \int_0^z e^{kt} u_0(q, t) dt - \frac{e^{-kz}}{2k} \int_0^z e^{-kt} u_0(q, t) dt + \frac{1}{k} V_1(q) \sinh(kz). \end{aligned} \quad (26)$$

Здесь

$$V_1(q) = \begin{cases} \frac{1}{2k\sqrt{k^2 - q^2}} \ln \left| \frac{k + \sqrt{k^2 - q^2}}{k - \sqrt{k^2 - q^2}} \right|, & \text{если } k^2 - q^2 > 0, \\ \frac{1}{k\sqrt{q^2 - k^2}} \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{q^2 - k^2}}{k}, & \text{если } k^2 - q^2 < 0. \end{cases} \quad (27)$$

По аналогии с предыдущим получаем, что функция $v_1(q, z)$ является решением дифференциального уравнения

$$\frac{\partial^2 v_1(q, z)}{\partial z^2} - k^2 v_1(q, z) = -K_0(|q|z) \quad (28)$$

при начальных условиях

$$\begin{cases} v_1(q, 0) = V_1(q); \\ \frac{\partial v_1(q, 0)}{\partial z} = 0. \end{cases} \quad (29)$$

Решение краевой задачи (28)-(29) имеет вид

$$v_1(q, z) = \frac{1}{k_0} \int_0^z \sinh(k(t-z)) K_0(|q|, t) dt + V_1(q) \cosh(kz) =$$

$$= \frac{e^{-kz}}{2k_0} \int_0^z e^{kt} K_0(|q|, t) dt - \frac{e^{-kz}}{2k_0} \int_0^z e^{-kt} K_0(|q|, t) dt + V_1(q) \cosh(kz). \quad (30)$$

В результате несобственные интегралы (8)-(14) оказываются выраженными через элементарные функции и определенные интегралы в конечных пределах.

Введем полученные результаты в расчетные формулы (5), (6), (7).

Рассмотрим следующие функции:

$$G_1(\mu, q) = k^2 v_0(q, z) - \frac{k^2}{2} [v_0(q, u) - v_0(q, v)] + k[v_1(q, u) - v_1(q, z)] +$$

$$+ \frac{1}{2} [v_2(q, v) + v_2(q, u)]; \quad (31)$$

$$G_2(\mu, q) = \frac{k^2}{2} [v_0(q, v) - v_0(q, u)] + \frac{k^2}{2} \left[\int_0^u v_0(q, t) dt - \int_0^v v_0(q, t) dt \right] +$$

$$+ k[v_0(q, z) - v_0(q, u)] + kv_1(q, u) - v_1(q, z) + \frac{1}{2} [v_1(q, v) + v_1(q, u)] +$$

$$+ \frac{1}{2} [v_2(q, v) + v_2(q, u)]; \quad (32)$$

$$G_3(\mu, q) = -2kv_0(q, u) - [v_0(q, v) + v_0(q, u)] + \frac{k^2}{2} [v_0(q, v) - v_0(q, u)] +$$

$$- 2k \left[\int_0^u v_0(q, t) dt + \int_0^z v_0(q, t) dt \right] - k^2 \left[\int_0^v v_0(q, t) dt + \int_0^u v_0(q, t) dt \right] +$$

$$+ k^2 \left[\int_0^u \int_0^t v_0(q, \zeta) d\zeta dt - \int_0^v \int_0^t v_0(q, \zeta) d\zeta dt \right] + 2k^2 \int_0^z \int_0^t v_0(q, \zeta) d\zeta dt +$$

$$+ [v_1(q, v) + v_1(q, u)] + kv_1(q, u) + \frac{1}{2} [v_2(q, v) + v_2(q, u)]; \quad (33)$$

$$G_{20}(\mu, q) = 0.025(1 - k^2)[K_0(|q|v) + K_0(|q|u)] + 0.05kv_2(q, v) + 0.025[v_1(q, v) - v_1(q, u)]; \quad (34)$$

$$G_{200}(\mu, q) = 0.0025(1 - k^2)[K_0(|q|v) + K_0(|q|u)] + 0.005kv_2(q, v) + 0.0025[v_1(q, v) - v_1(q, u)]. \quad (35)$$

Таким образом, определены все составляющие Фурье-образа $F(q, 0, z)$ функции $\Phi(x, 0, z)$.

Перейдем к описанию процедуры определения присоединенных масс и демпфирования при продольной качке движущегося судна.

Амплитудную функцию потенциала излучения запишем в виде суммы инерционной и демпфирующей составляющих

$$\Phi(x, y, z) = \Phi_R(x, y, z) - i\Phi_I(x, y, z)$$

и тогда

$$\begin{aligned} \varphi(x, y, z, t) &= \operatorname{Re} \left[(\Phi_R(x, y, z) - i\Phi_I(x, y, z))e^{i\sigma t} \right] = \\ &= \Phi_R(x, y, z) \cos \sigma t + \Phi_I(x, y, z) \sin \sigma t. \end{aligned} \quad (36)$$

Гидродинамические давления определяются линеаризованным интегралом Лагранжа-Коши.

$$P(x, y, z, t) = -\rho \frac{\partial \varphi(x, y, z)}{\partial t} = \rho \sigma [\Phi_R(x, y, z) \sin \sigma t - \Phi_I(x, y, z) \cos \sigma t], \quad (37)$$

$$P_c(x, y, z) = -\rho \sigma \Phi_I(x, y, z); \quad P_s(x, y, z) = \rho \sigma \Phi_R(x, y, z) \quad (38)$$

Гидродинамические силы, действующие на корпус судна при качке, получены интегрированием гидродинамических давлений по смоченной поверхности корпуса судна. Присоединенные массы и коэффициенты демпфирования найдены из рассмотрения инерционной и демпфирующей составляющих гидродинамических сил.

На основе полученных выражений создана программа расчета присоединенных масс и коэффициентов демпфирования для судов 60-й серии, движущихся с поступательной скоростью при продольной качке на глубокой воде. Расчеты инерционных и демпфирующих характеристик выполнены для судна с коэффициентом общей полноты $C_b = 0.7$.

На рис. 1 показаны результаты расчета относительных коэффициентов демпфирования при вертикальных колебаниях судна в зависи-

мости от относительной частоты колебаний $\nu = \sigma \sqrt{\frac{L}{g}}$ для четырех

различных скоростей хода. Рис. 2 иллюстрирует аналогичную зависимость для обобщенных присоединенных масс.

На этих же рисунках для сравнения нанесены данные экспериментов, выполненных J.Gerritsma [2]. Обе группы результатов показывают удовлетворительное соответствие.

Приведенные результаты решения гидродинамической задачи для потенциала при продольной качке тонкого судна, движущегося с постоянной скоростью на регулярных волнах по глубоководному фарватеру имеют принципиальное значение для развития гидродинамической теории потому, что это прямое решение получено для тонкого судна в виде интегрального оператора впервые и без использования дополнительных упрощений. Это решение сыграет свою роль в развитии гидродинамической теории высокоскоростных судов с тонкими корпусами, особенно таких, как военные корабли, катамараны и тримараны.

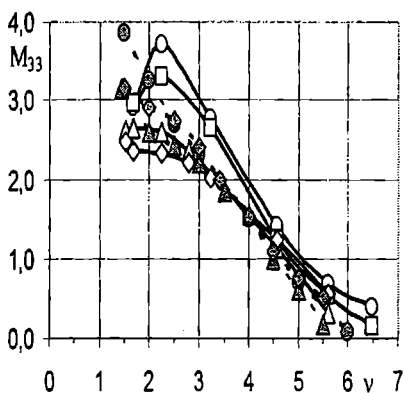


Рис. 1. Коэффициенты демпфирования при вертикальной качке; эксперимент J.Gerritsma:

- - $Fr = 0.15$;
- ▲ - $Fr = 0.2$;
- ◆ - $Fr = 0.3$;
- расчет: ○ - $Fr = 0$;
- - $Fr = 0.1$;
- △ - $Fr = 0.2$;
- ◇ - $Fr = 0.3$

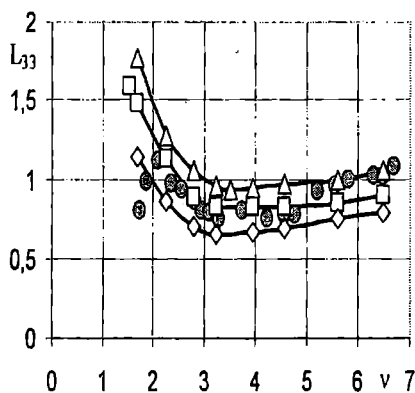


Рис. 2. Обобщенные присоединенные массы при вертикальной качке;

- - эксперимент J.Gerritsma, $Fr = 0.2$;
- расчет: △ - $Fr = 0.1$;
- - $Fr = 0.2$;
- ◇ - $Fr = 0.3$

ЛИТЕРАТУРА

1. Воробьев Ю.Л., Демидюк А.В. Задача излучения для продольной качки тонкого судна, движущегося на глубокой воде // *Вісник ОНМУ*. – Одеса: ОНМУ, 2005. – № 18. – С. 40-48.
2. Gerritsma J., Kerwin J.E., Newman J.N. Polynomial representation and damping of series 60 hull forms // *International Shipbuilding Progress*. – 1962. – Vol. 9. № 95. – P. 295-304.

Надійшла 17.12.06

О ПРИМЕНЕНИИ ПЛАНА ФИБОНАЧЧИ ПРИ НАТУРНЫХ ОПРЕДЕЛЕНИЯХ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ СУДНА

Рассматриваются различные в зависимости от условий эксплуатации понятия экономической скорости хода. Выделяется определение экономической скорости из условия определения минимального расхода топлива на единицу пройденного пути. Прилагается план последовательного определения скоростей, при которых следует измерять расход, который приводит к наиболее точному определению экономической скорости. План основан на использовании чисел Фибоначчи. Приведен расчетный пример.

Ключевые слова: *экономическая скорость хода, расход топлива на единицу пройденного пути, числа Фибоначчи.*

Понятие экономической скорости судна имеет различный смысл в зависимости от условий эксплуатации судна.

В общем экономической следует считать ту скорость, при которой судно приносит наибольший доход.

Для судов, работающих на фиксированных линиях между портами, обеспечивающими срочное выполнение грузовых работ, экономическая скорость совпадает с наибольшей скоростью судна, построенного для данной линии. Если же время прибытия судна в порт определяется моментом освобождения предназначенного для него причала или прибытия партии подлежащего перевозке груза, то нет смысла прибывать заранее с последующим ожиданием на рейде начала грузовых операций. В этом случае целесообразно использовать скорость, при которой расход топлива на единицу пройденного судном расстояния будет минимальным и в данном случае такая скорость будет экономической.

Аналогичная ситуация может появиться при движении судна по расписанию между портами захода.

Указанные случаи свидетельствуют о том, что определение скорости судна, при которой расходуется наименьшее количество топлива на одну милю пройденного пути, имеет практическое значение.

Полный расход топлива разделяется на часть, расходуемую на внутренние нужды судна, которая не зависит от скорости его движения и является такой же, как на стоянке.

Вторая часть, расходуемая главным двигателем, возрастает вместе

со скоростью судна и, соответственно, с ростом числа оборотов гребного вала. В этом случае расход топлива на одну милю пройденного пути значителен как при малой, так и при большой скорости хода и эта зависимость от скорости имеет характер, изображенный на рис.1, где по оси абсцисс отложена скорость судна v в узлах, а по оси ординат – удельный расход топлива q в кг на милю пройденного расстояния.

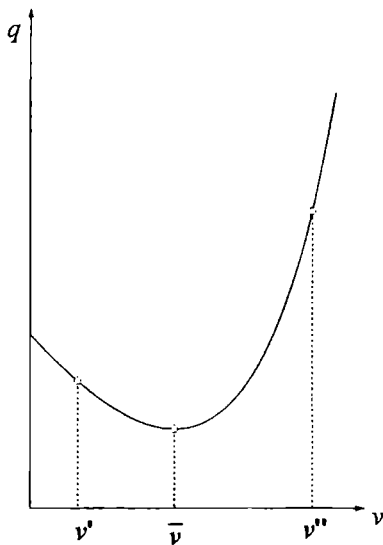


Рис. Зависимость удельного расхода топлива от скорости

Будем предполагать, что рассматриваемая функция $q(v)$ имеет только один минимум при $v = \bar{v}$. Пусть нам также известно, что искомая скорость \bar{v} находится в пределах между v' до v'' , но если таких данных нет, то можно принять в качестве v' наименьшую скорость, при которой судовой двигатель еще может устойчиво работать, а в качестве v'' – наибольшую скорость данного судна.

Для решения поставленной задачи имеется возможность измерять удельный расход топлива q при любой скорости v , но вопрос заключается в том, чтобы найти при каких скоростях v надо измерять q , чтобы опреде-

лить \bar{v} с наивысшей точностью при заранее заданном числе измерений n . Проведение таких измерений связано с выводом судна из эксплуатации и, следовательно, с экономическими потерями, что ограничивает допустимое число измерений.

План последовательного определения скоростей v , при которых следует измерять q , приводящий к наиболее точному определению экономической скорости \bar{v} , этот план основан на использовании чисел Фибоначчи и потому называемый планом Фибоначчи, описан в книге Н.Н. Воробьева «Числа Фибоначчи» [1].

Для удобства пользования изложим процедуру последовательного нахождения скоростей v , при которых следует измерять удельный расход топлива \bar{v} для определения скорости v , соответствующей минимуму q .

Эта процедура предполагает такую последовательность действий:

1. Если $n > 1$, то перейти к п.4.

**Теория, строительная механика
и проектирование корабля**

2. Вычислить $\bar{v} = \frac{v' + v''}{2}$.

3. Измерить $q(\bar{v})$ и на этом процедура заканчивается.

4. Вычислить $v_1 = v' + \frac{u_n}{u_{n+2}}(v'' - v')$ и $v_2 = v' + \frac{u_{n+1}}{u_{n+2}}(v'' - v')$.

5. Измерить $q(v_1)$ и $q(v_2)$.

6. Если $n > 2$, то перейти к п. 9.

7. Если $q(v_1) > q(v_2)$, то положить $\bar{v} = v_2$ и закончить процедуру.

8. Положить $\bar{v} = v_1$ и закончить процедуру.

9. Принять $n = n - 1$.

10. Если $q(v_1) > q(v_2)$, то перейти к п.14.

11. Принять $v'' = v_2$; $v_2 = v_1$.

12. Вычислить $v_1 = v' + \frac{u_n}{u_{n+2}}(v'' - v')$.

13. Измерить $q(v_1)$ и перейти к п.6.

14. Принять $v' = v_1$; $v_1 = v_2$.

15. Вычислить $v_2 = v' + \frac{u_{n+1}}{u_{n+2}}(v'' - v')$.

16. Измерить $q(v_2)$ и перейти к п.6.

В результате описанной процедуры наибольшая погрешность в определении \bar{v} не превосходит величины $\frac{v'' - v'}{u_{n+2}}$.

В описанной процедуре u_n обозначает n -ый член ряда чисел Фибоначчи, представляющего собой последовательность u_1, u_2, \dots, u_n , в которой первые два члена $u_1, u_2 = 1$, а каждый последующий равен сумме двух предыдущих, т.е. $u_n = u_{n-1} + u_{n-2}$.

Первые 15 чисел последовательности Фибоначчи приведены в таблице:

n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
u_n	1	1	2	3	5	8	13	21	34	55	89	144	233	377	610

Эта последовательность чисел впервые встречается в сочинении «Liber abacci» (1228 г.), принадлежащем итальянскому математику Леонардо из Пизы, известному по прозвищу Фибоначчи (сын Боначчи).

К настоящему времени известны многие свойства чисел Фибоначчи и их приложения [1].

В [1] также доказывается теорема о том, что план ϕ_n (описанная выше процедура) является единственным оптимальным n -шаговым планом определения скорости v . Здесь эту теорему не приводим, ограничиваясь лишь практической стороной вопроса.

Для иллюстрации применения описанного плана Фибоначчи приведем численный пример определения значения аргумента \bar{x} , минимизирующего функцию $f(x)$, заданную аналитически, для которой искомые величины могут быть точно определены для сравнения со значениями, полученными процедурой Фибоначчи. Этот численный пример также заимствован из [1].

Возьмем функцию, заданную выражением

$$f(x) = \frac{1}{x} + \sqrt{x}.$$

Вычисляя производную $f' = -\frac{1}{x^2} + \frac{1}{2\sqrt{x}}$, замечаем, что при $x = 1$

она отрицательна, а при $x = 2$ она положительна; значит значение \bar{x} , минимизирующее $f(x)$, лежит в пределах $1 < \bar{x} < 2$. Принимаем $x' = 1$; $x'' = 2$; число шагов $n = 5$.

Следуя плану Фибоначчи определения \bar{x} , имеем:

1. Так как $n > 1$, переходим к п.4.

4. Вычисляем

$$x_1 = 1 + \frac{5}{13}(2 - 1) = 1,38461;$$

$$x_2 = 1 + \frac{8}{13}(2 - 1) = 1,61538.$$

5. Находим

$$f(x_1) = \frac{1}{1,38461} + \sqrt{1,38461} = 1,89892;$$

$$f(x_2) = \frac{1}{1,61538} + \sqrt{1,61538} = 1,89003.$$

6. Так как $n > 2$, переходим к п.9.

9. Принимаем $n = n - 1 = 5 - 1 = 4 = 5 - 1 = 4$.

10. Так как $f(x_1) > f(x_2)$, переходим к п.14.

14. Принимаем

$$x' = x_1 = 1,38461;$$

$$x_1 = x_2 = 1,61538.$$

15. Вычисляем $x_2 = 1,38461 + \frac{5}{8}(2 - 1,38461) = 1,76923$.

16. Находим $f(x_2) = \frac{1}{1,76923} + \sqrt{1,76923} = 1,89534$ и переходим

к п.6.

6. Так как $n > 2$, переходим к п.9.

9. Принимаем $n = n - 1 = 3 - 1 = 2 = 4 - 1 = 3$.

10. Так как $f(x_1) < f(x_2)$, переходим к п.11.

11. Принимаем

$$x'' = x_2 = 1,76923;$$

$$x_2 = x_1 = 1,61538.$$

12. Вычисляем $x_1 = 1,38461 + \frac{2}{5}(1,76923 - 1,38461) = 1,53846$.

16. Находим $f(x_1) = \frac{1}{1,53846} + \sqrt{1,53846} = 1,89035$ и переходим

к п.6.

6. Так как $n > 2$, переходим к п.9.

9. Принимаем $n = n - 1 = 3 - 1 = 2$.

10. Так как $f(x_1) > f(x_2)$, переходим к п.14.

14. Принимаем

$$x' = x_1 = 1,53846;$$

$$x_1 = x_2 = 1,61538.$$

15. Вычисляем

$$x_2 = 1,53846 + \frac{2}{3}(1,76923 - 1,53846) = 1,69231.$$

16. Находим $f(x_2) = \frac{1}{1,69231} + \sqrt{1,69231} = 1,89180$ и переходим

к п.6.

6. Так как $n=2$, переходим к п.7.

7. Так как $f(x_1) < f(x_2)$, переходим к п.8.

8. Принимаем $\bar{x} = x_1 = 1,61538$ и, соответственно,
 $f(\bar{x}) = 1,89003$.

Найденное значение \bar{x} может отличаться от истинного не более, чем на

$$\Delta \bar{x} = \frac{x'' - x'}{u_{n+2}} = \frac{2 - 1}{13} = 0,077.$$

Точное значение \bar{x} найдем приравниванием нулю производной $f'(x)$, откуда получим $\bar{x} = \sqrt[3]{4} = 1,58740$, фактическая ошибка оказалась меньше и равной $\Delta \bar{x} = 1,61538 - 1,58740 = 0,02798$. Принятое нами минимальное значение $f(\bar{x}) = 1,89003$ отличается от истинного

минимума $f(\bar{x}) = \frac{1}{1,58740} + \sqrt{1,58740} = 1,88988$ на величину

$\Delta f(\bar{x}) = 0,00015$. Это показывает, что значение \bar{x} можно вычислять с меньшей точностью, чем значение $f(\bar{x})$.

Оценка погрешности выполнена путем сравнения результатов, полученных по плану Фибоначчи, с точными значениями, которые известны благодаря аналитическому заданию функции. Но когда значения функции получаются измерениями, а о зависимости $f(x)$ известно только то, что она имеет один минимум, как в нашей задаче об экономической скорости судна, применение плана Фибоначчи следует признать особенно эффективным.

Заметим также, что все сказанное с соответствующими изменениями применимо и для отыскания максимума функции.

ЛИТЕРАТУРА

1. Воробьев Н.Н. Числа Фибоначчи. – М.: Наука, 1978.

Надійшла 05.12.06

УДК 539.3

В.Ф. Оробей
Н.Г. Сурьянинов
А.М. Лимаренко

КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ КОНСТРУКЦИЙ ИЗ ТОНКОСТЕННЫХ СТЕРЖНЕЙ

Приведены решения задачи Коши крутильных колебаний тонкостенных стержней с учетом всех членов уравнения В.З. Власова. Показано применение этих решений для задач динамики крутильных колебаний тонкостенных стержневых систем по алгоритму метода граничных элементов. Результаты решений приведены в численной и визуальных формах.

Ключевые слова: *Matlab, метод граничных элементов, тонкостенный стержень, численные методы, крутильные колебания.*

Уравнение и параметры крутильных колебаний прямолинейного тонкостенного стержня открытого профиля с двумя осями симметрии имеют вид [1]

$$EI_{\omega} \frac{\partial^4 \bar{\theta}(x,t)}{\partial x^4} - GI_{кр} \frac{\partial^2 \bar{\theta}(x,t)}{\partial x^2} - \rho I_{\omega} \frac{\partial^4 \bar{\theta}(x,t)}{\partial z^2 \partial t^2} + \rho (I_z + I_y) \frac{\partial^2 \bar{\theta}(x,t)}{\partial t^2} = \bar{m}_A(x,t),$$

где $GI_{кр} \bar{\theta}(x,t)$ – динамический угол поворота сечения стержня в масштабе крутильной жесткости вокруг центра изгиба, совпадающего в этом случае с центром тяжести сечения;

$GI_{кр} \bar{\theta}'(x,t) = \bar{M}_{кр}(x,t)$ – динамический крутящий момент в сечении, возникающий от неравномерного распределения по толщине стенок касательных напряжений;

$EI_{\omega} \bar{\theta}''(x,t) = -\bar{B}_{\omega}(x,t)$ – динамический бимомент, вызванный нормальными напряжениями от деформации сечения;

$EI_{\omega} \bar{\theta}'''(x,t) = -\bar{M}_{\omega}(x,t)$ – динамический изгибно-крутящий момент, вызванный осевыми сдвигающими силами, действующими по касательной к дуге контура сечения;

$$\bar{L}(x,t) = \bar{M}_{\omega}(x,t) + \bar{M}_{кр}(x,t) = -EI_{\omega} \bar{\theta}'''(x,t) + GI_{кр} \bar{\theta}'(x,t) -$$

полный крутящий момент относительно центра изгиба.

Теория, строительная механика и проектирование корабля

В данном уравнении третье слагаемое учитывает инерционные силы от продольных секториальных перемещений точек стержня. Рассмотрим гармонические колебания, для которых можно применить метод Фурье разделения переменных следующим образом:

$$\bar{\theta}(x,t) = \theta(x) \sin \lambda t; \quad \bar{m}(x,t) = m(x) \sin \lambda t,$$

где λ – частота гармонических колебаний.

Если подставить последние соотношения в уравнение колебаний и выражения для параметров, то получим исходные данные для задачи Коши крутильных колебаний тонкостенного стержня с двумя осями симметрии в амплитудном состоянии

$$\theta^{IV}(x) + 2r^2 \theta''(x) - s^4 \theta(x) = \frac{k^2 m(x)}{GI_{kp}}; \quad (1)$$

$$GI_{kp} \theta(x); \quad GI_{kp} \theta'(x); \quad B_{\omega}(x) = -\frac{GI_{kp}}{k^2} \theta''(x); \quad M_{\omega}(x) = -\frac{GI_{kp}}{k^2} \theta'''(x),$$

где $r^2 = \left(\frac{\rho \lambda^2}{E} - k^2 \right) / 2; \quad s^4 = \frac{\rho \lambda^2 (I_z + I_y)}{EI_{\omega}};$

$$k^2 = \frac{GI_{kp}}{EI_{\omega}} - \text{изгибно-крутильная характеристика.}$$

По стандартному алгоритму [2] решение задачи Коши крутильных колебаний предстанет следующим образом:

$$\begin{array}{|c|} \hline GI_{kp} \theta(x) \\ \hline GI_{kp} \theta'(x) \\ \hline B_{\omega}(x) \\ \hline M_{\omega}(x) \\ \hline \end{array} = \begin{array}{|c|c|c|c|} \hline A_{11} & A_{12} & -A_{13} & -A_{14} \\ \hline A_{21} & A_{21} & -A_{23} & -A_{13} \\ \hline -A_{31} & -A_{32} & A_{33} & A_{34} \\ \hline -A_{41} & -A_{31} & A_{43} & A_{33} \\ \hline \end{array} \begin{array}{|c|} \hline GI_{kp} \theta(0) \\ \hline GI_{kp} \theta'(0) \\ \hline B_{\omega}(0) \\ \hline M_{\omega}(0) \\ \hline \end{array} + \int_0^x \begin{array}{|c|} \hline A_{14}(x-\xi) \\ \hline A_{13}(x-\xi) \\ \hline -A_{31}(x-\xi) \\ \hline -A_{33}(x-\xi) \\ \hline \end{array} m(\xi) d\xi \cdot (2)$$

где фундаментальные ортонормированные функции имеют вид

$$A_{11} = \frac{\beta^2 \operatorname{ch} \alpha x + \alpha^2 \cos \beta x}{\alpha^2 + \beta^2}; \quad A_{12} = \frac{\beta^3 \operatorname{sh} \alpha x + \alpha^3 \sin \beta x}{\alpha \beta (\alpha^2 + \beta^2)};$$

$$A_{13} = \frac{k^2 (\operatorname{ch} \alpha x - \cos \beta x)}{\alpha^2 + \beta^2}; \quad A_{14} = \frac{k^2 (\operatorname{sh} \alpha x - \sin \beta x)}{\alpha \beta (\alpha^2 + \beta^2)}; \quad A_{21} = \left(\frac{\alpha \beta}{k} \right)^2 \cdot A_{14};$$

$$A_{23} = \frac{k^2(\alpha \operatorname{sh} \alpha x + \beta \sin \beta x)}{\alpha^2 + \beta^2};$$

$$A_{31} = \frac{(\alpha\beta)^2}{k^4} \cdot A_{13}; \quad A_{32} = \frac{\alpha\beta^2 \operatorname{sh} \alpha x - \alpha^2 \beta \sin \beta x}{k^2(\alpha^2 + \beta^2)} = \frac{(\alpha\beta)^2}{k^4} \cdot A_{14}; \quad (3)$$

$$A_{33} = \frac{\alpha^2 \operatorname{ch} \alpha x + \beta^2 \cos \beta x}{\alpha^2 + \beta^2}; \quad A_{34} = \frac{\alpha \operatorname{sh} \alpha x + \beta \sin \beta x}{\alpha^2 + \beta^2} = \frac{A_{23}}{k^2};$$

$$A_{41} = \left(\frac{\alpha\beta}{k}\right)^2 \frac{\alpha \operatorname{sh} \alpha x + \beta \sin \beta x}{\alpha^2 + \beta^2} = \frac{(\alpha\beta)^2}{k^4} \cdot A_{23}; \quad A_{43} = \frac{\alpha^3 \operatorname{sh} \alpha x - \beta^3 \sin \beta x}{\alpha^2 + \beta^2}.$$

Элементы матрицы нагрузки запишутся следующим образом:

$$B_{11}(x) = B_{\omega} \cdot A_{13}(x-a_1)_+ + M_{\kappa p} \cdot A_{14}(x-a_2)_+ + m \cdot [A_{15}(x-a_3)_+ - A_{15}(x-a_4)_+];$$

$$B_{21}(x) = B_{\omega} \cdot A_{23}(x-a_1)_+ + M_{\kappa p} \cdot A_{13}(x-a_2)_+ + m \cdot [A_{14}(x-a_3)_+ - A_{14}(x-a_4)_+];$$

$$B_{31}(x) = B_{\omega} \cdot A_{33}(x-a_1)_+ + M_{\kappa p} \cdot A_{34}(x-a_2)_+ + m \cdot [A_{13}(x-a_3)_+ - A_{13}(x-a_4)_+]/k^2; \quad (4)$$

$$B_{41}(x) = B_{\omega} \cdot A_{43}(x-a_1)_+ + M_{\kappa p} \cdot A_{33}(x-a_2)_+ + m \cdot [A_{34}(x-a_3)_+ - A_{34}(x-a_4)_+];$$

$$A_{15} = \frac{k^2 [\beta^2 (\operatorname{ch} \alpha x - H(\alpha x)) + \alpha^2 (\cos \beta x - H(\beta x))]}{(\alpha\beta)^2 (\alpha^2 + \beta^2)},$$

где B_{ω} – сосредоточенный бимомент; $M_{\kappa p}$ – сосредоточенный крутящий момент; m – распределенный крутящий момент.

Рассмотрим тонкостенные конструкции с двутавровым сечением. Геометрические параметры сечения следующие:

$$I_z = 68479,33 \text{ см}^4; \quad I_y = 4504,83 \text{ см}^4; \quad I_{\omega} = 3,91 \cdot 10^6 \text{ см}^6;$$

$$I_{\kappa p} = 39,792 \text{ см}^4; \quad A = 118,0 \text{ см}^2.$$

$$\text{Модули упругости } E = 2 \cdot 10^4 \frac{\text{кН}}{\text{см}^2}; \quad G = 0,4E = 0,8 \cdot 10^4 \frac{\text{кН}}{\text{см}^2}.$$

Теория, строительная механика и проектирование корабля

Плотность материала стержня $\rho = 7800 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$, длина стержня $l = 10 \text{ м}$. Изгибно-крутильная характеристика сечения $k = 0,20176 \text{ м}^{-1}$.

Уравнение крутильных колебаний (2) позволяет решать по алгоритму МГЭ задачи динамики упругих конструкций любой структуры, включая неразрезные балки и рамы. В качестве примера рассмотрим задачи динамики неразрезной балки по рис. 1.

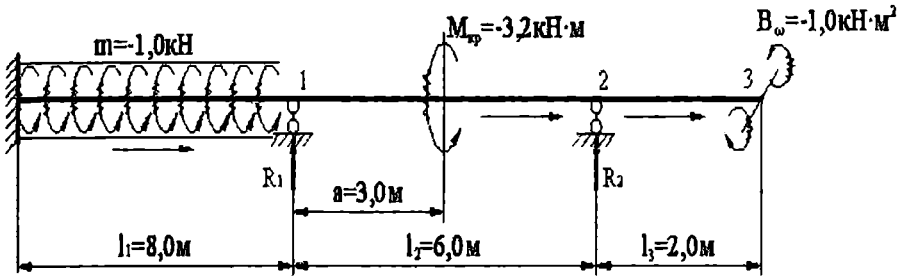


Рис. 1. Расчетная схема неразрезной балки

Балка имеет поперечное сечение двутавра и нагружена динамической крутящей нагрузкой. Разбиваем ее на три стержня, нумеруем узлы и стрелками указываем начало и конец каждого элемента.

Матрицы X_* , Y , B с учетом краевых условий, уравнений связи между граничными параметрами в узлах и заданной нагрузки запишутся следующим образом:

$$X_* = \begin{matrix} 1 \\ 2 \\ 3 \\ 4 \\ 5 \\ 6 \\ 7 \\ 8 \\ 9 \\ 10 \\ 11 \\ 12 \end{matrix} \begin{matrix} GI_{kp} \theta_{(0)}^{0-1} = 0; M_{\omega}^{0-1}(l) \\ GI_{kp} \theta_{(0)}^{0-1} = 0; M_{\omega}^{1-2}(l) \\ B_{\omega}^{0-1}(0) \\ M_{\omega}^{0-1}(0) \\ GI_{kp} \theta_{(0)}^{1-2} = 0; GI_{kp} \theta^{2-3}(l) \\ GI_{kp} \theta_{(0)}^{1-2} \\ B_{\omega}^{1-2}(0) \\ M_{\omega}^{1-2}(0) \\ GI_{kp} \theta_{(0)}^{2-3} = 0; GI_{kp} \theta_{(l)}^{2-3} \\ GI_{kp} \theta_{(0)}^{2-3} \\ B_{\omega}^{2-3}(0) \\ M_{\omega}^{2-3}(0) \end{matrix} ; Y = \begin{matrix} GI_{kp} \theta_{(l)}^{0-1} = 0 \\ GI_{kp} \theta_{(l)}^{0-1} = GI_{kp} \theta_{(0)}^{1-2} \\ B_{\omega}^{0-1}(l) = B_{\omega}^{1-2}(0) \\ M_{\omega}^{0-1}(l) \\ GI_{kp} \theta_{(l)}^{1-2} = 0 \\ GI_{kp} \theta_{(l)}^{1-2} = GI_{kp} \theta_{(0)}^{2-3} \\ B_{\omega}^{1-2}(l) = B_{\omega}^{2-3}(0) \\ M_{\omega}^{1-2}(l) \\ GI_{kp} \theta_{(l)}^{2-3} \\ GI_{kp} \theta_{(l)}^{2-3} \\ B_{\omega}^{2-3}(l) = 0 \\ I_{(l)}^{2-3} = 0 \rightarrow M_{\omega}^{2-3}(l) = -GI_{kp} \theta_{(l)}^{2-3} \end{matrix} ; B = \begin{matrix} -B_{11}^{0-1}(l) \\ -B_{21}^{0-1}(l) \\ B_{31}^{0-1}(l) \\ B_{41}^{0-1}(l) \\ -B_{11}^{1-2}(l) \\ -B_{21}^{1-2}(l) \\ B_{31}^{1-2}(l) \\ B_{41}^{1-2}(l) \\ -B_{11}^{2-3}(l) \\ -B_{21}^{2-3}(l) \\ B_{31}^{2-3}(l) \\ B_{41}^{2-3}(l) \end{matrix} \quad (5)$$

Теория, строительная механика и проектирование корабля

Из матрицы X_* видно, что в матрице A_* нужно обнулить 1, 2, 5 и 9 столбцы. На место нулевых строк матрицы X_* переносят независимые граничные параметры

$$M_{\omega}^{0-1}(l), M_{\omega}^{1-2}(l), GI_{кр} \theta^{2-3}(l) \text{ и } GI_{кр} \theta^{2-3}(l).$$

Зависимые параметры также переносятся в матрицу X_* путем введения соответствующих компенсирующих элементов в матрицу A_* . Матричное уравнение МГЭ краевой задачи балки предстанет в виде

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		
1			$-A_{13}$	$-A_{14}$									$M_{\omega}^{0-1}(l)$	$-B_{11}^{0-1}(l)$
2			$-A_{23}$	$-A_{13}$		-1							$M_{\omega}^{1-2}(l)$	$-B_{21}^{0-1}(l)$
3			A_{33}	A_{34}			-1						$B_{31}^{0-1}(0)$	$B_{31}^{0-1}(l)$
4	-1		A_{43}	A_{33}									$M_{\omega}^{0-1}(0)$	$B_{41}^{0-1}(l)$
5					A_{12}	$-A_{13}$	$-A_{14}$						$GI_{кр} \theta^{2-3}(l)$	$-B_{11}^{1-2}(l)$
6					A_{11}	$-A_{23}$	$-A_{13}$			-1			$GI_{кр} \theta^{2-3}(0)$	$-B_{21}^{1-2}(l)$
7					$-A_{32}$	A_{33}	A_{34}				-1		$B_{31}^{1-2}(0)$	$B_{31}^{1-2}(l)$
8		-1			$-A_{31}$	A_{43}	A_{33}						$M_{\omega}^{1-2}(0)$	$B_{41}^{1-2}(l)$
9					-1					A_{12}	$-A_{13}$	$-A_{14}$	$GI_{кр} \theta^{2-3}(0)$	$-B_{11}^{2-3}(l)$
10									-1	A_{11}	$-A_{23}$	$-A_{13}$	$GI_{кр} \theta^{2-3}(l)$	$-B_{21}^{2-3}(l)$
11										$-A_{32}$	A_{33}	A_{34}	$B_{31}^{2-3}(0)$	$B_{31}^{2-3}(l)$
12										1	$-A_{31}$	A_{43}	$M_{\omega}^{2-3}(0)$	$B_{41}^{2-3}(l)$

$=$ (6)

Частоты балки (рис. 1) определяют из уравнения $|A_*(\omega)| = 0$, а формы собственных крутильных колебаний строятся по уравнению метода начальных параметров. Для краевой задачи в форме (6) оно примет вид

$$GI_{кр} \theta(x) = -X(1,3) \cdot A_{13}(x) - X(4,1) \cdot A_{14}(x) - R_1 \cdot A_{14}(x-l_1)_+ - R_2 \cdot A_{14}(x-l_1-l_2)_+, \quad (7)$$

где реакции опор определяются соотношениями:

$$R_1 = -M_{\omega}^{0-1}(l) + M_{\omega}^{1-2}(0) = -X(1,1) + X(8,1); \quad (8)$$

$$R_2 = -M_{\omega}^{1-2}(l) + M_{\omega}^{2-3}(0) = -X(2,1) + X(12,1),$$

а символ «+» в фундаментальных функциях обозначает сплайн-функцию соответствующего аргумента [2]. Поиск частот собственных крутильных колебаний балки привел к следующим значениям:

$$\theta_1 = 3,0510 \text{ c}^{-1}; \theta_2 = 4,2510 \text{ c}^{-1}; \theta_3 = 7,6510 \text{ c}^{-1};$$
$$\theta_4 = 10,4510 \text{ c}^{-1}; \theta_5 = 16,6510 \text{ c}^{-1} \text{ и т.д.} \quad (9)$$

На рис. 2 представлена первая форма колебаний при условии, что

$$GI_{кр} \theta^{2-3}(l) = X(5,1) = 1.$$

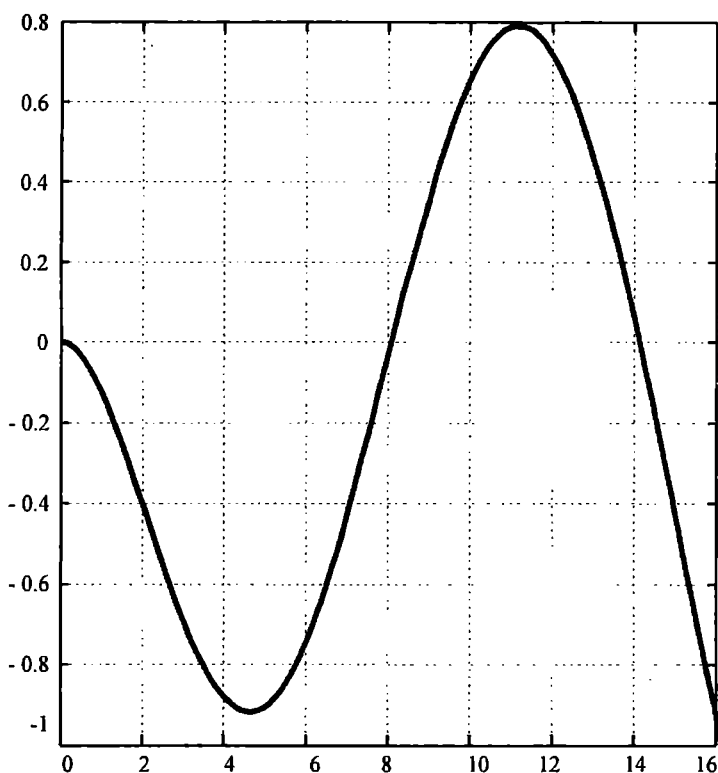
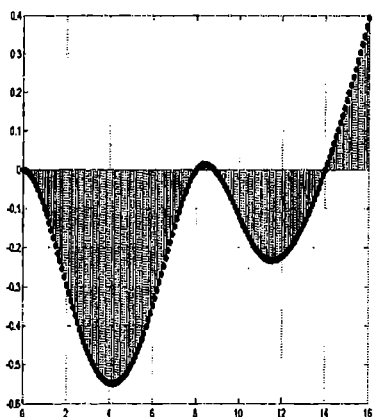
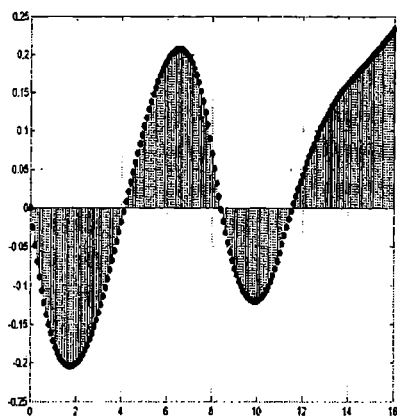


Рис.2. Первая форма колебаний неразрезной балки

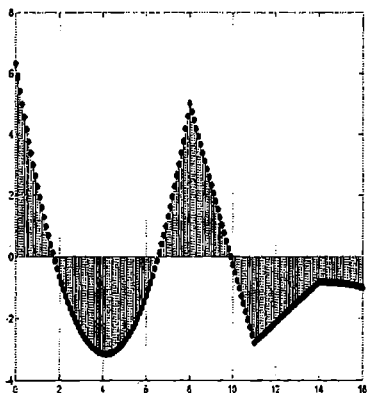
Определение напряженно-деформированного состояния балки при вынужденных колебаниях выполняется после решения уравнения (6). Граничные параметры вектора X_* и уравнения задачи Коши (2) позволяют решить данную задачу. Численные значения параметров кручения представлены в таблице, а соответствующие эпюры при частоте вынужденных колебаний $\theta = 0,5\theta_1$ показаны на рис. 3.



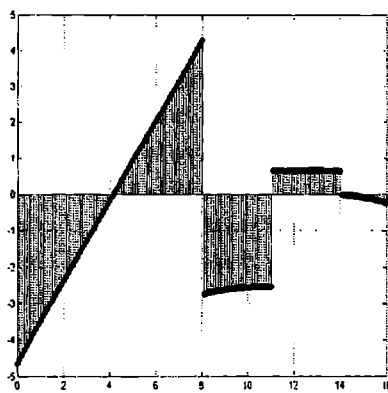
а)



б)



в)



г)

Рис.3. Эюра:

а – динамических углов поворота $GI_{kp}\theta(x), \text{кНм}^2$;

б – динамических крутящих моментов $GI_{kp}\theta'(x), \text{кНм}$;

в – динамических изгибно-крутящих моментов $M_{\omega}(x), \text{кНм}$;

г – динамических бимоментов $B_{\omega}(x), \text{кНм}^2$

Теория, строительная механика и проектирование корабля

Таблица

Численные значения параметров кручения неразрезной балки

Координата $x, м$	Угол закручивания $GI_{кр} \theta(x), кНм^2$	Производная (крутящий момент) $GI_{кр} \theta'(x), кНм$	* Бимомент $B_{\omega}(x), кНм^2$	Изгибно- крутящий момент $M_{\omega}(x), кНм$	Полный крутящий момент $L(x), кНм$
0,0	0,0	0,0	6,33	-4,65	-4,65
1,0	-0,10	-0,17	2,28	-3,47	-3,64
2,0	-0,30	-0,20	-0,63	-2,36	-2,56
3,0	-0,47	-0,13	-2,44	-1,26	-1,40
4,0	-0,55	-0,02	-3,15	-0,16	-0,18
5,0	-0,50	0,11	-2,76	0,94	1,04
6,0	-0,35	0,19	-1,28	2,03	2,22
7,0	-0,15	0,20	1,30	3,13	3,33
8,0	0,0	0,07	5,0	-2,76	-2,69
9,0	-0,01	-0,08	2,32	-2,62	-2,69
10,0	-0,12	-0,12	-0,25	-2,55	-2,67
11,0	-0,22	-0,06	-2,79	0,66	0,60
12,0	-0,22	0,04	-2,13	0,66	0,70
13,0	-0,14	0,12	-1,47	0,66	0,78
14,0	0,0	0,16	-0,81	-0,01	0,15
15,0	0,18	0,2	-0,85	-0,08	0,12
16,0	0,39	0,23	-0,0	-0,23	-0,00

Из представленных результатов видно, что с помощью алгоритма МГЭ на базе решений задачи Коши можно весьма эффективно решать разнообразные задачи динамики крутильных колебаний тонкостенных конструкций, которые широко распространены в различных объектах машиностроения, судостроения, авиастроения и строительства.

ЛИТЕРАТУРА

1. Власов В.З. Тонкостенные упругие стержни. – М.: Физматгиз, 1959. – 568 с.
2. Баженов В.А., Даценко А.Ф., Коломиец Л.В., Оробей В.Ф. Строительная механика. Применение метода граничных элементов. – Одесса: Астропринт, 2001. – 288 с.

Надійшла 10.12.06

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ И РАЙОНА РАСПОЛОЖЕНИЯ ПРОДОЛЬНЫХ РЕДАНОВ НА ДНИЩЕ ГЛИССИРУЮЩЕЙ МОТОЛОДКИ

В статье даны рекомендации по выбору района расположения и поперечного сечения продольных реданов и скуловых брызгоотбойников. Проанализирован накопленный опыт по этому вопросу, приведена схема расчета и рассмотрен пример применительно к глиссирующей мотолодке.

***Ключевые слова:** продольный редан, скуловой брызгоотбойник, глиссирующая мотолодка.*

В существующей специальной литературе по проектированию глиссирующих мотолодок и катеров вопрос о продольных реданах освещен недостаточно. Неправильно выбранные размеры реданов и их расположение на днище могут вместо улучшения мореходных качеств малого судна привести к негативному результату. И наоборот, хорошо продуманный вариант расположения реданов, в котором учтены динамическая нагрузка катера, положение центра тяжести по длине и смоченная длина днища принесут позитивные плоды. Могут быть улучшены показатели ходкости, повышение гидродинамического качества при сохранении оптимального поведения корпуса на волнении, без существенного увеличения динамических перегрузок.

В рекомендациях, которые приведены в [1], предлагается выбирать размеры сечения поперечных реданов для глиссирующих судов длиной от трех до шести метров. Высота редана принимается равной 15-50 миллиметров, а ширина редана определяется горизонтальным или близким к горизонтальному участком. Отмечено также, что применение продольных реданов является самым простым и эффективным средством повышения ходкости и мореходности глиссирующих судов. Но характер их взаимодействия с корпусом судна изучен недостаточно и их применение может давать отрицательные результаты.

В [2] отмечено, что реданы должны иметь сечение близкое к треугольному с горизонтальной нижней гранью, ширина которой принимается равной $(0,03-0,025)B$, где B – ширина днища катера. От миделя в корму реданы располагаются параллельно киллю судна. В носовой части следует избегать слишком крутого подъема реданов, чтобы устранить их тормозящее действие.

Длинные реданы – от форштевня до транца – нужны только на быстроходных лодках, развивающих скорость свыше 40 км/ч; на меньших скоростях создаваемая реданами подъемная сила не будет компенсировать прироста сопротивления из-за увеличения смоченной поверхности днища. На лодках с меньшей скоростью и малой килеватостью днища целесообразно ограничиться установкой коротких реданов-брызгоотбойников только в зоне интенсивного образования брызг в носовой части днища [2].

Упомянутые выше вопросы возможно решать с помощью расчетных схем, которые будут рассмотрены в данной работе. Для этого будут применены экспериментальные данные о движении глиссирующих пластин, полученные различными авторами, а также данные о гидродинамических силах и особенностях движения при ударе по телам, плавающим на поверхности воды [3]. Для определения гидродинамической подъемной силы глиссирующей поверхности Перринг [4] предлагает следующую формулу:

$$L = k\alpha S\gamma v^2,$$

где $k = 0,45\lambda_1^{0,42}$ – уклон кривой коэффициента подъемной силы в зависимости от угла атаки;

α – угол атаки;

$$\lambda_1 = \frac{b^2}{S} \text{ – относительное удлинение;}$$

b – ширина пластины;

γ – плотность воды;

S – смоченная площадь глиссирующей поверхности.

Ф. Локк в работе «Эмпирическое исследование несущих поверхностей с малым относительным удлинением применительно к глиссирующим судам» [4] предлагают значения коэффициента

подъемной силы в зависимости от $\lambda_1 = \frac{b^2}{S}$ и угла атаки.

Как предполагает Питер дю Кейн [4], при движении лодки в режиме глиссирования некоторая часть подъемной силы создается за счет гидростатической составляющей объема клина, находящегося ниже ватерлинии

$$L_{ст} = \gamma \frac{l^2 b}{2} \sin \alpha \cos \alpha,$$

Теория, строительная механика и проектирование корабля

где α – угол атаки;

b – ширина пластины;

γ – плотность воды;

l – смоченная длина днища мотолодки, при глиссировании.

Гидродинамическая подъемная сила определяется как разность между весовым водоизмещением катера и гидростатической составляющей.

При определении смоченной длины и угла атаки были использованы материалы Л.И. Седова и А.С. Перельмутра [5].

По трем описанным выше методам были произведены расчеты гидродинамической подъемной силы, их результаты даны в таблице. Для мотолодки длиной 3,4 м, шириной 1,7 м просчитаны два варианта нагрузки при скоростях 32 и 30 узл.

Таблица

Значения гидродинамической подъемной силы, т.

Вариант нагрузки	Перринг	Локк	Питер дю Кейн
Мотолодка, водоизмещение 0,22 т (1 чел.)	0,213	0,215	0,213
Мотолодка, водоизмещение 0,37 т (3 чел.)	0,357	0,305	0,357

Зная значения динамической и статической составляющих сил поддержания, можно, используя грузовой размер определить осадку лодки при глиссировании, а затем на теоретическом чертеже наметить расположение продольных реданов. Для небольших мотолодок значения весового водоизмещения принимается исходя из числа людей находящихся на борту, с учетом центровки лодки и ее скорости в каждом конкретном случае.

При максимально допустимой нагрузке лодки необходимо назначить положение скуловых брызгоотбойников, которые отражают брызги и растекающиеся к бортам струи воды. В результате улучшается выход лодки на глиссирование. Брызгоотбойники располагаются по скуле лодки. Возникает вопрос о выборе формы и угла наклона линии скулы на боковом виде. Проанализировав имеющиеся разработки в области остроскулых форм, можно сделать вывод об оптимальной точке пересечения ватерлинии и линии скулы в районе третьего при десяти теоретических шпангоутах. Положение линии скулы по высоте в кормовой части зависит от угла килеватости шпангоутов на миделе и транце. Для того, чтобы скула не создавала дополнительного сопротивления, она должна пересекать ватерлинию под малым углом, а дальше в корму идти параллельно потоку воды, обтекающему корпус.

При выборе формы и угла наклона линии продольного редана на боковом виде возможно использовать рекомендации относительно линии скулы.

При определении размеров поперечного сечения редана сопоставляются создаваемая реданом подъемная сила и прирост сопротивления трения. Сопротивлением давления редана можно пренебречь из-за малой массы последнего. При этом каждый редан рассматривается как отдельное крыло большого удлинения. Для расчета подъемной силы применима формула, предложенная Перрингом, о которой упоминалось выше.

Выбирая ширину редана, необходимо учесть то обстоятельство, что излишне широкий редан создаст дополнительные ударные нагрузки. Величина возникающих ударных нагрузок связана квадратичной зависимостью со скоростью соударения, а вертикальные перегрузки в районах носовой оконечности и центра тяжести практически линейно изменяются в зависимости от килеватости. С увеличением угла килеватости с 10° до 30° перегрузки уменьшаются вдвое. При увеличении ширины плоского участка (суммарная ширина двух реданов) более, чем на 10% ширины судна сила удара возрастает и пропадает эффект от применения продольных реданов [6]. Например для упомянутой выше мотолодки рекомендуемый размер редана 65 мм. При сужении редана значение подъемной силы уменьшается, а сила трения возрастает. Фактическая ширина редана принята равной 40 мм.

Установка продольного редана на днище лодки – это технологически сложный процесс, поэтому иногда применяют гидродинамические шайбы (в виде угольников) той же высоты, что и редан [1]. На днище такой угольник будет работать как пластина с отрицательной килеватостью. Исследования Локка [4] показывают, что коэффициент гидродинамической подъемной силы у пластин с отрицательной килеватостью увеличивается. Например при угле -25° этот коэффициент увеличится на 10%.

Таким образом в статье проанализирован накопленный опыт по определению гидродинамической подъемной силы на днище глиссера. Даны рекомендации по расположению, форме и поперечном сечении продольных реданов, предложена схема расчета реданов и гидродинамических шайб. Данные статьи могут применяться при проектировании глиссирующих мотолодок и катеров. В дальнейшем возможно использование приведенной информации для разработки теоретических чертежей глиссирующих судов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Аливагабов М.М., Бирюкович Д.Л., Бирюкович Ю.Л., Бирюкович К.Л., Васильев В.И., Махаринский Л.Г., Мирошниченко Э.Ф., Мордвинов Б.Г., Немзер А.И., Павлов А.И., Разгоняева И.А., Сквирский Д.И., Скубко А.Р., Соколов В.П., Фишбейн Е.И., Хейфец Л.Л., Якиширов П.С. *Справочник по малотоннажному судостроению*. – Л.: Судостроение, 1988. – 573 с.
2. Новак Г.М., Казаров Ю.С., Чистякова Р.К., Казаков А.И. *300 советов по катерам, лодкам и моторам*. – Л.: Судостроение, 1975. – 320 с.
3. Егоров И.Т. *Гидродинамика быстроходных судов*. – Л.: Судостроение, 1965. – 384 с.
4. Питер дю Кейн. *Быстроходные катера*. – Л.: Судпромгиз, 1960. – 328 с.
5. Басин А.М., Анфимов В.И. *Гидродинамика судна*. – Л.: Речной транспорт, 1961. – 318 с.
6. Канифольский А.О. *Определение главных размерений быстроходных однокорпусных водоизмещающих судов на начальных стадиях проектирования: Дис. на соискание ученой степени кандидата технических наук / А.О. Канифольский; ОНМУ. – Одесса, 2003. – 153 с.*

Надійшла 14.12.06

СНИЖЕНИЕ ПОТРЕБЛЕНИЯ ТОПЛИВНО- ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ НА ОСНОВЕ ОПТИМИЗАЦИИ МАРШРУТОВ ПЛАВАНИЯ

Показана возможность снижения расхода топлива судовым главным двигателем на трансокеанском переходе при плавании по рациональному, в сложившихся гидрометеорологических условиях, маршруту. Разработан усовершенствованный метод его оптимизации, основанный на принципах динамического программирования.

Ключевые слова: судовая энергетическая установка, рейсовый расход топлива, динамическое программирование, оптимальная гидрометеорологическая навигация

В условиях наблюдаемой стабилизации уровня топливной экономичности судовых энергетических установок (СЭУ) возрастает значимость альтернативных путей снижения потребления топливноэнергетических ресурсов (ТЭР), в частности выбора рациональных маршрутов плавания на трансокеанских переходах.

Значительная протяженность и длительность таких переходов, а также естественная изменчивость погоды, определяют высокую вероятность пересечения судном районов с различными гидрометеорологическими условиями плавания. По участкам маршрута, лежащим в пределах таких районов, скорость хода V_S и потребление топлива главным двигателем (ГД) $B_T^{ГД}$, при поддержании заданного режима его работы, заметно меняются. Значения этих показателей зависят не только от силы ветра, интенсивности волнения и скорости поверхностного течения, на них существенно влияют направления, с которых воздействуют эти основные гидрометеорологические факторы, характеризующиеся соответствующими курсовыми углами $q_{ВТ}$, $q_{ВЛ}$ и q_T [3]. Именно поэтому в сложной анизотропной погодной обстановке выполнение перехода по традиционно используемому в навигации пути, прокладываемому вдоль локсодромий, соединяющей его начальную и конечную точки, не гарантирует минимума потребления ТЭР. Длина такого пути обычно мало отличается от теоретически кратчайшего ортодромического расстояния между этими точками.

Оптимальное управление курсом судна, осуществляемое с учетом складывающихся в рейсе гидрометеорологических условий плавания и направленное на обеспечение наиболее благоприятных сочетаний $q_{ВТ}$, $q_{ВЛ}$ и q_T по отдельным участкам маршрута, позволяет (по сравнению с плаванием по локсодромии) уменьшить ходовое время Φ_x или расход топлива ГД на переходе $B_{Т.П}^{ГД}$, несмотря на некоторое увеличение его протяженности. Этим объясняется интерес ведущих судоходных компаний к использованию оптимальной гидрометеорологической навигации [9], которая подразумевает выбор рационального (в сложившейся погодной обстановке) маршрута следования судна, осуществляемый с учетом требований безопасности мореплавания.

К настоящему времени разработаны различные качественные и количественные методы определения наивыгоднейшего маршрута. Первые предполагают использование локсодромии либо рекомендованного климатического пути [6]. К сожалению, с помощью таких методов невозможно достаточно корректное формализованное определение рационального маршрута. Этому недостатка лишены известные количественные методы: графические и численные.

Наиболее популярен среди судоводителей графический метод изохрон, суть которого состоит в определении наилучшего ($\Phi_x \Rightarrow \min$) пути с помощью построения линий возможного положения судна или годографа расстояний [10]. Применяемые численные методы базируются на сопоставлении вариантов пути, либо предусматривают его оптимизацию, основанную на решении дифференциальных уравнений движения судна, вариационном исчислении и пр. [7 и др.]. Существуют и другие подходы к определению рациональных маршрутов плавания [4].

В настоящей статье разработан усовершенствованный метод оптимизации маршрута следования судна на трансокеанском переходе, основанного на его математическом моделировании и позволяющего минимизировать потребление ТЭР с учетом гидрометеорологических условий плавания. При математическом моделировании и оптимизации маршрута на трансокеанском переходе используется расчетная схема, представленная на рис. 1. Она предусматривает условное деление акватории между начальной A и конечной C точками перехода на E зон, различающихся погодными условиями. Предполагается, что гидрометеорологические условия плавания в соседних зонах практически не оказывают взаимного влияния. Такое допущение представляется правомерным, если принимать ширину зоны 300...400 миль, что соответствует расстоянию, проходимому большинством морских транспортных судов за сутки, т. е. за время, в течение которого погода, как

правило, существенно не меняется. В область поиска оптимального пути на переходе AC целесообразно включать акватории, расположенные вдоль и непосредственно примыкающие к генеральному маршруту судна, который прокладывается на стадии предварительной проработки и планирования рейса. Принимая во внимание известную условность деления района, где выполняется переход AC , на зоны с разной погодой, их границы в пределах рассматриваемой области могут быть представлены отрезками прямых. Они выполняют роль опорных линий [1], расчленяющих его на E этапов, плавание на каждом из которых проходит без изменений направления движения между точками возможного нахождения судна (ТВНС). Принятая нумерация этапов и опорных прямых показана на рис. 1. Всего насчитывается $E + 1$ опорных прямых.

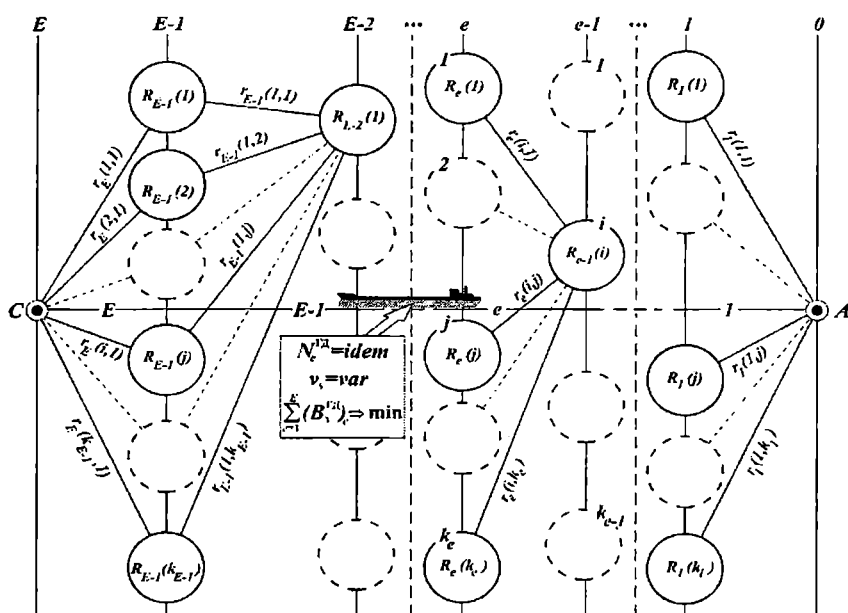


Рис. 1. Расчетная схема определения оптимального пути судна на трансокеанском переходе

Географические координаты ТВНС и их количество k_e на каждой опорной прямой ($e=0, 1, 2, \dots, E$) задаются, исходя из обеспечения приемлемой точности определения оптимального маршрута. При этом следует учитывать, что $k_0 = k_E = 1$, а увеличение числа k_e на промежуточных опорных прямых сопровождается существенным ростом объема и длительности вычислений.

Принятое расположение ТВНС определяет конечное дискретное множество курсов, рассматриваемых при моделировании движения судна между соседними опорными прямыми. Различные сочетания его сопряженных элементов, удовлетворяющих условию неразрывности траектории перемещения между ТВНС, представляют собой расчетные варианты маршрута плавания из точки A в точку C .

Такой формализованный подход к моделированию движения судна на переходе соответствует практике эксплуатации, когда курсы на его отдельных этапах $Q = \{q_e\}$ ($e = 1, 2, \dots, E$), задаваемые координатами путевых точек, являются управляемыми параметрами. Они определяют соответствующие значения курсовых углов $(q_{вТ})_e$, $(q_{вЛ})_e$ и $(q_{Т})_e$, существенно влияющих на пропульсивные характеристики судна и, следовательно, на потребление ресурса, рассматриваемого в качестве критерия оптимальности маршрута плавания. Поэтому от выбора Q (или последовательности путевых точек из множества ТВНС) зависит объем этого ресурса, который необходимо затратить в сложившейся обстановке как на преодоление отдельных этапов перехода R_e , так и на его осуществление в целом R .

Большинство применяемых форм фрахтования судов, предусматривают плавание с максимально возможной или с зафиксированной в чартере скоростью V_s . Это предопределяет актуальность решения задачи сокращения топливопотребления на трансокеанских переходах за счет рационального выбора маршрута в двух основных вариантах ее постановки. Критерием оптимальности в первом из них служит $\Phi_x \Rightarrow \min$ при работе ГД с наибольшей допустимой длительной эксплуатационной мощностью (ДЭМ) $N_e^{\Gamma Д} = idem$, а во втором – $B_{Т.П}^{\Gamma Д} \Rightarrow \min$ при условии завершения перехода за требуемое время.

Таким образом, при оптимизации маршрута плавания судна на трансокеанском переходе можно использовать в качестве целевой функцию вида $R = f(Q)$, которая обладает свойством аддитивности

$$R = \sum_{e=1}^E R_e \Rightarrow \min.$$

Для поиска ее глобального минимума целесообразно воспользоваться методом динамического программирования, специально предна-

значенным для оптимизации операций, складывающихся из последовательно повторяемых однотипных «шагов» или этапов [1]. Этот метод привлекателен и тем, что его эффективность практически не зависит от особенностей целевой функции и вида ограничений, накладываемых на искомое решение.

При использовании динамического программирования поиск оптимального маршрута осуществляется в две стадии. На первой из них этапы трансокеанского перехода AC , представляющего собой управляемый процесс, рассматриваются в последовательности, обратной их естественному порядку следования.

Предположим, что судно оказалось в одной из ТВНС, лежащих на $(E - 1)$ -й опорной прямой (рис. 1). Из каждой такой точки завершение перехода возможно по единственному пути, который ведет в точку C . При этом плавание на последнем E -м этапе маршрута потребует затрат критериального ресурса $r_E(i, 1)$ ($i = 1, 2, \dots, k_{E-1}$), под которыми в дальнейших пояснениях будем для определенности подразумевать расход топлива $B_T^{\Gamma Д}$. Курсы, проложенные из ТВНС предпоследней опорной прямой, не имеют альтернатив и являются условными оптимальными управлениями движением судна на E -м этапе. Таким образом, значение $B_T^{\Gamma Д}$, необходимое для оптимального завершения трансокеанского плавания из ТВНС $(E - 1)$ -й опорной прямой составит

$$R_{E-1}(j) = r_E(i, 1) \quad (i = j = 1, 2, \dots, k_{E-1}).$$

Здесь и далее порядковые номера ТВНС на начальной и конечной опорных прямых рассматриваемого этапа обозначены буквами i и j , соответственно.

Перейдем к рассмотрению $(E - 1)$ -го этапа. Предположим, что судно оказалось в первой ТВНС $(E - 2)$ -й опорной прямой, которая является для данного этапа начальной, т. е. $e = E - 1$ и $i = 1$. Продолжить плавание из этой точки можно в направлении любой ТВНС на $(E - 1)$ -й опорной прямой. При этом приращения целевой функции составят $r_{E-1}(1, j)$ ($j = 1, 2, \dots, k_{E-1}$). Очевидно, в качестве условного оптимального управления для дальнейшего движения из этой точки следует избрать то, для которого сумма $r_{E-1}(1, j) + R_{E-1}(j)$

($j = 1, 2, \dots, k_{E-1}$) будет наименьшей, а минимальное значение $B_T^{\Gamma Д}$ для завершения перехода составит

$$R_{E-2}(1) = \min_j [r_{E-1}(1, j) + R_{E-1}(j)].$$

Аналогично могут быть найдены условные оптимальные управления и соответствующие им значения целевой функции для остальных ТВНС ($E - 2$)-й опорной прямой.

В общем случае для e -го этапа трансокеанского перехода минимальное значение расхода топлива на ГД, необходимое для его завершения из i -й ТВНС, лежащей на ($e - 1$)-й опорной прямой, может быть определен из следующего рекуррентного уравнения:

$$R_{e-1}(i) = \min_j [r_e(i, j) + R_e(j)]$$

$$(i = 1, 2, \dots, k_{e-1}; j = 1, 2, \dots, k_e).$$

Продолжая последовательно рассматривать все более ранние этапы перехода, мы дойдем до начального, вычислив значения $R_1(j)$ ($j = 1, 2, \dots, k_1$) для каждой лежащей на 1-й опорной прямой ТВНС. Из начальной точки перехода в них ведут единственные пути, движение по которым сопряжено с приращениями целевой функции $r_1(1, j)$ ($j = 1, 2, \dots, k_1$). Очевидно, начало оптимального маршрута проходит через ту ТВНС на 1-й опорной прямой, для которой значение $r_1(1, j) + R_1(j)$ ($j = 1, 2, \dots, k_1$), т. е. $B_{Т.П}^{\Gamma Д}$, минимально.

Вторая стадия оптимизации маршрута методом динамического программирования не требует дополнительных вычислений. Она заключается в последовательной выборке соответствующих условных оптимальных управлений (путевых точек искомого маршрута) на этапах перехода, начиная с первого.

Разработанный метод определения рационального маршрута плавания был использован при создании специализированного программно-математического обеспечения (ПМО) бортового вычислительного комплекса (БВК), испытания которого проводились в рейсах танкера «Вале-

рий Чкалов» (пр. 15966). Данное ПМО позволяет минимизировать либо $B_{Т.П}^{ГД}$ при заданном времени прибытия в точку назначения, либо Φ_X при работе ГД с ДЭМ. При этом определение пропульсивных характеристик судна осуществляется с помощью адаптивной математической модели, обеспечивающей в широком диапазоне варьирования частоты вращения гребного винта приемлемую для решения рассматриваемой задачи точность вычисления $N_e^{ГД}$ и v_S в разных условиях эксплуатации [3].

Рассмотрим в качестве примера результаты оптимизации маршрута, в частности по критерию $\Phi_X \Rightarrow \min$ при $N_e^{ГД} = idem$, на переходе Малаккский пролив – Аденский залив. На рис. 2 показаны координаты рассматривавшихся ТВНС, а также маршруты: оптимальный, кратчайший и пройденный танкером на данном переходе, состоящем из 5 этапов.

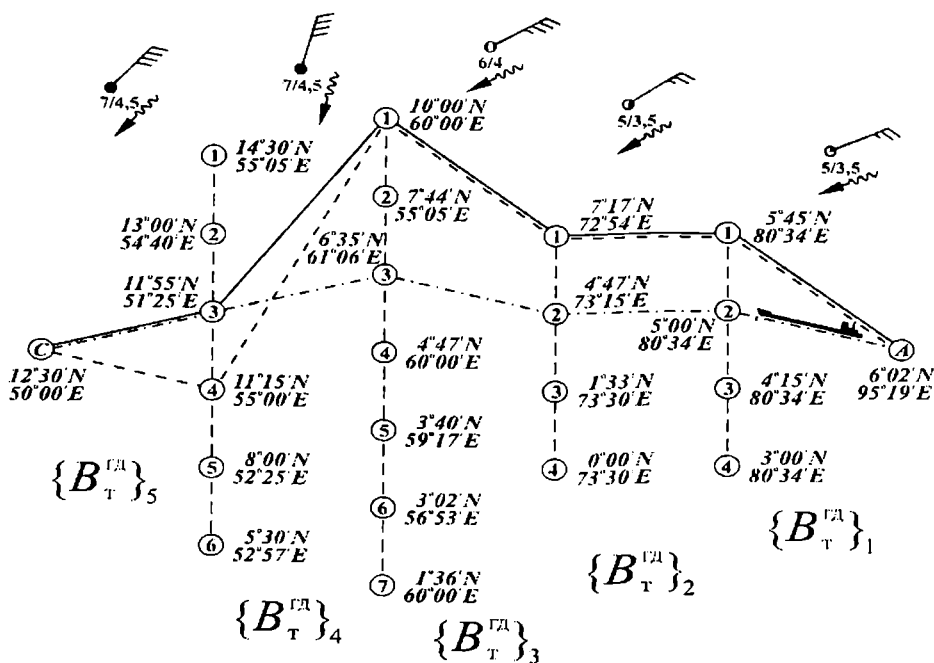


Рис. 2. Оптимальный (—), кратчайший (---) и пройденный (— · —) танкером «Валерий Чкалов» маршруты на переходе Малаккский пролив – Аденский залив

Гидрометеорологические условия плавания на этих этапах (также отображенные на рис. 2) характеризовались скоростью ветра и высотой волн 3%-й обеспеченности, а также направлениями действия этих факторов.

Судовые машины, механизмы и системы

Последние оказались практически совпадающими, т. е. имело место примерное равенство между курсовыми углами $Q_{ВТ}$ и $Q_{ВЛ}$. Наблюдавшиеся в рейсе значения этих величин колебались в диапазонах, представленных в табл. 1.

Таблица 1

Значения основных гидрометеорологических элементов на этапах перехода Малаккский пролив – Аденский залив

Характеристика	Номера этапов				
	1	2	3	4	5
скорость ветра, м/с	10-15	10-15	15-20	20-25	20-25
высота волн 3%-й обеспеченности, м	3,0-4,0	3,0-4,0	3,5-4,5	4,0-5,0	4,0-5,0
направление ветра и волнения, град	50-80	40-70	45-75	0-30	25-55

Относительная стабильность скорости и направления ветра на всей океанской акватории, обусловившая однородную погодную обстановку на переходе, объясняется тем, что плавание проходило в летний муссонный период.

Проведенные расчеты показали, что протяженность оптимального пути, незначительно (на 1,4 мили) превосходящая длину кратчайшего маршрута, на 2,3 % меньше фактически пройденного танкером расстояния (2800,9 мили). Количество топлива, израсходованное ГД на переходе (в целом и по его отдельным этапам) при плавании разными маршрутами, указано в табл. 2.

Таблица 2

Расходование топлива ГД, т, при плавании разными маршрутами на переходе Малаккский пролив – Аденский залив

Маршрут	$B_{Т.П}^{ГД}$	$\left\{ B_{Т}^{ГД} \right\}_e$				
		$e=1$	$e=2$	$e=3$	$e=4$	$e=5$
фактически пройденный	419,8	132,24	65,49	110,41	98,11	13,55
кратчайший	412,2	132,51	70,16	117,75	46,03	45,75
оптимальный	412,0	132,51	70,16	117,75	78,03	13,55

Сокращение Φ_x при плавании по оптимальному маршруту на этом переходе составило бы 5 ч, что в целом согласуется с данными ведущих зарубежных компаний («Navitech», «Oceanroutes»), специализирующихся в области океанской проводки судов [8, 9]. При удельном расходе топлива на ГД, равном 1,56 т/ч, это соответствует экономии 1,8 % (7,8 т) мазута. Как показывают результаты имитационного моделирования, с ростом степени анизотропности погодной обстановки [2], это значение может увеличиваться до 4...6 % [5]. За год танкеры пр. 15966 обычно совершают около 20 трансокеанских переходов, т. е. ожидаемая среднегодовая экономия топлива, обусловленная рациональным выбором маршрутов плавания с учетом складывающейся в рейсе погодной обстановки, может превышать 150 т. по каждому судну этой серии, давая ощутимый экономический эффект.

Использование разработанного метода определения оптимального маршрута на трансокеанском переходе может способствовать заметному снижению потребления ТЭР на морских судах и повышению эффективности СЭУ на основе учета гидрометеорологических условий мореплавания. Решающие подобную задачу БВК могут рассматриваться в качестве нового элемента СЭУ, органично вписывающегося в концепцию развития комплексных систем управления судовыми техническими средствами.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Вентцель Е. С. Исследование операций. Задачи, принципы, методология.* – М.: Наука, 1988. – 208 с.
2. *Гершаник В. И. Определение рационального скоростного режима работы главного двигателя с учетом гидрометеорологических условий мореплавания // 36. наук. пр. – Миколаїв: НУК. – 2006. – № 2(407). – С. 71-80.*
3. *Гершаник В. И. Пропульсивные характеристики транспортных рефрижераторов / В. И. Гершаник, В. П. Кот, В. П. Шостак // Рыбное хозяйство Украины. – 2001. – № 1(12). – С. 47-48.*
4. *Лифшиц В. М. Справочник для судоводителей по гидрометеорологии / В. М. Лифшиц, Ю. А. Хованский. – М.: Транспорт, 1967. – 168 с.*
5. *Минимизация рейсовых расходов топлива / В. И. Гершаник, В. П. Шостак, В. Е. Бридан, С. А. Постыка // 36. наук. пр. – Миколаїв: УДМТУ. – 1998. – № 11(359). – С. 65-76.*
6. *Океанские пути мира.* – М.: Изд. Гидрограф. службы ВМФ, 1962. – 205 с.
7. *Bleick W. Minimal – Time Ship Routing / W. Bleick, F. Faulkner // Journal of applied meteorology. – 1965. – Vol.4. – No.2. – P. 217-221.*

8. *Computer Modeling: the optimum sea route // Marine News. – 1990. – Issue 117. – P.27.*
9. *Webb A. B. Economics & Operations of Bunkering. Weather Routing and Bunkers. – Aberdeen, Scotland UK: Ocean Routes, 1987. – 34 p.*
10. *Wit C. Optimal ocean navigation // Lect. Notes Comput. Sci. – 1976. – Vol.40. – P.748-756.*

Надійшла 20.12.06

УДК 620.19

**С.Я. Соломатин
А.А. Сторчак**

ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОВЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ОПОРНОЙ СИСТЕМЫ НА ЦЕНТРОВКУ РОТОРОВ ТУРБОКОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА

В статье описываются результаты исследования влияния различных факторов на центровку роторов турбокомпрессорных агрегатов при пусковых режимах. Приводятся графики натуральных измерений относительных смещений корпусов компрессорного агрегата при прогреве.

Ключевые слова: роторные машины, диагностика, центровка роторов, тепловые деформации.

Постановка задачи

На Одесском припортовом заводе (ОПЗ) накоплен определенный опыт по определению влияния эксплуатационных факторов на расцентровку валов центробежных компрессоров.

По данным [1] неправильная центровка в 70 % случаев является причиной повышенной вибрации роторных машин. Не существует универсальных рекомендаций по предварительной расцентровке в холодном состоянии с целью компенсации относительного смещения составных частей машины в эксплуатационных условиях. Расцентровка валов в процессе пусковых режимов и при дальнейшей эксплуатации машины может происходить вследствие различных факторов, что в свою очередь снижает надёжность и ухудшает условия работы соединительных муфт, подшипников и уплотнений машины.

В работе [2] приводились результаты измерений относительных смещений корпусов воздушного компрессора (позиция 101J) ОПЗ. При дальнейших исследованиях была поставлена задача по определению влияния тепловых деформаций опорной системы на центровку валов другого важного компрессора аммиачного производства ОПЗ. В данной работе приводятся основные результаты этих исследований по относительному смещению осей роторов в эксплуатационных условиях компрессора 103J для сжатия азотно-водородной смеси.

На рис. 1 приводится схема компрессора 103J, а на рис. 2 – расположение монитора и отражателя системы PERMALIGN. Стрелкой показано направление инфракрасного луча от монитора, расположенного на корпусе КНД, к отражателю и обратно к монитору. Отражатель распо-

ложен на корпусе опорно-упорного подшипника турбины. Принцип работы системы PERMALIGN описан в [2].

Целью данной работы является определение относительных смещений корпусов компрессора при пусковых режимах для корректировки исходной расцентровки роторов в холодном состоянии, чтобы обеспечить приемлемое взаимное положение роторов («горячую расцентровку») при работе компрессора.

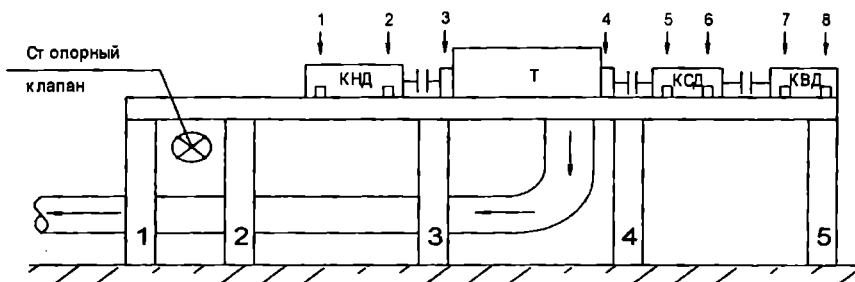


Рис. 1. Схема компрессора 103J



Рис. 2. Расположение монитора на КНД (слева) и призм на корпусе опорно-упорного подшипника турбины компрессора 103J

Результаты измерений

Неравномерность тепловых деформаций бетонных колонн и ригелей фундамента компрессора 103J оценивалась по температурам опор и ригелей, а также по температурным полям, полученным с помощью тепловизора типа Therma CAMTMR60. Оказалось, что средняя температура по высоте у некоторых смежных колонн отличается на величину до 10 °С и более. По длине продольного ригеля имеются участки как снизу, так и сверху с разностью температур от 20 до 30 °С, что, безусловно, приводит к несимметричной деформации фундамента. Это объясняется влиянием

конвективного и радиационного теплообмена между колоннами фундамента и расположенными близко массивными клапанами острого пара и пара отбора из турбины с неудовлетворительной изоляцией, а также патрубка отработавшего пара турбины с температурой стенки от 70 до 80 °С. На рис. 3 показаны поля температур на локальных участках колонн, температура которых в отдельных местах составляет от 110 до 140 °С из-за неудовлетворительной изоляции трубопровода и клапана. Данный фактор можно уменьшить, если выполнить хорошую изоляцию, установить экраны, чтобы снизить локальный нагрев фундамента.

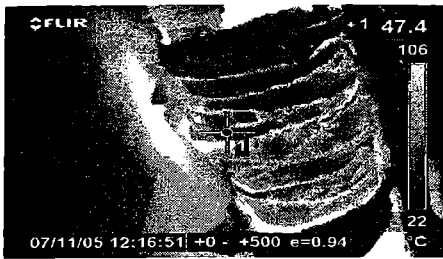


Рис. 3. Локальный нагрев фундамента компрессора 103J вследствие неудовлетворительной изоляции клапана и трубопровода

Другим важным фактором эксплуатационной расцентровки валов является неодинаковое влияние нагрева смазочным маслом опор выносных подшипниковых узлов турбины и встроенных подшипниковых узлов компрессоров.

Измерения показали, что подогретое смазочное масло, подаваемое в компрессор 103J, приводит к тепловой деформации опор турбины в большей мере, чем опор компрессоров низкого, среднего и высокого давления.

На рис. 4 а приводятся кривые, характеризующие температуру смазочного масла на входе в машину (параметр 2Т332) и на выходе из подшипников в течение двух суток после остановки компрессора. Температура масла на входе случайным образом из-за ручного регулирования менялась в пределах от 25 до 55 °С. При этом характер смещений корпусов подшипников турбины относительно КНД и КСД как по вертикали (рис. 4 б), так и в горизонтально-поперечном направлении (рис. 4 в), соответствовал характеру изменения температуры масла. Например, снижение температуры масла с 54 до 25°С привело к смещению вниз стула опорно-упорного подшипника турбины относительно корпуса КНД на 0,16 мм. Затем при повышении температуры масла стул турбины вновь сместился вверх относительно КНД.

Характерно, что при изменении температуры масла имели место и горизонтальные смещения ступей опорно-упорного и опорного подшипников турбины. Это можно объяснить тем, что со стороны слива масла из корпусов ступей подшипников температура стенки стула всегда на 3-5°С больше температуры стенки противоположной стороны, что и приводит к

неравномерной деформации корпуса стула. В меньшей степени температура масла оказывает влияние на температуру опор корпусов КНД, КСД и КВД, так как указанные опоры крепятся непосредственно к толстостенному корпусу и воспринимают тепловой поток в основном от протекающего в корпусах газа.

Деформации подшипниковых опор смазочным маслом происходят уже при подготовке машины к работе и при проворачивании ВПУ. А при пуске машины нагрев опор продолжается уже за счет теплопритоков от корпусов турбины и компрессоров.

На рисунках 5, 6 и 7 приведены данные по параллельному смещению корпусов компрессора 103J при прогреве во время пусковых режимов.

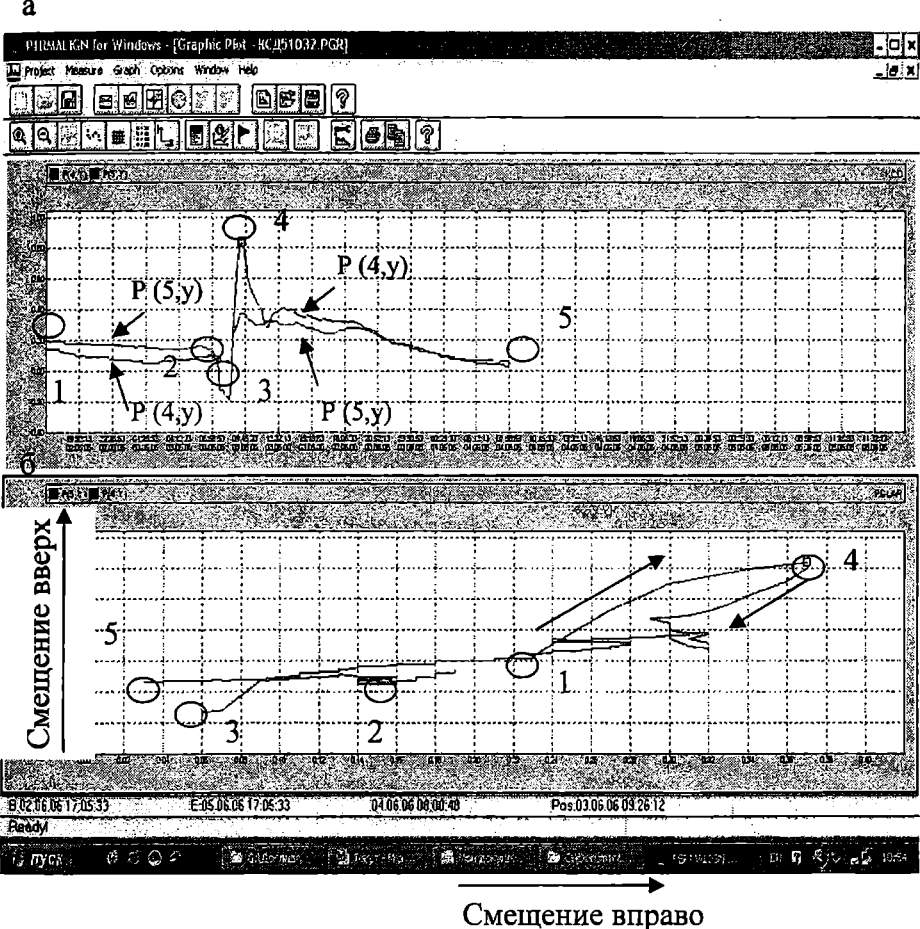


Рис. 5. Параллельное смещение корпуса опорного подшипника турбины относительно корпуса КСД компрессора 103J на различных этапах пускового режима: 1-2 – вращение ВПУ; 2-3-4 – выход на p_p ; 4-5 – прогрев при p_p ; а – изменение параметров смещения во времени ($P4y$ – по вертикали, $P5y$ – по горизонтали); б – смещение в полярных координатах

Пусковой период компрессора 103J можно условно разделить на три этапа, во время которых происходят характерные изменения теплового состояния опор корпусов и, следовательно, взаимного расположения осей роторов.

На первом этапе прогрева (вращение ВПУ, подача горячего масла на подшипники, подача пара на уплотнения турбины) происходит начальное прогревание ступень подшипников турбины (на рис. 5-7 участки 1-2 кривых). При этом происходит смещение корпусов ступень турбины вверх относительно корпусов КНД и КСД на величину до 0,15 мм. Это объясняется в основном за счет горячего смазочного масла. В это время опоры КНД, КСД и КВД практически остаются «холодными».

Второй этап – пуск турбины, работа на минимальной частоте вращения, выход на рабочую частоту вращения. На этом этапе наиболее быстро прогреваются ступень подшипников турбины и особенно ступень опорного подшипника турбины, находящийся со стороны КСД. При этом опоры КНД, КСД и КВД только начинают прогреваться. По относительным значениям смещений можно судить о перемещении опор турбины. Так, корпус опорного подшипника турбины смещается вверх, проходя пик наибольшего смещения, который составил при трех пусках двух однотипных машин от 0,6 до 1,77 мм (параметр Р4у – т. 4 на рис. 5). Такое смещение турбины относительно КСД, хотя и кратковременно, приводит к значительной расцентровке роторов. А это, в свою очередь, к дополнительной нагрузке подшипника турбины и разгрузке подшипника КСД.

Третий период – окончательный прогрев компрессора до стабилизации теплового состояния машины.

Так, например, корпус опорно-упорного подшипника турбины сместился относительно корпуса компрессора КНД за весь пусковой период вниз примерно на 0,1 мм и влево до 0,1 мм, как показано на рис. 6.

На рис. 7 представлена кривая перемещения корпуса КСД (отражатель на КСД) относительно корпуса КВД. В данном случае окончательное смещение корпусов оказалось большим, чем в смежных корпусах КНД-турбина. Так, относительное смещение по вертикали составило до 0,4 мм, а по горизонтали – до 0,43 мм.

Заключение

Для роторных машин типа компрессора 103J параллельная (радиальная) расцентровка роторов должна составлять не более 0,1 мм при использовании зубчатых соединительных муфт [4]. С учетом длины соединительных зубчатых муфт согласно [1] для компрессора 103J допустимая расцентровка может составить до 0,17 мм. При использовании гибких муфт расцентровка роторов допускается большей и значение задается конструктором для каждой конкретной машины.

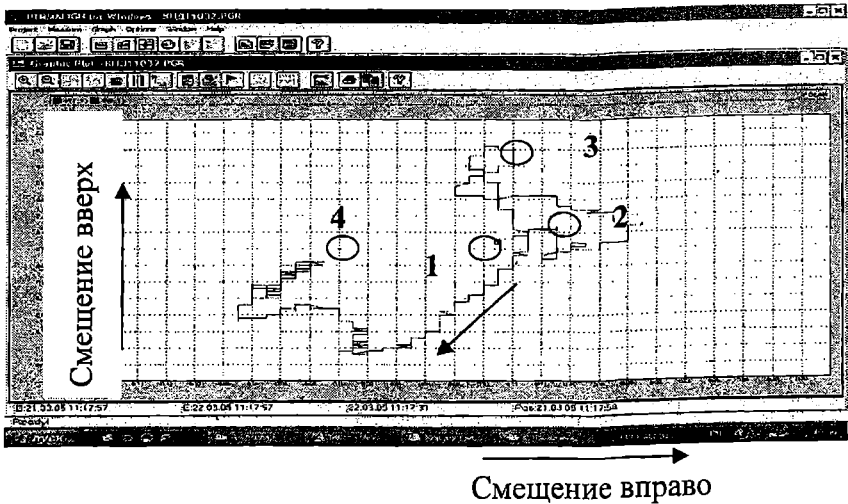


Рис. 6. Параллельное смещение корпуса опорно-упорного подшипника турбины относительно корпуса КНД компрессора 103J на различных этапах пускового режима:

1-2 – вращение ВПУ; 2-3 – выход на p_r ; 3-4 – прогрев при p_r .

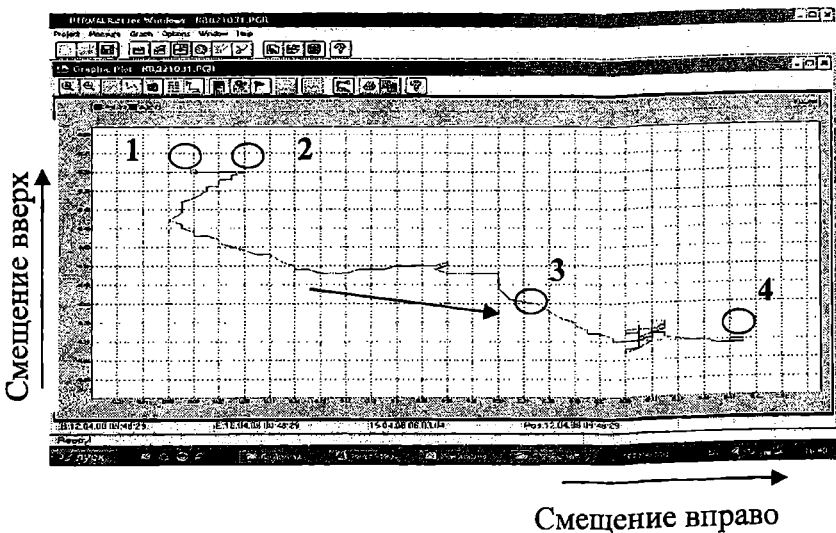


Рис. 7. Параллельное смещение корпуса КСД относительно корпуса КВД компрессора 103J на различных этапах пускового режима:

1-2 – вращение ВПУ; 2-3 – выход на p_r ; 3-4 – прогрев при p_r .

В результате проведенных исследований были сделаны следующие выводы:

- при существующей практике на ОПЗ роторы компрессора 103J после ремонта в горизонтально-поперечном направлении располагаются соосно, что приводит к значительной расцентровке на рабочем режиме;

- смежные пары роторов КНД-турбина и турбина-КСД после прогрева имеют приемлемые значения расцентровки, т.к. соединены гибкими муфтами. Поэтому не требуется дополнительная корректировка программы исходной центровки;

- смежные роторы КСД-КВД, соединенные зубчатой муфтой, с учетом предварительной расцентровки и дальнейшим прогревом корпусов имеют при работе смещение по вертикали до 0,28 мм и до 0,2 мм по горизонтали, что недопустимо в соответствии с [1]. Поэтому были предложены новые значения исходной расцентровки роторов КСД и КВД;

- кратковременная расцентровка роторов турбины и КСД приводит к дополнительному нагружению опорного подшипника турбины, что необходимо учитывать при пуске машины.

Проведенные исследования позволяют обеспечить более надежную и безопасную работу высокооборотного компрессора аммиачного производства.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Alastair J.Campbell. Static and dynamic alignment of turbo-machinery, Orbit, Bently Nevada Corporation. V. 14. No. 2. June 1993.*
2. *Соломатин С.Я., Сторчак А.А. Определение величины исходной расцентровки валов центробежного компрессора с учётом неравномерных тепловых деформаций опор // Вісник ОНМУ. – Одесса: ОНМУ, 2005. – № 16. – 208 с.*
3. *Дон Э.А., Осоловский В.П. Расцентровка подшипников турбоагрегатов. М.: Энергоатомиздат, 1994. – 192 с.*
4. *Центробежные компрессоры. Общие технические условия на ремонт. УО 38.12.07-87. Волгоград, – 1989.*

Надійшла 20.12.06

УДК 621.431.74.004

В.А. Бачериков

МЕТОДОЛОГИЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СИСТЕМ ПОДАЧИ ВОЗДУХА В СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ

В статье показано, что свойства воздуха и технологическая схема его подачи в судовую дизель напрямую определяют качество работы всей СЭУ. На основе проведенного анализа сделан вывод о том, что в современных конструкциях судовых малооборотных дизельных установок необходимо усовершенствование системы регулирования подачи воздуха. Дано описание преимуществ использования в нагнетателе лопаток рабочего колеса с логарифмическим профилем. Для случая вентилятора барабанного типа получено расчетное значение КПД, превышающее известные аналоги.

Ключевые слова: *дизель, переходный режим, воздушный нагнетатель, профиль лопатки.*

В настоящее время известно достаточно большое разнообразие технических решений, связанных с компоновкой воздушных нагнетателей для судовых дизелей [1, 2, 4]. При этом необходимо отметить, что многие из этих схем являются типовыми и могут быть объединены в отдельные классы. Проведенный в ходе исследований обзор таких классов позволил выделить только часть схематических решений, характеризующихся высокой надежностью с точки зрения качественного обеспечения процесса горения.

Известно, что ввод в действие стационарных береговых дизелей осуществляется на холостом режиме заблаговременно до приема нагрузки. После их неудачного пуска всегда имеется время для выяснения и устранения причины отказа. Пуск дизеля с прямой передачей на винт фиксированного шага связан с движением судна, и по этой причине от надежности работы пуско-реверсивной системы дизеля во многом зависят маневренные качества судна и безопасность мореплавания. Отказ в выполнении маневра или даже его незначительная задержка могут привести к серьезной аварии и даже гибели судна [1].

Ужесточение требований к уровню токсичности уходящих газов вынуждает судовладельцев устанавливать на судах дополнительное оборудование. Наличие в газовойпускном тракте сложных очистных устройств создает повышенное аэродинамическое сопротивление на выпуске, ухудшая воздухоснабжение двигателя. В этом случае увеличивается число отказов при пуске, что является особенно характерным для дизелей с высоким наддувом.

© Бачериков В.А., 2007

При нормальных значениях пусковой подачи топлива, составляющей обычно 30-50 % от величины максимального расхода, давление в цилиндре увеличивается плавно и не превышает предельно допустимой величины P_z . В случае неудавшегося пуска, повторные попытки осуществляются при повышенной или даже максимальной подаче топлива. Более того, вследствие пропуска вспышек предшествующих циклов в цилиндрах накапливается топливо и пуск двигателя сопровождается значительным превышением давления P_z . Следствием таких пусков может являться повреждение головных подшипников двигателя [2].

Необходимо особым образом подчеркнуть тот факт, что величина расхода воздуха напрямую определяет тепловое состояние деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ), крышек и выпускных клапанов, температуру уходящих дымовых газов и образование нагара на стенках рабочей камеры и выпускного тракта. При этом обеспечение требуемого количества воздуха и согласование расходных характеристик нагнетателя воздуха возможно лишь для статических режимов. Дизель обладает способностью саморегулирования при изменении режима работы и давление воздуха в продувочном ресивере устанавливается в зависимости от оборотов двигателя и ГТН. Существенное влияние на массу воздушного заряда оказывает работа регулятора температуры наддувочного воздуха.

Работа судна на режимах переменной мощности сопровождается постоянным изменением количества подаваемого в двигатель топлива. В этом случае изменение подачи воздуха происходит с запаздыванием, которое определяется инерционными свойствами ГТН. На переходных режимах оптимальное соотношение топливо-воздух не выполняется, а работа дизеля характеризуется некачественным сгоранием топлива и повышенной дымностью. При этом сажа, содержащаяся в отработавших газах, является основной причиной эрозионного изнашивания и преждевременного выхода из строя выпускных клапанов [3].

Длительная работа судна в маневренном режиме при пониженной мощности главного двигателя, вызванная эксплуатационной необходимостью, может быть причиной многочисленных отказов деталей ЦПГ. Подобные отказы характерны для двигателей морских транспортных судов и являются следствием повышенного износа из-за неполного сгорания топлива, а также нарушения теплового состояния поверхности деталей камеры сгорания.

Данная проблема была частично решена за счет установки в регуляторах частоты вращения устройств ограничения подачи топлива по заданным оборотам и давлению воздуха наддува [4].

Другая проблема переходных режимов связана с отказами устройств воздушоснабжения. На лопатках нагнетателей нередко происходит срыв воздушного потока, который является причиной возникновения дополнительной вибрации или даже помпажа. Возникающее вихревое течение в рабочем колесе вентилятора является причиной повышенного

износа или преждевременной поломки роторных подшипников.

На рис. 1 показана система газообмена и наддува дизеля типа МАН-Бурмейстер и Вайн типа L-МС с прямоточно-клапанным газообменом и изобарным наддувом.

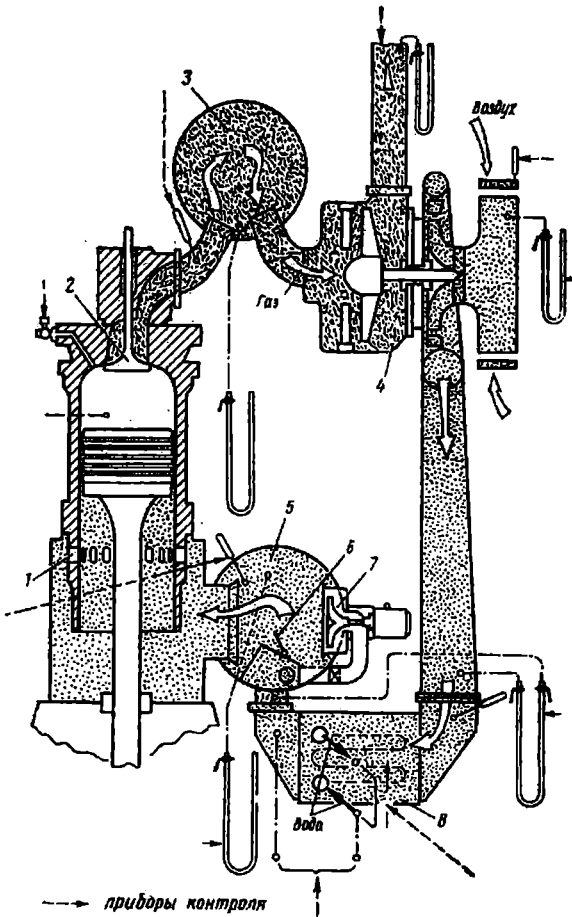


Рис. 1. Система газообмена и наддува дизеля (МАН-Бурмейстер и Вайн типа L-МС) с прямоточно-клапанным газообменом и изобарным наддувом:

- 1 – продувочные окна;
- 2, 3 – выпускной клапан и коллектор;
- 4 – турбокомпрессор;
- 5 – воздушный ресивер;
- 6 – пластинчатые клапаны;
- 7 – вспомогательная воздухоподушка;
- 8 – воздухоохладитель.

В данном случае все конструктивные элементы, составляющие систему газообмена и систему подачи воздуха для процесса горения являются единым техническим элементом. Все составляющие схемы связаны между собой неразрывными конструктивными связями, а ее технические параметры напрямую зависят от взаимодействия протекающих аэромеханических и тепловых процессов внутри системы.

Рассматриваемый класс типовых компоновок дополнен вспомогательными воздушными нагнетателями, которые подключаются параллельно и являются второй ступенью подачи воздуха в двигатель. Их основным предназначением выступает обеспечение двигателя воздухом при пуске и повышение давления наддува на режимах сниженной мощности. Однако простое увеличение производительности дополнительных вентиляторов не только не решает проблему качественного обеспечения дизеля воздухом, но дает отрицательный общий результат, т.к. превышение оптимального воздушного заряда приводит к образованию в камере сгорания зон с пониженной температурой, в которых коэффициент избытка воздуха принимает значения меньше единицы.

Проведенный анализ существующих схем позволяет сделать парадоксальный вывод о том, что во всех используемых в настоящее время конструкциях судовых малооборотных дизельных установок отсутствует возможность регулирования подачи воздуха. Подобный конструктивный недостаток делает практически невозможным поддержание оптимального для горения соотношения топливо-воздух на переходных режимах. Решением данной проблемы может стать разработка системы автоматического регулирования давления воздуха наддува за счет изменения частоты вращения вспомогательного нагнетателя. Положение органа топливоподачи и частоты вращения однозначно определяют режим работы двигателя и, следовательно, требуемое давление наддува. Такая система позволит компенсировать инерционность ГТН и при необходимости осуществить коррекцию давления наддува на частичных режимах. При этом дизель должен рассматриваться как объект регулирования частоты вращения вала.

Создание подобной системы воздухоснабжения дизеля неизменно приведет к: повышению степени обеспеченности надёжного пуска и уровня безопасности мореплавания; сохранению удовлетворительного экологического состояния окружающей среды (за счет снижения выбросов NO_x); уменьшению числа внезапных отказов дизеля и увеличению срока службы его деталей.

При этом необходимо отметить, что в настоящее время отсутствует четкая методика проектирования нагнетателей воздуха, которая позволяет еще на этапе конструирования устранять описанные выше проблемы. По этой причине в ходе исследований для решения поставленной задачи была разработана методология расчета судовых систем подачи воздуха, включающая в себя аэродинамический

конструкторский расчет, а также полный акустический и спектральный расчеты нагнетателя воздуха.

В ходе использования разработанной методики показано, что оптимальным для лопатки рабочего колеса нагнетателя является логарифмический профиль с радиусом, который рассчитывается по формуле

$$R'_{BL} = R_1 e^{\varphi \operatorname{ctg} \beta}, \quad (1)$$

где R_1 – радиус входа потока в рабочее колесо;

φ – угол поворота радиус вектора $r(\varphi)$;

β – угол раскрытия спирали.

При использовании разработанной методики возможно получение конструкций высоко эффективных судовых воздушных вентиляторов. Безразмерная величина относительного диаметра входа должна рассчитываться как

$$\bar{D}_0 = (1,15 \div 1,6) \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H}}. \quad (2)$$

Оптимальное значение параметра \bar{D}_0 должно находиться в пределах от 0,6 до 0,75 [5].

В ходе исследовательских работ была рассчитана конструкция барабанного центробежного нагнетателя воздуха. Для данного вентилятора рассчитанное значение входного угла атаки потока на рабочие лопатки составило $\alpha_{AT} \approx \pm 1,6^{\circ}$ (при оптимальном диапазоне $\alpha_{AT} \approx \pm 6^{\circ}$), а полученное значение КПД позволяет говорить о достижении практически максимального значения составляющего $\eta = 0,824$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гаврилов В.С., Камкин С.В., Шмелев В.П. *Техническая эксплуатация судовых дизельных установок: Учебное пособие для вузов. Изд. 3-е, перераб. и доп.* М.: Транспорт, 1985. – 288 с.
2. Камкин С.В., Возницкий И.В., Шмелев В.П. *Эксплуатация судовых дизелей: Учебник для вузов.* – М.: Транспорт, 1990. – 344 с.

3. Ланчуковский В.И., Козьминых Ф.В. Автоматизированные системы управления судовыми дизельными и газотурбинными установками: Учебник для вузов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1990. – 335 с.
4. Лебедев О.Н., Калашников С.А. Судовые энергетические установки и их эксплуатация: Учебник для вузов водн. трансп. – М.: Транспорт, 1987. – 336 с.
5. Центробежные вентиляторы / Под ред. Т.С. Соломаховой. М.: Машиностроение, 1975. – 416 с.

Надійшла 24.12.06

УДК 629.12(075.8)

В.В. Вычужанин

ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ СУДОВОЙ СККВ

Графическим анализом процессов воздухообработки в судовой центральной системе комфортного кондиционирования воздуха (СККВ) определены ее энергоэффективные режимы работы. Работа СККВ в рекомендуемых режимах позволяет снизить потребление тепла (холода) и электроэнергии на кондиционирование воздуха.

Ключевые слова: кондиционирование, наружные параметры воздуха, режим работы, эксергия, энергосбережение

Проектируемые судовые СККВ традиционно рассчитываются для работы в наименее выгодном технологическом режиме. Таким режимом для зимнего периода работы СККВ считается тот, при котором потери тепла наружными поверхностями ограждения наибольшие. Для летнего периода работы СККВ – тот, при котором в помещения поступает наибольшее количество тепла. Улучшить существующую организацию работы судовых СККВ можно обеспечением функционирования их оборудования в энергоэффективных режимах воздухообработки. Успешное решение поставленной задачи возможно при «оптимизации» режимов работы СККВ с учетом расчетных метеорологических параметров наружного воздуха и воздуха в кондиционируемых помещениях.

Состояние микроклимата воздушной среды в обитаемых помещениях судов существенно зависит от температуры t_n (энтальпии I_n), относительной влажности φ_n (влагосодержания d_n) наружного воздуха. В технике кондиционирования воздуха для стационарных объектов известны методики определения расчетных метеорологических параметров, основывающиеся на многолетних наблюдениях за параметрами наружного воздуха. Однако условия эксплуатации судовых СККВ существенно отличаются от условий эксплуатации стационарных систем. Это объясняется тем, что на стадии проектирования СККВ невозможно учесть положение судна в конкретный момент времени года. Тем не менее, соответствующие нормам [1] значения параметров можно представить в виде точек, размещенных внутри области состояний метеорологических параметров наружного воздуха в I-d диаграмме (рис. 1). Метеорологические параметры воздушной среды в помещении в соответствии с нормативными документами [1] также детерминированы. Параметры микроклимата воздушной среды в жилых и служебных помещениях определяются по интегральному показателю комфортности – результи-

рующей температуре (РТ). По заданному нормами значению РТ определяются необходимые сочетания параметров воздушной среды помещения, наиболее полно отвечающее «оптимальному» варианту энергетических и экономических затрат на кондиционирование воздуха.

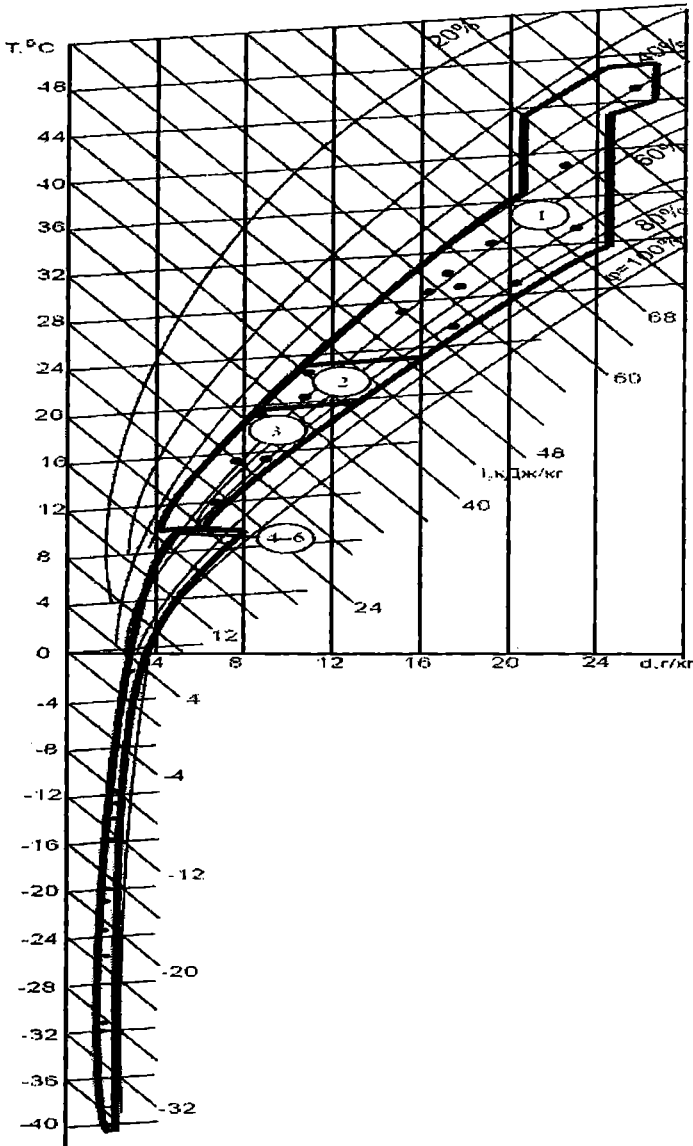


Рис. 1. Область параметров наружного воздуха для трех классов нагрузок в I-d диаграмме

Нормируемые заданные оптимальные и допустимые параметры внутреннего воздуха в зависимости от периода работы СКВ можно представить в виде соответствующих областей, ограниченных в I-d диа-

грамме пространством между соответствующими граничными значениями температуры и относительной влажности $t_{y.зр.}, \varphi_{y.зр.}$, представленных четырехугольником $У_1У_2У_3У_4$. Параметры приточного воздуха в I-d диаграмме находятся в пределах четырехугольника $\Pi_1\Pi_2\Pi_3\Pi_4$. Величины отклонений параметров воздуха в помещении зависят от значений и отклонений их от параметров наружного воздуха, от нормируемых параметров в помещении, от внешних и внутренних возмущающих воздействий, от расчетных режимов работы СККВ, от методов автоматического управления процессами, а так же от выбранных способов воздухораспределения. Учет влияния всей совокупности перечисленных факторов на формирование оптимального микроклимата воздушной среды в помещении, обслуживаемой автоматизированной СККВ, полностью пока не решен.

Однако решению отдельных задач, определяющих «оптимальные» (энергетически эффективные) режимы тепловлажностной обработки воздуха в СККВ посвящены многочисленные исследования [2,3,4,5]. Авторы, анализируя работу центральных кондиционеров в I-d диаграмме, осуществили минимизацию расходов тепла (холода) и воздуха, а также «оптимизацию» статических режимов работы СККВ. Для этого область наружного климата в I-d диаграмме разбивалась на зоны, которым соответствовали технологические схемы СККВ, работающие с пониженными эксплуатационными затратами. Признак режима работы системы определялся сравнением текущего состояния наружного воздуха с граничными условиями. Проведенный анализ литературных источников также показал, что «оптимальные» режимы тепловлажностной обработки воздуха в центральном кондиционере могут определяться не только на основе анализа процессов воздухообработки в I-d диаграмме, но и по величине эксергетического КПД (η_e) СККВ.

Используя полученную в [6] эксергетическую технико-экономическую модель судовой центральной СККВ, а также результаты анализа работы системы в I-d диаграмме при переменных нагрузках, можно определить ее энергоэффективные режимы работы. Такой подход позволяет для расчетных схем СККВ всю область возможных изменений параметров наружного воздуха, очерченную в I-d диаграмме кривой, разделить на зоны таким образом, чтобы при известных термодинамических состояниях наружного воздуха (с учетом тепло и влагоизбытков или теплопотерь в помещениях) реализовывался энергоэффективный режим воздухообработки. С помощью ЭВМ по наружным параметрам идентифицируется режим воздухообработки. Для установленного режима в ЭВМ вычисляется $\eta_e \rightarrow \max$, в соответствии с которым уточняются параметры тепло- и хладоносителей, их расходы, степень рециркуляции, производительности электровентилятора, компрессора, насосов СККВ. Одновременно для каждого энергоэффективного режима определяются

потоки потребляемой эксергии как функций от соответствующих регулируемых и нерегулируемых переменных, приведенные затраты на каждый агрегат системы, функционирующий в заданном режиме. В результате установлено, что в I-d диаграмме термодинамическое состояние точки параметров наружного воздуха по отношению к точке термодинамических параметров приточного воздуха, кривой $\varphi = 1,0$, изотермам $t_{во}$, $t_{вн1}$, $t_{вн2}$ (при определенных холодо и теплопроизводительностях воздухоохладителя, воздухонагревателей и расходе смешанного воздуха) образует три класса нагрузок, которым соответствуют шесть реальных режимов воздухообработки. Условия идентификации энергоэффективного режима работы СКВ в зависимости от параметров наружного воздуха приведены в табл. 1.

Таблица 1

Условия идентификации энергоэффективного режима

№	Режим обработки воздуха	Условия идентификации режима	Эксергетический КПД системы
I.	C+B+B ₀	$t_H > t_y; \varphi_H \geq \varphi_{y0}$ $t_H \geq t_{BO};$ $\varphi_{1.max} \geq \varphi_H \geq \varphi_{1.min}$	0,2249 ... 0,4192
II.	C+B	$t_H \approx t_{y0}; \varphi_H \geq \varphi_{y0};$ $t_{BO} \geq t_H \geq t_{n1};$ $\varphi_{2.max} \geq \varphi_H \geq \varphi_{2.min}$	0.9457...0.9996
III.	BH1+C+B	$t_H < t_{y0}; \varphi_H > \varphi_{y0};$ $t_{n1} \geq t_H \geq t_{n2};$ $\varphi_{2.max} \geq \varphi_H \geq \varphi_{2.min}$	0.3101...0.9221
IV.1.	BH1+C+B+ Y _B	$t_H < t_{y0}; \varphi_H > \varphi_{y0};$ $t_{max.4} \geq t_H \geq t_{min.4}$ $\varphi_{2.max} \geq \varphi_H \geq \varphi_{2.min}$	0.3984...0.9234
IV.2.	C+B+ Y _B + BH2	- // -	
V.	BH1+C+B+ BH2	$t_H < t_{y0}; \varphi_H > \varphi_{y0};$ $t_{max.5} \geq t_H \geq t_{min.5}$ $\varphi_{2.max} \geq \varphi_H \geq \varphi_{2.min}$	0.8434...0.9437
VI.	BH1+C+B+ Y _B + BH2	$t_H < t_{y0}; \varphi_H > \varphi_{y0};$ $t_{max6} \geq t_H \geq t_{min.6}$ $\varphi_{2.max} > \varphi_H > \varphi_{2.min}$	0.4724...0.9531

В первом режиме воздухообработки в центральном кондиционере необходимо отводить тепло из помещений смешанным воздухом и холодильной машиной. Режим реализуется совместной работой смесителя (С), электровентилятора (В) и воздухоохладителя (В₀) (табл. 1). На совмещенной I,t-E,d диаграмме (рис. 2) изменение эксергии кондициони-

руемого воздуха характеризуется: увеличением при подогреве воздуха из помещения в коридоре (процесс У-К'); увеличением при смешении воздуха из коридора и наружного в системе (процессы К'-С и Н-С) и прохождении через электровентилятор (процесс Н-В'); изотермическим уменьшением при разделении потока воздуха (процесс В'-П1'); уменьшением при прохождении воздуха через воздухоохладитель (процесс П1'-ВО); увеличением при прохождении воздуха по воздухопроводам первого и второго приточным каналам (процессы П1'-Вп1 и ВО-Вп2); изменением воздуха при его смешении в каютном воздухораспределителе (процессы Вп1-П' и Вп2-П'), увеличением эксергии приточного воздуха при его тепловлагоассимиляции в помещении (процесс П'-У). Из построений в совмещенной диаграмме видно, что процессы У-К', Н-В', П1'-Вп1 и ВО-Вп2 термодинамически невыгодны. Это объясняется как несовершенством используемого оборудования, характеризуемого большими затратами эксергии при работе системы холодоснабжения (СХ), так и принципиальным несовершенством реальных процессов в СККВ. Для повышения эффективности работы комплекса необходимо ликвидировать или уменьшить влияние перечисленных факторов.

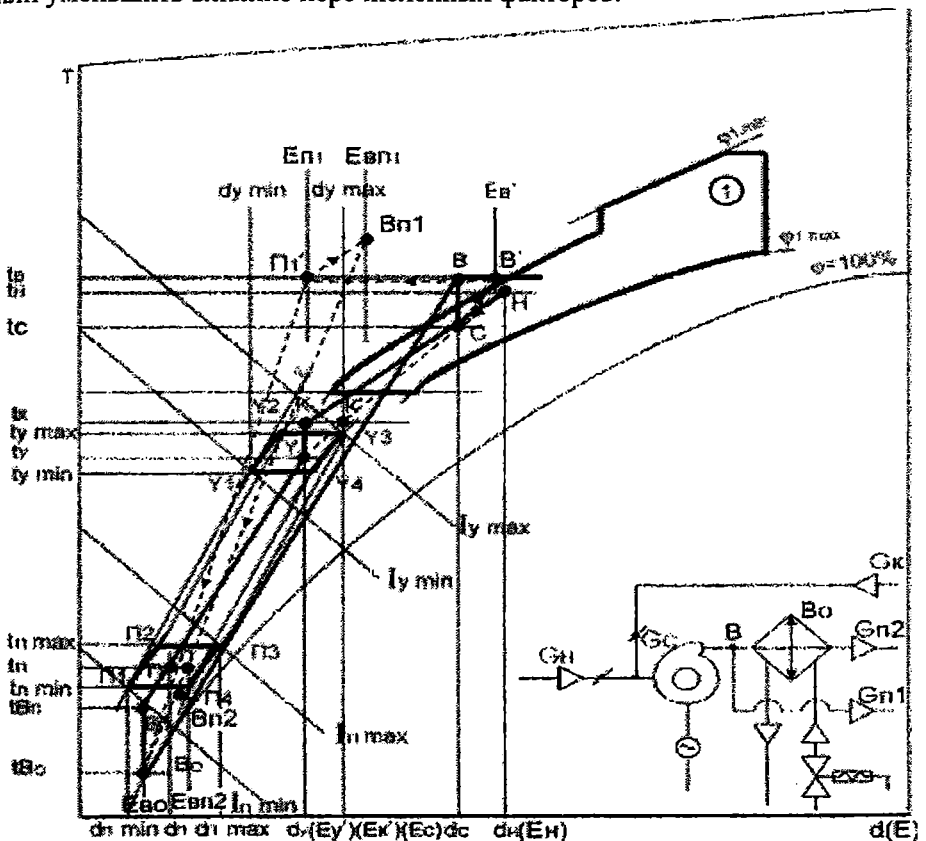


Рис. 2. Построение на совмещенной I, t, E, d диаграмме технологических процессов в режиме I работы центральной СККВ

Таким образом, на совмещенной $I, t-E, d$ диаграмме (рис. 2) прослеживается термодинамическая рациональность заданной последовательности тепловлажностной обработки воздуха в комплексе СККВ-СХ. Это дает возможность оптимизировать процессы воздухообработки в СККВ в режиме 1 графически и послужить основой для проведения технико-экономического сравнения и выбора агрегатов системы.

Во втором режиме воздухообработки в центральном кондиционере необходимо отводить тепло из помещений смешанным воздухом при переменном его расходе. При этом не требуется тепловлажностная обработка смешанного воздуха для обеспечения нормируемого состояния воздушной среды в помещениях. Для реализации второго режима воздухообработки в центральной СККВ необходимо совместное функционирование смесителя (С) и электровентилятора (В) (табл. 1).

Во втором режиме воздухообработки необходимо изменение расхода смешиваемого воздуха для обеспечения перехода его состояния из области наружных параметров «2» в область параметров $У1, У2, У3, У4$. Общий расход смешенного воздуха определяется его расчетным количеством, необходимым для ассимиляции тепло и влагоизбытков в помещениях судна. Так как тепловлажностная нагрузка на помещения переменная, то требуется подача в них переменного количества наружного и рециркуляционного воздуха с ограничением по минимальному и максимальному расходам. Для реализации режима при значениях параметров наружного воздуха, соответствующих точкам, расположенным на верхней границе области «2» (рис. 3), требуется максимальный расход смешанного воздуха $G_{c, \max}$.

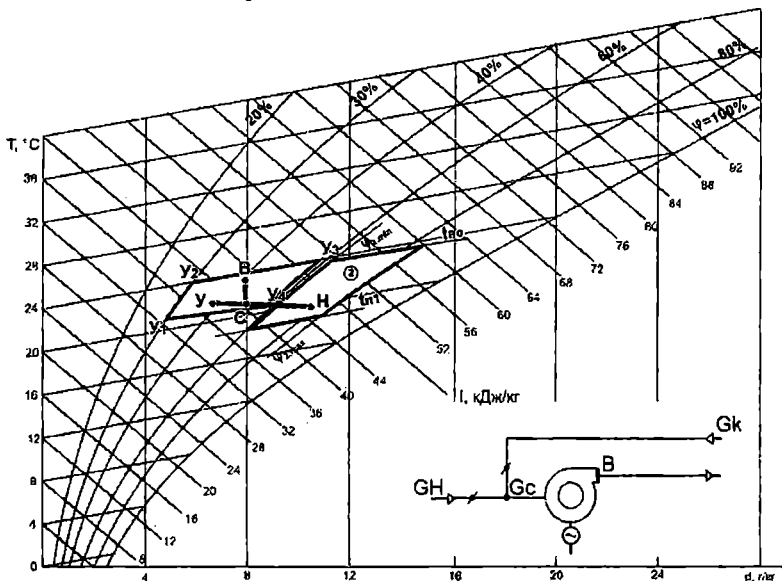


Рис. 3. Построение на $I-d$ диаграмме режима 2 работы центральной СККВ

В случае, когда соответствующие точки расположены на нижней границе области «2», для реализации режима требуется $G_{c.min}$. При приближении точек параметров наружного воздуха к нижней границе области «2» рекомендуется максимальный процент наружного воздуха в смеси с рециркуляционным, что позволяет снизить затраты электроэнергии на вентиляцию воздуха. Минимальный расход наружного воздуха в смеси рассчитывается, исходя из обеспечения санитарно-гигиенических требований по ассимиляции вредных паров и газов. Максимально возможный расход наружного воздуха устанавливается в соответствии с эксергетической технико-экономической моделью [6] в процессе «оптимизации» режима работы.

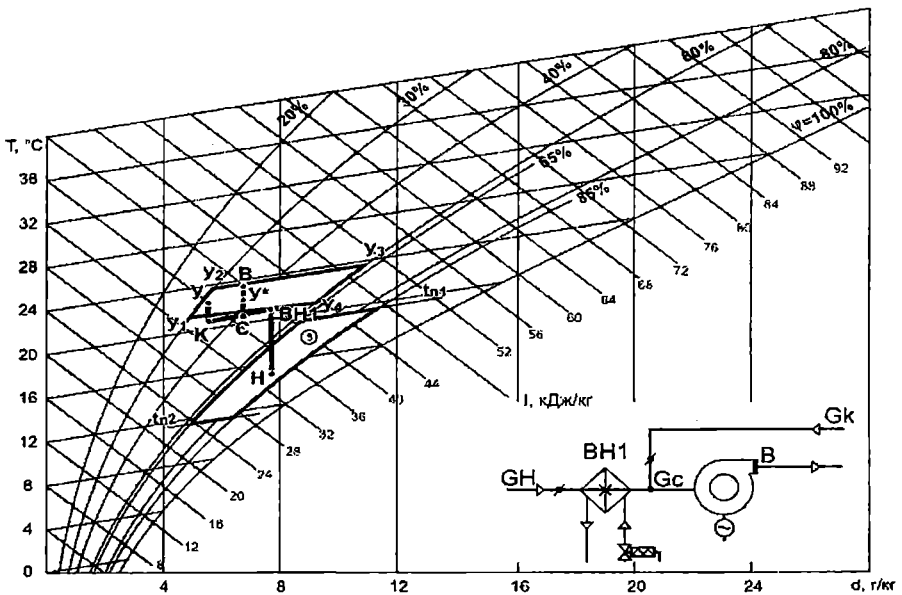


Рис. 4. Построение на $I-d$ диаграмме режима 3 работы центральной СККВ

Признак третьего режима определяется величиной отклонений параметров наружного воздуха в зоне «3» от заданных параметров воздуха в помещении с учетом теплопотерь и влагоизбытков в помещении. Верхняя и нижняя границы зоны «3» конкретизируются санитарными нормами. На рис. 4 приведена замкнутая область «3», нагрузки в которой соответствуют работе СККВ в третьем режиме, а также соответствующие построения на $I-d$ диаграмме процессов воздухообработки. Для реализации третьего режима воздухообработки в центральной СККВ необходимо совместное функционирование воздушонагревателя первой ступени (ВН1), смесителя (С) и электровентилятора (В) (табл. 1).

В четвертом режиме воздухообработки в центральном кондиционере необходимо подводить тепло в помещение смешанным воздухом,

проходящим через воздухонагреватель первой ступени и увлажненным в увлажнителе. Режим воздухообработки реализуется при совместной работе смесителя (С), электровентилятора (В), увлажнителя (Ув) и воздухонагревателя второй ступени (ВН2) (табл. 1). На рис. 5 приведены соответствующие построения на совмещенной I, t - E, d диаграмме процессов воздухообработки в четвертом режиме.

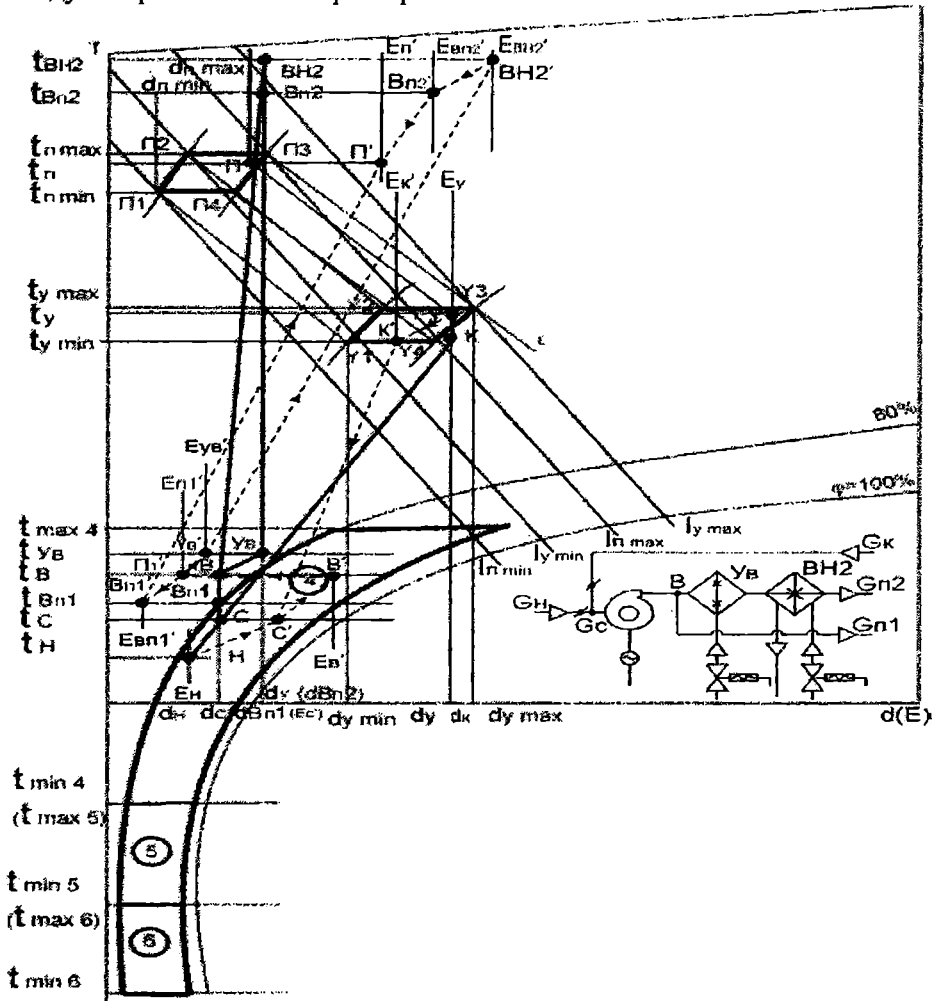


Рис. 5. Построение на совмещенной I, t - E, d диаграмме режима 4 работы центральной СКВ

Четвертому режиму на I, t - E, d диаграмме соответствует зона «4», границы которой определяются изотермами $t_{\text{max 4}}$, $t_{\text{min 4}}$, а также изолиниями постоянных значений относительной влажности.

На совмещенной I, t - E, d диаграмме (рис. 5) изменение эксергии кондиционируемого воздуха характеризуется уменьшением при охлажде-

нии воздуха из помещения в коридоре (процесс $У-К'$), увеличением при смешении воздуха из коридора и наружного в системе (процессы $К'-С$ и $Н-С'$) и прохождении через электровентилятор (процесс $С'-В$), изотермическим уменьшением при разделении потока воздуха (процесс $В-П1$), уменьшением при прохождении воздуха по воздухопроводу первого приточного канала (процесс $П1'-Вп1'$), увеличением при прохождении воздуха через увлажнитель (процесс $П1-Ув'$) и воздушонагреватель второй ступени (процесс $Ув'-ВН2'$), уменьшением при прохождении воздуха по воздухопроводу второго приточного канала (процесс $ВН2'-Вп2'$) и смешении воздуха из двух каналов приточного воздуха в каютном воздухоораспределителе (процессы $Вп1'-П'$ и $Вп2'-П'$). Из построений в совмещенной диаграмме видно, что процессы $У-К'$, $П1'-Вп1'$ и $ВН2'-Вп2'$ термодинамически невыгодны. Это объясняется несовершенством используемого оборудования, характеризуемого большими затратами эксергии на подогрев воздуха, а также принципиальным несовершенством реальных процессов в СККВ. Для повышения эффективности работы в четвертом режиме функционирования системы необходимо ликвидировать или уменьшить влияние перечисленных факторов.

Пятому режиму на $I, t-E, d$ диаграмме (рис. 6) соответствует зона «5», границы которой определяются изотермами $t_{\max,5}$, $t_{\min,5}$, а также изолиниями постоянных значений относительной влажности.

Признак режима определяется величиной отклонений параметров наружного воздуха в зоне «5» от заданных параметров воздуха в помещении с учетом теплопотерь и влагоизбытков в помещении. Границы зоны «5» конкретизируются санитарными нормами. В пятом режиме воздухообработки в центральном кондиционере необходимо подводить тепло в помещения смешанным воздухом. Для реализации пятого режима воздухообработки в центральной СККВ необходимо совместное функционирование воздушонагревателя первой степени ($ВН1$), смесителя ($С$), электровентилятора ($В$) и воздушонагревателя второй ступени ($ВН2$) (табл. 1). На совмещенной I, t, E, d диаграмме (рис. 6) изменение эксергии кондиционируемого воздуха характеризуется увеличением при прохождении его через воздушонагреватель первой ступени (процесс $Н-ВН1'$), уменьшением при охлаждении воздуха из помещения в коридоре (процесс $У-К'$), и смешении воздуха из коридора и подогретого в воздушонагревателе первой ступени (процессы $ВН1'-С$ и $К'-С'$), увеличением при прохождении через электровентилятор (процесс $С'-В$), изотермическим уменьшением при разделении потока воздуха (процесс $В-П1$), увеличением при прохождении воздуха через воздушонагреватель второй ступени (процесс $П1-ВН2'$), уменьшением при прохождении воздуха через воздухопроводы первого и второго каналов приточного воздуха (процессы $П1'-Вп1'$ и $ВН2'-Вп2'$), изменением при смешении воздуха из двух каналов приточного воздуха в каютном воздухоораспределителе (процессы $Вп1'-П'$ и $Вп2'-П'$), уменьшением при теплопотерях воздуха в помещении (процесс $П'-У$). Из построений в совмещенной диаграмме видно, что

процессы У-К', П1'-Вп1' и ВН2-Вп2' термодинамически невыгодны. Для повышения эффективности работы в пятом режиме работы системы необходимо ликвидировать или уменьшить влияние перечисленных процессов.

Таким образом, на I,t-E,d диаграмме (рис. 6) прослеживается термодинамическая рациональность заданной последовательности тепло-влажностной обработки воздуха в СККВ, работающей в пятом технологическом режиме функционирования системы. Это дает возможность «оптимизировать» процессы воздухообработки в СККВ в режиме 5 графически.

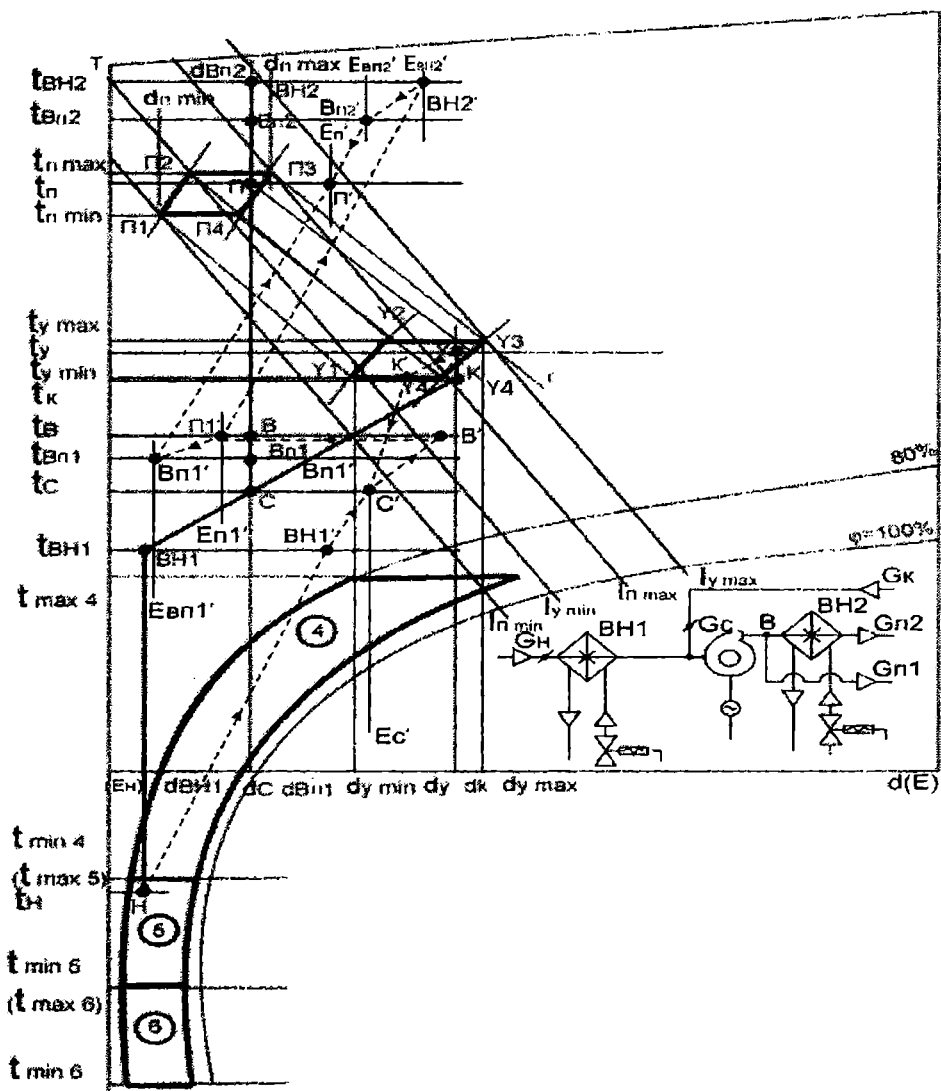


Рис. 6. Построение на совмещенной I,t-E,d диаграмме режима 5 работы центральной СККВ

ни (ВН1), смесителя (С), электровентилятора (В), увлажнителя (У_в) и воздухонагревателя второй ступени (ВН2).

При графическом анализе режимов работы СККВ использовались совмещенные I,t-E,d диаграммы. Это позволяет учитывать изменения эксергии кондиционируемого воздуха в системе, а также связи изменений параметров системы с изменениями соответствующих потоков эксергий в ее агрегатах. То есть используемый при анализе режимов работы СККВ графический метод позволяет не только провести эксергетический анализ в наглядной форме, но и проследить за результатами функционирования системы и ее агрегатов.

Для дальнейшей эксергетической технико-экономической «оптимизации» СККВ в установленных режимах ее работы была разработана программа, содержащая: климатические параметры; константы агрегатов; расчетные соотношения между агрегатами системы; модули (для расчетов эксергетических характеристик оборудования, учета при расчетах реальных его параметров, определения оптимальных режимов работы). Проведенные с использованием программы расчеты на ЭВМ эксергетических характеристик оборудования центральной СККВ позволяют «оптимизировать» ее работу в установленных режимах воздухообработки. Результаты расчетов могут служить основой для проведения технико-экономического сравнения и выбора агрегатов системы при проектировании, модернизации и эксплуатации рассматриваемого типа СККВ.

ЛИТЕРАТУРА

1. СНИП 47.029.90. Судовые системы вентиляции и кондиционирования воздуха. – Росстандарт, 1990. – 46 с.
2. Рымкевич А.А. Системный анализ оптимизации общеобменной вентиляции и кондиционирования воздуха. – СПб.: Стройиздат, 2003. – 320 с.
3. Креслин А.Я. Оптимизация энергопотребления системами кондиционирования воздуха. – Рига.: РПИ, 1982. – 68 с.
4. Дзелзитис Э. Математическая модель процесса и управления многофункциональной системой кондиционирования воздуха. В кн. Вентиляция и кондиционирования воздуха зданий // Межвузовский сб. научн. тр. – Рига: РПИ, 1981. – 123 с.
5. Гоголин А.А. Об оптимизации работы установок кондиционирования воздуха // Холодильная техника. – 1982. № 3. – С. 23-27.
6. Вычужанин В.В. Термодинамический анализ судовой системы кондиционирования воздуха // Вісник Одеського національного морського університету: Зб. наук. праць. – 2005. Вип. 18. – С. 142-155.

Надійшла 18.12.06

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СОПРОТИВЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ

На основе гипотезы о постоянстве коэффициента вариации долговечностей до разрушения получена зависимость, позволяющая рассчитывать эти величины на любом уровне напряжения и, таким образом, строить наклонный участок индивидуальной кривой усталости каждого испытанного объекта. Принята гипотеза о равенстве функций нормального распределения долговечностей до разрушения и предела выносливости, которая дала возможность находить соответствующие индивидуальные значения пределов выносливости. Проведена экспериментальная проверка этой гипотезы и полученных зависимостей на гладких и надрезанных образцах, изготовленных из стали 45.

Ключевые слова: *ускоренные испытания, кривая усталости, предел выносливости, коэффициент вариации, функции распределения.*

Контроль качества серийно изготавливаемых изделий машиностроения, работающих в условиях циклических нагрузок, осуществляется путём проведения выборочной оценки их предела выносливости. Для решения этой задачи в своё время был разработан государственный стандарт (ГОСТ 19533-74), основанный на методе Локати.

За последние годы накоплен значительный опыт в области проведения ускоренных испытаний, и его систематизация сейчас является актуальной задачей.

Одним из перспективных направлений, которое активно развивалось в последнее время, было направление, связанное с разработкой методов, позволяющих определять характеристики сопротивления усталости каждого испытанного объекта (детали, модели, образца), т.е. получать параметры уравнений, так называемых, индивидуальных кривых усталости. Эти кривые следует считать условными, поскольку испытать один и тот же объект до разрушения можно лишь один раз. Их построение возможно при условии использования дополнительной априорной информации. В качестве такой информации чаще всего использовали статистические зависимости между параметрами уравнений кривых усталости, выраженных различными математическими моделями. Основным недостатком такого подхода является ограничение области применения разработанных методик рамками корреляционных зависимостей.

В статье предлагается решение данной задачи на основе известной гипотезы о постоянстве коэффициента вариации долговечностей до разрушения и принятой гипотезы о равенстве функций нормального распределения долговечностей до разрушения и предела выносливости.

Будем полагать, что кривая усталости представляет собой двухзвенную линию, состоящую из наклонного (криволинейного) и горизонтального (прямолинейного) участков. Таким образом, решение этой задачи целесообразно разделить на два этапа.

Сначала рассмотрим вопрос построения наклонного участка индивидуальной кривой усталости. На рисунке представлена схема взаимного расположения средневероятной (а) и индивидуальной (б) кривых усталости. Пределы выносливости и точки пересечения, наклонных и горизонтальных участков этих кривых обозначены соответственно $\bar{\sigma}_R$, σ_{Ri} , \bar{N}_G и N_{Gi} . Напряжение, при котором условно проведено испытание объекта и соответствующая долговечность - σ_1 и N_1 . Согласно гипотезе о независимости коэффициента вариации долговечности до разрушения от уровня напряжения для любого i -го уровня напряжения, можно записать отношения

$$\frac{N_i - \bar{N}_i}{\bar{N}_i} = \frac{N_1 - \bar{N}_1}{\bar{N}_1} = const. \quad (1)$$

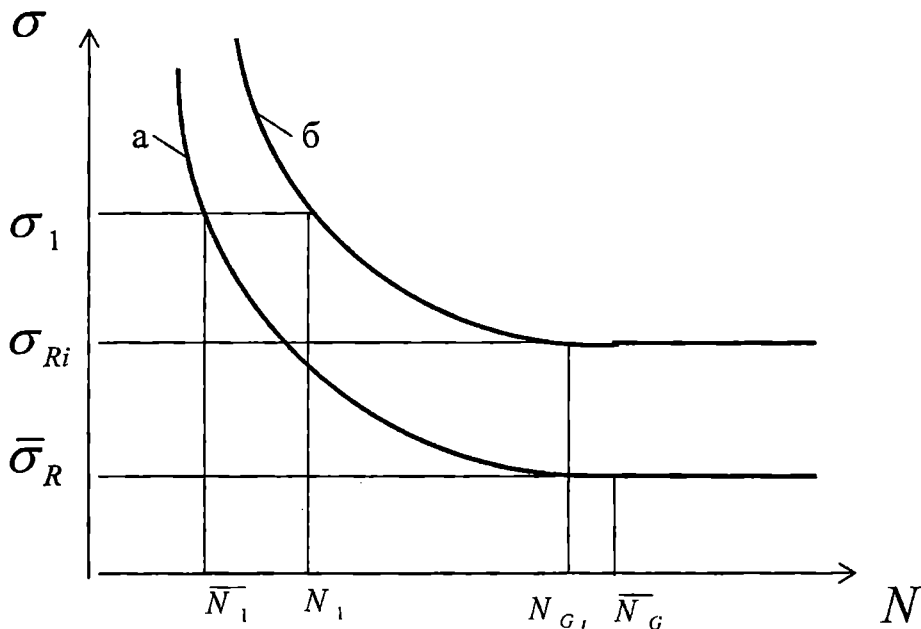


Рис. Схема взаимного расположения средневероятной (а) и индивидуальной (б) кривых усталости в координатах $N - \sigma$

Выразим из формулы 1 величину N_i ,

$$N_i = \bar{N}_i + \frac{\bar{N}_i \cdot (N_1 - \bar{N}_1)}{\bar{N}_1}. \quad (2)$$

Таким образом, зная долговечность до разрушения отдельного объекта и положение средневероятной кривой усталости, можно определить долговечность этого объекта на любом уровне напряжения, а значит, и построить наклонный участок индивидуальной кривой усталости. В зависимости от принятой модели кривой усталости этот участок представляют прямыми линиями в полулогарифмических или логарифмических координатах.

Для определения индивидуальных пределов выносливости примем гипотезу о равенстве их функции распределения и функции распределения долговечностей до разрушения на определенном уровне напряжения, превышающем предел выносливости. В соответствии с законом распределения Гаусса эти функции выражаются зависимостями [1]:

$$\Phi(z_N) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{z_N} e^{-\frac{z_N^2}{2}} dz_N; \quad (3)$$

$$\Phi(z_{\sigma_R}) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{z_{\sigma_R}} e^{-\frac{z_{\sigma_R}^2}{2}} dz_{\sigma_R}, \quad (4)$$

где $\Phi(z_N)$ и $\Phi(z_{\sigma_R})$ – нормированные функции нормального распределения (функции Лапласа); $z_N = \frac{N_i - \bar{N}}{S_N}$ и $z_{\sigma_R} = \frac{\sigma_{Ri} - \bar{\sigma}_R}{S_{\sigma_R}}$ –

нормированные значения случайных величин N и σ_R соответственно; S_{σ_R} и S_N – стандартные отклонения величин N и σ_R соответственно. Из формул 3 и 4 следует, что при $\Phi(z_N) = \Phi(z_{\sigma_R})$, $z_N = z_{\sigma_R}$. Таким образом, индивидуальное значение предела выносливости каждого испытанного объекта можно определить из выражения

$$\sigma_{Ri} = \bar{\sigma}_R + \frac{S_{\sigma_R} \cdot (N_i - \bar{N})}{S_N}. \quad (5)$$

С целью проверки полученных зависимостей обратимся к экспериментальным данным. Ниже в таблице 1 приведены результаты

испытаний на сопротивление усталости образцов при круговом изгибе, изготовленных из стали 45 (гладких и с надрезом). Там же представлены средневероятные значения пределов выносливости $\bar{\sigma}_R$, параметры и логарифмы точек пересечения наклонного и горизонтального участков кривых усталости, выраженных степенной (\bar{m} , \bar{C}^C , $\lg \bar{N}_G^C$) и показательной (\bar{K} , \bar{C}^n , $\lg \bar{N}_G^n$) моделями, а также стандартные отклонения пределов выносливости S_{σ_R} .

Таблица 1

№	N, цикл. при $\sigma = 300$ МПа	N, цикл. при $\sigma = 285$ МПа	N, цикл. при $\sigma = 270$ МПа	σ_R , МПа	Степенная модель			Показательная модель		
					m_i	C_i^C	$\lg N_{Gi}^C$	K_i , МПа	C_i^n	$\lg N_{Gi}^n$
Образцы гладкие										
1	72200	179786	486403	244,8	18,02	49,49	6,44	36,10	13,16	6,38
2	86200	214647	580719	247,4	17,99	49,48	6,42	36,56	13,14	6,37
3	98300	244778	662236	249,7	17,99	49,54	6,41	36,13	13,29	6,38
4	113300	282129	763289	252,5	18,02	49,68	6,39	36,13	13,35	6,36
5	199200	496029	1341987	268,7	18,02	49,93	6,15	36,13	13,60	6,16
6	83049	206800	559489	246,9	18,02	49,55	6,44	36,13	13,22	6,39
7	83049	206800	559489	246,9	18,02	49,55	6,44	36,13	13,22	6,39
8	120115	299100	809203	253,8	17,99	49,63	6,37	36,13	13,42	6,40
9	124051	308900	835716	254,5	17,99	49,64	6,36	36,13	13,39	6,35
10	158387	394400	1067033	260,8	17,99	49,75	6,28	36,13	13,50	6,28
11	49964	124415	336600	240,8	17,99	49,25	6,40	35,69	13,09	6,34
12	53793	133951	362400	241,5	17,99	49,28	6,41	36,13	13,03	6,35
13	81210	202221	547100	246,6	17,99	49,46	6,43	36,13	13,21	6,38
14	89448	222735	602600	248,1	17,99	49,50	6,38	36,13	13,25	6,38
15	104440	260067	703600	250,9	17,99	49,56	6,39	36,13	13,32	6,38
	$S_{N1} = 38247$ цикл.	$S_{N2} = 96624$ цикл.	$S_{N3} = 261413$ цикл.	$\bar{\sigma}_R = 250,3$ МПа	$\bar{m} = 18,00$	$\bar{C}^C = 49,55$	$\lg \bar{N}_G^C = 6,38$	$K = 36,13$ МПа	$\bar{C}^n = 13,28$	$\lg \bar{N}_G^n = 6,35$

В таблицах 2 и 3 представлены экспериментальные и расчётные значения долговечностей до разрушения гладких и надрезанных образцов при различных уровнях напряжений, индивидуальные значения пределов выносливости, параметры и точки пересечений наклонных и горизонтальных участков индивидуальных кривых усталости, выраженных степенным и показательным уравнениями. Там же приведены выборочные средние значения этих величин и стандартные отклонения S_N .

Проверку нулевой гипотезы о принадлежности расчётных и экспериментальных выборок единой генеральной совокупности проведём путём непараметрического дисперсионного анализа с помощью критерия Краскела и Уоллиса. Для этого общее число данных расчёта и испытаний, принадлежащих независимым выборкам в пределах одного уровня напряжений, расположим в единые вариационные ряды и каждому значению члена ряда присвоим соответствующий ранг (см. табл.4).

Таблица 2

№ обр.	σ , МПа	$\lg \sigma$	N , цикл	\bar{N}	$\lg N$	№ обр.	σ , МПа	$\lg \sigma$	N , цикл.	\bar{N}	$\lg N$
Образцы гладкие						Образцы с надрезом					
$\bar{\sigma}_R = 250 \text{ МПа}; \bar{m} = 18,02; \bar{C}^C = 49,61; \lg \bar{N}_G^C = 6,40;$						$\bar{\sigma}_R = 204 \text{ МПа}; \bar{m} = 14,12; \bar{C}^C = 39,20; \lg \bar{N}_G^C = 6,59;$					
$\bar{K} = 36,33 \text{ МПа}; \bar{C}^N = 13,23; \lg \bar{N}_G^N = 6,35;$						$\bar{K} = 38,8 \text{ МПа}; \bar{C}^N = 11,8; \lg \bar{N}_G^N = 6,54;$					
$S_{\sigma_R} = 7,18 \text{ МПа}$						$S_{\sigma_R} = 15,01 \text{ МПа}$					
1	300	2,477	72200	99823	4,859	1	270	2,431	77300	74865	4,888
2			86200		4,936	2			87300		4,941
3			98300		4,993	3			103000		5,013
4			113300		5,054	4			115900		5,064
5			199200		5,299	5			146900		5,167
6	285	2,455	206800	248570	5,316	250	2,398	197100	218897	5,295	
7			206800		5,316			7		232900	5,367
8			299100		5,476			8		262300	5,419
9			308900		5,490			9		304400	5,483
10			394400		5,596			10		370300	5,569
11	270	2,431	336600	672496	5,527	230	2,362	588700	705602	5,770	
12			362400		5,559			12		708800	5,851
13			547100		5,738			13		740700	5,870
14			602600		5,780			14		835100	5,922
15			703600		5,847			15		1100500	5,042
-	-	-	-	-	16	210	2,322	1240200	2590359	6,093	
-	-	-	-	-	17			2784800		6,094	
-	-	-	-	-	18			2784800		6,445	
-	-	-	-	-	19			2806300		6,448	
-	-	-	-	-	20			3931800		6,595	

Таблица 3

№	N , цикл. при $\sigma = 270$ МПа	N , цикл. при $\sigma = 250$ МПа	N , цикл. при $\sigma = 230$ МПа	N , цикл. при $\sigma = 210$ МПа	σ_R , МПа	Степенная модель			Показательная модель		
						m_i	C_i^C	$\lg N_G^C$	K_i , МПа	C_i^N	$\lg N_G^N$
Образцы с надрезом											
1	77300	226017	728552	2674611	205,2	14,12	39,23	6,58	38,90	11,80	6,52
2	87300	255256	822802	3020615	210,3	14,12	39,28	6,48	38,93	11,85	6,45
3	103000	301161	970774	3563841	218,2	14,12	39,35	6,33	38,93	11,92	6,32
4	115900	338879	1092357	4010186	224,7	14,12	39,40	6,20	38,93	11,97	6,20
5	146900	429519	1384531	5082799	240,3	14,12	39,51	5,89	38,90	12,08	5,90
6	67410	197100	635341	2332420	200,2	14,12	39,17	6,67	38,90	11,74	6,59
7	79654	232900	750740	2756066	206,4	14,12	39,24	6,56	38,93	11,81	6,51
8	89709	262300	845509	3103977	211,5	14,12	39,29	6,46	38,93	11,86	6,43
9	104108	304400	981216	3602175	218,7	14,12	39,35	6,31	38,90	11,93	6,31
10	126646	370300	1193641	4382015	230,1	14,12	39,44	6,09	38,93	12,01	6,10
11	62462	182632	588700	2161196	197,8	14,12	39,13	6,71	39,14	11,67	6,62
12	75204	219891	708800	2602099	204,2	14,12	39,21	6,59	38,90	11,79	6,54
13	78589	229787	740700	2719208	205,9	14,12	39,23	6,56	39,14	11,77	6,51
14	88605	259073	835100	3065763	210,9	14,12	39,28	6,46	38,90	11,86	6,44
15	116764	341408	1100500	4040082	225,1	14,12	39,40	6,18	38,90	11,98	6,19
16	35844	104802	337825	1240200	184,4	14,12	38,89	6,90	38,93	11,46	6,72
17	80485	235328	758567	2784800	206,8	14,10	39,20	6,50	39,14	11,78	6,50
18	80485	235328	758567	2784800	206,8	14,10	39,20	6,50	39,14	11,78	6,50
19	81106	237145	764423	2806300	207,1	14,12	39,25	6,55	38,99	11,81	6,50
20	113635	332255	1071004	3931800	223,5	14,12	39,39	6,22	39,14	11,93	6,22
	$S_{N1} = 29824$ цикл.	$S_{N2} = 87203$ цикл.	$S_{N3} = 281396$ цикл.	$S_{N4} = 1031935$ цикл.	$\bar{\sigma}_R = 211,9$ МПа	$\bar{m} = 14,12$	$\bar{C}^C = 39,27$	$\lg \bar{N}_G^C = 6,44$	$\bar{K} = 38,98$ МПа	$\bar{C}^N = 11,84$	$\lg \bar{N}_G^N = 6,40$

Таблица 4

№ пп	N, цикл.	Ранг и № уровня напряж.	N, цикл.	Ранг и № уровня напряж.	N, цикл.	Ранг и № уровня напряж.	N, цикл.	Ранг и № уровня напряж.
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Образцы гладкие								
1	49964	1(3)	124415	1(3)	336600	1(3)	-	-
2	53793	2(3)	133951	2(3)	362400	2(3)	-	-
3	72200	3(1)	179786	3(1)	486403	3(1)	-	-
4	81210	4(3)	202221	4(3)	547100	4(3)	-	-
5	83049	5,5(2)	206800	5,5(2)	559489	5,5(2)	-	-
6	83049	5,5(2)	206800	5,5(2)	559489	5,5(2)	-	-
7	86200	7(1)	214647	7(1)	580719	7(1)	-	-
8	89448	8(3)	222735	8(3)	602600	8(3)	-	-
9	98300	9(1)	244778	9(1)	662236	9(1)	-	-
10	104440	10(3)	260067	10(3)	703600	10(3)	-	-
11	113300	11(1)	282129	11(1)	763289	11(1)	-	-
12	120115	12(2)	299100	12(2)	809203	12(2)	-	-
13	124051	13(2)	308900	13(2)	835716	13(2)	-	-
14	158387	14(2)	394400	14(2)	1067033	14(2)	-	-
15	199200	15(1)	496029	15(1)	1341987	15(1)	-	-
Образцы с надрезом								
1	35844	1(4)	104802	1(4)	337825	1(4)	1240200	1(4)
2	62462	2(3)	182632	2(3)	588700	2(3)	2161196	2(3)
3	67410	3(2)	197100	3(2)	635341	3(2)	2332420	3(2)
4	75204	4(3)	219891	4(3)	708800	4(3)	2602099	4(3)
5	77300	5(1)	226017	5(1)	728552	5(1)	2674611	5(1)
6	78589	6(3)	229787	6(3)	740700	6(3)	2719208	6(3)
7	79654	7(2)	232900	7(2)	750740	7(2)	2756066	7(2)
8	80485	8,5(4)	235328	8,5(4)	758567	8,5(4)	2784800	8,5(4)
9	80485	8,5(4)	235328	8,5(4)	758567	8,5(4)	2784800	8,5(4)
10	81106	10(4)	237145	10(4)	764423	10(4)	2806300	10(4)
11	87300	11(1)	255256	11(1)	822802	11(1)	3020615	11(1)
12	88605	12(3)	259073	12(3)	835100	12(3)	3065763	12(3)
13	89709	13(2)	262300	13(2)	845509	13(2)	3103977	13(2)
14	103000	14(1)	301161	14(1)	970774	14(1)	3563841	14(1)
15	104108	15(2)	304400	15(2)	981216	15(2)	3602175	15(2)
16	113635	16(4)	332255	16(4)	1071004	16(4)	3931800	16(4)
17	115900	17(1)	338879	17(1)	1092357	17(1)	4010186	17(1)
18	116764	18(3)	341408	18(3)	1100500	18(3)	4040082	18(3)
19	126646	19(2)	370300	19(2)	1193641	19(2)	4382015	19(2)
20	146900	20(1)	429519	20(1)	1384531	20(1)	5082799	20(1)

На основании табл. 4 составляем ранговые суммы. Они как для гладких, так и для надрезанных образцов в данном случае не будут зависеть от уровня напряжений. Для гладких образцов они составят: $R_1 = 45$; $R_2 = 50$; $R_3 = 25$, а для надрезанных – $R_1 = 67$; $R_2 = 57$; $R_3 = 42$; $R_4 = 44$. Находим статистики критерия Краскела и Уоллиса H_1 и H_2 [2].

$$H_1 = \frac{12}{n(n+1)} \left(\sum_{i=1}^m \frac{R_i^2}{n_i} \right) - 3(n+1) = \frac{12}{15 \cdot 16} \left(\frac{45^2}{5} + \frac{50^2}{5} + \frac{25^2}{5} \right) - 3(15+1) = 3,5. \quad (6)$$

$$H_2 = \frac{12}{n(n+1)} \left(\sum_{i=1}^m \frac{R_i^2}{n_i} \right) - 3(n+1) = \frac{12}{20 \cdot 21} \left(\frac{67^2}{5} + \frac{57^2}{5} + \frac{42^2}{5} + \frac{44^2}{5} \right) - 3(20+1) = 2,4. \quad (7)$$

Величины H_1 и H_2 , не превышают критических значений χ_α^2 для всех табличных уровней значимости α [2]. Таким образом, нулевая гипотеза о принадлежности всех выборок единой генеральной совокупности безоговорочно принимается.

Для оценки однородности распределения пределов выносливости, полученных на основе метода «вверх-вниз» и предложенным методом, воспользуемся двусторонним критерием Фишера (F -критерий). Дисперсии пределов выносливости для этих двух случаев определим по формулам [2]

$$S_{\sigma_R}^2 = 2,62d^2 \left[\frac{N_s \sum_{i=0}^{k_s} i^2 n_i - \left(\sum_{i=0}^{k_s} i n_i \right)^2}{N_s^2} - 0,029 \right]^2, \quad (8)$$

$$S_{\sigma_R}^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{j=1}^n (\sigma_{Rj} - \bar{\sigma}_R)^2, \quad (9)$$

где d - разность между ближайшими уровнями напряжений;

N_s - наименьшее количество из общего числа разрушений и из общего числа неразрушений;

i - порядковый номер уровня напряжений;

n_i - количество образцов разрушившихся (не разрушившихся) на каждом из уровней напряжений;

k_s - количество уровней напряжений;

n - количество испытанных образцов.

Для гладких и надрезанных образцов значения $S_{\sigma_R}^2$, рассчитанные по формуле 8, оказались равными 51,56 МПа² и 225,44 МПа² соответственно, а рассчитанные по формуле 9 – 52,3 МПа² и 159,9 МПа². Критерий Фишера $F = (S_{\sigma_R}^2)_{\max} / (S_{\sigma_R}^2)_{\min}$ для гладких образцов оказался равным 1,02, а для надрезанных – 1,41. Критические значения F – критерия для гладких образцов пяти – и однопроцентных верхних пределов составляют 2,48 и 3,70. Для надрезанных – соответственно 2,12 и 2,94. Таким образом, гипотеза о равенстве дисперсий двух генеральных совокупностей не отклоняется.

Анализируя полученные результаты, следует отметить, что рассчитанные на основе гипотезы о постоянстве коэффициента вариации долговечностей до разрушения значения этих величин достаточно точны и дают возможность строить наклонный участок кривой усталости с высокой степенью достоверности.

Сформулированная в статье гипотеза о равенстве функций распределения долговечностей до разрушения и пределов выносливости, позволила рассчитать индивидуальные значения пределов выносливости каждого испытанного образца с достаточной для практических целей точностью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Смирнов Н.В., Дунин-Барковский И.В. *Курс теории вероятностей и математической статистики*. – М.: Наука, 1969. – 512 с.
2. Степнов М.Н. *Статистические методы обработки результатов механических испытаний: Справочник*. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.

Надійшла 24.12.06

УДК 536.71

А.А. Вассерман
В.П. Мальчевский

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА СМЕСИ ХЛАДАГЕНТОВ R41/R744

Составлено единое уравнение состояния смеси хладагентов R41/R744 в форме, представляющей свободную энергию Гельмгольца смеси в виде линейной комбинации свободных энергий компонентов с добавлением функции взаимодействия. Коэффициенты уравнения определены по экспериментальным и расчетным данным о плотности смеси с учетом условия равновесия фаз. Уравнение описывает термодинамические свойства пара и жидкости в интервале температур от 192 до 400 К при давлениях до 35,5 МПа и свойства насыщенных пара и жидкости. По уравнению рассчитаны таблицы значений плотности, энтальпии и энтропии для четырех составов смеси, охватывающие интервал температур 225-400 К и давлений 0,1-35 МПа.

Ключевые слова: смесь R41/R744, единое уравнение состояния, термодинамические свойства.

Фторметан (R41) применяется в холодильной промышленности в качестве компонента бинарных и тройных смесей, являющихся альтернативой дифторхлорметану (R22). Бинарные смеси фторметана и диоксида углерода (R744) отвечают базовым требованиям для рабочих веществ, используемых в холодильной технике.

На основе имеющихся экспериментальных данных для смесей R41/R744 нами составлено единое уравнение состояния, позволяющее рассчитывать свойства пара и жидкости в интервале температур от 192 до 400К при давлениях до 35,5 МПа, включая свойства на кривой насыщения. Для составления уравнения состояния смеси использована методика [1], в соответствии с которой уравнение имеет вид

$$A = A^{id} + A^E, \quad (1)$$

где A и A^{id} – свободные энергии Гельмгольца реальной и идеальной смеси, A^E – добавка к энергии Гельмгольца от смешения. Величины A^{id} и A^E для бинарной смеси могут быть рассчитаны по выражениям

$$A^{id} = \sum_{k=1}^2 x_k \left[A_k^0(\omega, \tau) + A_k^r(\omega, \tau) + RT \ln x_k \right], \quad (2)$$

$$\frac{A^E}{RT} = \alpha^E(\omega, \tau, x) = x_1 x_2 \left[\sum_{i=1}^m \sum_{j=0}^r a_{ij} \omega^i \tau^{-j} + \exp(-\omega^2) \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^s b_{ij} \omega^i \tau^{-j} \right], \quad (3)$$

где в выражении (2) A_k^0 и A_k^r – идеально-газовая и реально-газовая части свободной энергии Гельмгольца компонента k , x_k – мольные доли компонентов смеси. В выражении (3) a_{ij} и b_{ij} – коэффициенты функции взаимодействия, которые определяются на основании экспериментальных данных о термодинамических свойствах смеси, $\omega = V_c/V$ и $\tau = T/T_c$ – приведенные плотность и температура смеси. Величины V_c и T_c – это критические значения удельного объема и температуры смеси, рассчитываемые на базе так называемой линейной модели с помощью выражений:

$$V_c = x_1 V_{c1} + x_2 V_{c2}, \quad (4)$$

$$T_c = x_1 T_{c1} + x_2 T_{c2}. \quad (5)$$

Смесь R41/R744 мало исследована экспериментально. В табл. 1 указаны литературные источники, количество опытных данных и их диапазон по температуре, давлению и составу. Имеется 209 значений плотности жидкости [2] и 216 значений плотности пара [3,4], а также по 23 значения температуры и давления сосуществующих фаз [2] и по 5 значений температуры и давления насыщенного пара [4]. Значения плотности насыщенных пара и жидкости, соответствующие значениям температуры и давления сосуществующих фаз были рассчитаны нами по вспомогательному уравнению состояния смеси, составленному на основе экспериментальных p, ρ, T, x -данных для пара и жидкости [2-4].

Значения весов для данных о коэффициенте сжимаемости смеси $Z = p/\rho RT$ были рассчитаны по методике, описанной в работе [5]. Заданные при расчете весов значения погрешности по плотности и мольной концентрации $\delta\rho$ и δx указаны в табл. 1. В качестве уравнений состояния компонентов смеси были использованы: уравнение [6] для R41 и уравнение [7] для R744.

При составлении уравнения состояния учитывалось условие равенства площадей под реальной и расчётной изотермами смеси постоянного состава в интервале от v' до v'' . Это необходимо для правильного описания теплоты фазового перехода с помощью уравнения состояния. Учет условия проводился по данным для 44 пар значений p' и p'' на 7 изотермах в интервале температур 218–293К в соответствии с методикой [8]. Она применима для смесей веществ, имеющих близкие значения критической температуры и нормальной температуры кипения и, в частности, для смеси R41/R744. После составления уравнения экспериментальные значения давлений насыщенных пара и жидкости были сопоставлены с рассчитанными из строгого условия фазового равновесия. Это условие предусматривает равенство парциальных летучестей компонентов смеси в жидкой и паровой фазах.

Таблица 1

Перечень p, ρ, T, x -данных, использованных при составлении уравнения состояния смеси R41/R744, и средние квадратические отклонения $\delta\rho_m$ исходных значений ρ от расчётных

Год	Автор и источник	Число точек	Диапазон параметров			$\delta\rho, (\%)$	$\delta x, (\%)$	$\delta\rho_m, (\%)$
			T (К)	p (МПа)	x			
1997	Холькомб и соавт. [2]	191	192-400	3,35-35,5	0,50	0,05	0,2	0,06
		18	318-332	3,64-9,92	0,50	0,05	0,2	0,12*
2003	Даморе и соавт. [3]	199	303-343	0,12-5,65	0,21-0,82	0,15	0,2	0,17
2005	Никола и соавт. [4]	17	273-334	2,24-5,91	0,24-0,62	0,15	0,2	0,39
Для значений плотности, полученных путём расчёта								
2005	Никола и соавт., ρ'' [4]	5	260-293	2,07-4,32	0,24-0,79	0,1	0,2	0,09
2006	Данные о ρ'' , [2]	23	218-290	0,43-4,78	0,01-0,58	0,1	0,2	0,11
2006	Данные о ρ' , [2]	23	218-290	0,43-4,78	0,01-0,67	0,05	0,2	0,02

* для 18 точек в критической области указаны значения $\delta\rho_m$

Значения коэффициентов a_{ij} и b_{ij} функции взаимодействия (3) для смесей R41/R744 были определены на базе пошагового регрессионного анализа с использованием метода составления уравнения состояния, предложенного Реук и Армстронгом [9]; они представлены в табл. 2.

Значения плотности смеси, рассчитанные по уравнению состояния, сопоставлены со всеми данными, использованными при его составлении; соответствующие значения средних квадратических отклонений $\delta\rho_m$ приведены в табл. 1. С целью более объективной оценки точности описания часть опытных данных о плотности жидкости в критической области (18 точек) выделена в отдельную группу. Для этой группы приводится отклонение по давлению $\delta\rho_m$, так как в критической области малым изменениям давления соответствуют большие изменения плотности.

Как следует из табл. 1, полученное уравнение состояния описывает экспериментальные данные [3, 4] о плотности пара со средним квадратическим отклонением 0,20 %, а опорные данные о плотности насыщенных пара и жидкости, полученные нами, с отклонениями 0,11 и 0,02% соответственно.

Таблица 2

Коэффициенты a_{ij} и b_{ij} функции взаимодействия (3) смеси R23/R744

i	j	a_{ij}	i	j	a_{ij}			b_{ij}
1	0	$-2,58961800 \cdot 10^{-1}$	6	5	$-6,30656936 \cdot 10^{-4}$	1	4	$6,55460058 \cdot 10^1$
1	1	$6,50545850 \cdot 10^{-1}$	7	6	$6,34533112 \cdot 10^{-5}$	1	5	$-1,84366622 \cdot 10^1$
2	3	$-4,06254350 \cdot 10^{-1}$			b_{ij}	2	2	$-3,42740592 \cdot 10^{-1}$
2	4	$2,03002426 \cdot 10^{-1}$	1	1	$-1,11960271 \cdot 10^1$	2	3	$3,69351508 \cdot 10^{-1}$
5	2	$5,75584718 \cdot 10^{-3}$	1	2	$5,14520561 \cdot 10^1$	4	5	$-1,45253784 \cdot 10^{-1}$
6	0	$-6,26640203 \cdot 10^{-4}$	1	3	$-8,76714663 \cdot 10^1$			

Значения средних квадратических отклонений опытных значений давления и опорных значений плотности насыщенных пара и жидкости от рассчитанных по уравнению состояния при соблюдении указанного выше строгого условия фазового равновесия представлены в табл. 3. Как видно из неё, отклонения расчётных значений p'' и p' от заданных для 44 точек, участвующих в составлении уравнения (и включающих 5 точек из работы [4]), равны соответственно 1,52 % и 0,84 %. Экспериментальные значения p'' и p' [1] согласуются с рассчитанными нами со средними квадратическими отклонениями 0,81 % и 0,73 %, а опорные значения ρ'' и ρ' – со средними квадратическими отклонениями 1,07 % и 0,03 %.

Таблица 3

Средние квадратические отклонения опытных значений давления и опорных значений плотности насыщенных пара и жидкости от рассчитанных по уравнению состояния

Год	Автор	Число точек	Диапазон параметров			δp_m , (%)	$\delta \rho_m$, (%)
			T (К)	p (МПа)	x		
2006	Данные о p'' и ρ''	44	218-293	0,34-4,66	0,15-0,85	1,52	1,93
	Данные о p' и ρ'	44	218-293	0,37-4,78	0,15-0,85	0,84	0,03
1997	Холькомб и соавт., ρ'' [1]	23	218-290	0,43-4,78	0,01-0,58	0,81	1,07
1997	Холькомб и соавт., ρ' [1]	23	218-290	0,43-4,78	0,01-0,67	0,73	0,03

Распределение отклонений исходных значений плотности от рассчитанных по уравнению состояния близко к нормальному. Величины отклонений для 393 точек из 559, участвующих в составлении уравнения, лежат в пределах $\pm 0,1$ %. Для 262 точек из этих 393 отклонения по плотности не превышают $\pm 0,05$ %.

По составленному уравнению состояния рассчитаны термодинамические свойства смеси для четырех значений мольной концентрации x фторметана R41 для области температур 225-400 К и давлений 0,1-35 МПа. В таблицах 4-8 приведены значения плотности ρ (кг/м³), энтальпии h (кДж/кг) и энтропии s (кДж/кг·К) для кривой насыщения и однофазной области. Значения свойств получены путем дифференцирования свободной энергии Гельмгольца с помощью следующих выражений:

$$\rho = \frac{p}{RT} \cdot \frac{1}{1 + \omega \left(\frac{\partial A^r}{\partial \omega} \right)_{\tau, x}} \quad (6)$$

$$\frac{h}{RT} = \frac{h^0}{RT} + \omega \cdot \left(\frac{\partial A^r}{\partial \omega} \right)_{\tau, x} + \tau \cdot \left(\frac{\partial A^r}{\partial \tau} \right)_{\omega, x} \quad (7)$$

$$\frac{s}{R} = \frac{s^0}{R} + \tau \cdot \left(\frac{\partial A^r}{\partial \tau} \right)_{\omega, x} - A^r \quad (8)$$

$$\frac{h^0}{RT} = 1 + \sum_{k=1}^2 x_k \tau_{0k} \frac{\partial A_k^0}{\partial \tau_{0k}} \quad (9)$$

$$\frac{s^0}{R} = \sum_{k=1}^2 x_k \tau_{0k} \frac{\partial A_k^0}{\partial \tau_{0k}} - A^0 \quad (10)$$

$$A^r = \sum_{k=1}^2 x_k A_k^r(\omega, \tau) + A^E(\omega, \tau, x) \quad (11)$$

$$A^0 = \sum_{k=1}^2 x_k \left[A_k^0(\rho, T) + \ln x_k \right]. \quad (12)$$

В выражениях (6)-(12) A_k^0 и A_k^r – идеально-газовая и реально-газовая части свободной энергии Гельмгольца компонента k , A^E – добавка к энергии Гельмгольца от смешения, рассчитываемая по выражению (3), $\tau_{0k} = T_{ck}/T$ – приведенная температура компонента k ; T_{ck} – критическая температура компонента k .

Таблица 4

Термодинамические свойства смеси R41/R744 в состоянии насыщения

<i>T</i>	<i>p'</i>	<i>p''</i>	<i>ρ'</i>	<i>ρ''</i>	<i>h'</i>	<i>h''</i>	<i>s'</i>	<i>s''</i>
1	2	3	4	5	6	7	8	9
<i>x_{R41}</i> = 0,2								
200	0,2137	0,2040	1161	5,470	61,77	439,9	0,432	2,327
210	0,3480	0,3304	1130	8,598	75,71	444,6	0,499	2,261
220	0,5403	0,5125	1097	13,03	91,71	448,6	0,573	2,200
230	0,8049	0,7648	1063	19,16	109,3	452,0	0,650	2,145
240	1,1570	1,1040	1026	27,45	128,1	454,4	0,728	2,092
250	1,6130	1,5460	987,2	38,56	148,2	455,7	0,808	2,042
260	2,1910	2,1100	944,5	53,42	169,5	455,3	0,890	1,992
270	2,9090	2,8170	896,8	73,47	192,4	452,7	0,973	1,940
280	3,7870	3,6900	841,6	101,20	217,3	447,1	1,060	1,883
290	4,8510	4,7550	773,5	141,90	245,5	436,6	1,154	1,815
300	6,1280	6,0490	675,0	210,90	280,9	416,2	1,268	1,720
<i>x_{R41}</i> = 0,4								
200	0,1932	0,1811	1088	4,658	70,50	457,6	0,472	2,414
210	0,3124	0,2919	1059	7,281	80,89	462,4	0,522	2,345
220	0,4838	0,4519	1029	11,01	94,63	466,8	0,585	2,283
230	0,7206	0,6743	997,3	16,15	110,8	470,4	0,655	2,225
240	1,0370	0,9740	964,1	23,13	128,8	473,2	0,731	2,172
250	1,4490	1,3670	928,6	32,49	148,4	474,8	0,809	2,120
260	1,9730	1,8710	890,1	45,01	169,5	474,9	0,889	2,069
270	2,6270	2,5060	847,2	61,86	192,4	472,8	0,973	2,016
280	3,4280	3,2920	798,0	85,00	217,4	467,8	1,060	1,958
290	4,4020	4,2600	738,3	118,4	245,5	458,4	1,154	1,891
300	5,5700	5,4390	656,9	171,9	279,5	440,8	1,264	1,803
<i>x_{R41}</i> = 0,6								
200	0,1735	0,1626	1014	3,978	71,71	476,1	0,477	2,506
210	0,2790	0,2623	988,3	6,225	81,19	481,2	0,523	2,434
220	0,4312	0,4061	960,8	9,412	94,45	485,7	0,584	2,368
230	0,6422	0,6061	932,0	13,81	110,4	489,6	0,654	2,308
240	0,9254	0,8754	901,7	19,77	128,3	492,5	0,729	2,251
250	1,2950	1,2290	869,4	27,75	148,0	494,3	0,807	2,197
260	1,7670	1,6820	834,5	38,39	169,3	494,5	0,889	2,143
270	2,3570	2,2530	796,0	52,66	192,3	492,6	0,973	2,089
280	3,0840	2,9620	752,0	72,13	217,5	488,0	1,061	2,030
290	3,9670	3,8320	699,7	99,76	245,5	479,2	1,155	1,963
300	5,0280	4,8950	631,2	142,5	278,6	463,2	1,261	1,879

Продолжение таблицы 4

$x_{R41} = 0,8$								
200	0,1541	0,1469	941,82	3,390	61,71	495,63	0,4319	2,6062
210	0,2480	0,2384	917,91	5,338	74,16	501,00	0,4921	2,5286
220	0,3835	0,3700	892,84	8,096	89,53	505,71	0,5629	2,4580
230	0,5715	0,5525	866,60	11,90	107,0	509,6	0,640	2,393
240	0,8242	0,7978	838,97	17,04	126,1	512,5	0,720	2,333
250	1,1544	1,1187	809,58	23,90	146,7	514,2	0,802	2,275
260	1,5763	1,5295	777,88	33,02	168,7	514,3	0,886	2,218
270	2,105	2,0456	743,05	45,19	192,2	512,4	0,972	2,160
280	2,7567	2,6845	703,80	61,67	217,7	507,7	1,061	2,100
290	3,5497	3,4666	657,76	84,77	245,7	499,1	1,156	2,031
300	4,5049	4,4174	599,66	119,6	278,0	484,1	1,260	1,949

Таблица 5

Термодинамические свойства смеси R41/R744 (0,2/0,8) в однофазной области

T, К	$p = 0,1 \text{ МПа}$			$p = 0,2 \text{ МПа}$			$p = 0,5 \text{ МПа}$		
	ρ	h	s	ρ	h	s	ρ	h	s
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
200	2,597	446,0	2,493	5,356	440,1	2,332	1162	61,90	0,431
225	2,281	468,3	2,598	4,639	465,3	2,451	12,26	455,3	2,235
250	2,042	489,7	2,688	4,128	487,8	2,546	10,68	481,8	2,346
275	1,851	511,3	2,771	3,730	509,9	2,630	9,544	505,6	2,437
300	1,694	533,4	2,848	3,406	532,3	2,708	8,660	529,0	2,519
325	1,561	556,2	2,920	3,136	555,3	2,781	7,939	552,5	2,594
350	1,448	579,6	2,990	2,906	578,8	2,851	7,336	576,4	2,665
375	1,351	603,6	3,056	2,709	602,9	2,918	6,823	600,9	2,732
400	1,266	628,3	3,120	2,537	627,7	2,982	6,379	626,0	2,797
T, К	$p = 1,0 \text{ МПа}$			$p = 2,0 \text{ МПа}$			$p = 5,0 \text{ МПа}$		
	ρ	h	s	ρ	h	s	ρ	h	s
200	1163	62,10	0,430	1164	62,50	0,428	1169	63,70	0,421
225	1081	100,4	0,610	1083	100,7	0,607	1090	101,5	0,598
250	22,79	470,5	2,175	988,8	148,1	0,807	1000	148,0	0,794
275	19,91	498,0	2,280	44,09	480,3	2,094	884,4	202,9	1,003
300	17,84	523,1	2,367	38,14	510,4	2,199	131,1	456,5	1,876
325	16,23	547,8	2,446	34,03	537,8	2,287	101,8	502,0	2,022
350	14,92	572,5	2,520	30,89	564,2	2,365	87,11	536,8	2,125
375	13,82	597,5	2,589	28,38	590,6	2,438	77,34	568,3	2,212
400	12,89	623,0	2,655	26,30	617,1	2,506	70,11	598,5	2,290

Продолжение таблицы 5

T, К	p = 10 МПа			p = 15 МПа			p = 20 МПа		
	ρ	h	s	ρ	h	s	ρ	h	s
200	1176	65,90	0,410	1183	68,10	0,400	1189	70,3	0,390
225	1101	103,0	0,585	1110	104,7	0,572	1119	106,5	0,560
250	1017	148,4	0,776	1031	149,1	0,759	1044	150,2	0,744
275	916,7	200,0	0,972	940,9	198,6	0,948	960,7	198,2	0,927
300	776,3	262,0	1,188	829,6	254,2	1,141	864,4	250,5	1,109
325	412,7	382,7	1,571	673,3	321,5	1,356	747,3	308,5	1,295
350	230,3	477,3	1,854	459,3	407,3	1,610	605,4	373,8	1,488
375	183,1	525,7	1,988	325,9	478,6	1,808	468,7	440,8	1,673
400	157,3	565,0	2,089	263,2	529,9	1,940	375,6	498,5	1,822
T, К	p = 25 МПа			p = 30 МПа			p = 35 МПа		
	ρ	h	s	ρ	h	s	ρ	h	s
200	1195	72,60	0,381	1201	75,00	0,372	1207	77,40	0,363
225	1127	108,4	0,549	1135	110,4	0,538	1142	112,5	0,528
250	1055	151,5	0,730	1066	153,0	0,717	1075	154,6	0,705
275	977,5	198,4	0,909	992,2	199,0	0,893	1005	199,9	0,878
300	890,9	248,5	1,083	912,6	247,6	1,062	931,1	247,4	1,043
325	792,3	302,2	1,255	825,3	298,7	1,225	851,7	296,7	1,201
350	681,3	359,6	1,425	731,0	352,0	1,383	768,0	347,4	1,351
375	568,3	418,9	1,589	635,0	406,4	1,534	683,5	398,8	1,493
400	472,8	475,2	1,734	547,3	459,8	1,671	603,9	449,6	1,624

Таблица 6

*Термодинамические свойства смеси R41/R744 (0,4/0,6) в
однофазной области*

T, К	p = 0,1 МПа			p = 0,2 МПа			p = 0,5 МПа		
	ρ	h	s	ρ	h	s	ρ	h	s
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
200	2,491	464,7	2,566	1088	70,50	0,4716	1088	70,63	0,471
225	2,179	489,5	2,684	4,445	485,4	2,525	11,90	471,5	2,285
250	1,948	512,6	2,781	3,944	510,1	2,630	10,25	502,4	2,416
275	1,765	535,5	2,868	3,559	533,8	2,720	9,134	528,5	2,515
300	1,614	558,8	2,949	3,248	557,5	2,802	8,274	553,5	2,602
325	1,488	582,8	3,026	2,989	581,7	2,880	7,579	578,5	2,682
350	1,380	607,5	3,099	2,770	606,6	2,953	6,999	603,8	2,757
375	1,287	632,9	3,170	2,581	632,2	3,024	6,507	629,8	2,829
400	1,206	659,2	3,237	2,417	658,5	3,092	6,083	656,5	2,898

Продолжение таблицы 6

T, K	p = 1,0 МПа			p = 2,0 МПа			p = 5,0 МПа		
	ρ	h	s	ρ	h	s	ρ	h	s
200	1089	70,86	0,470	1090	71,31	0,467	1095	72,67	0,460
225	1014	102,6	0,618	1016	102,9	0,615	1023	103,8	0,606
250	22,15	487,7	2,226	930,7	148,3	0,806	941,4	148,4	0,794
275	19,17	519,1	2,346	43,17	497,0	2,140	838,6	202,8	1,001
300	17,11	546,5	2,441	36,90	531,2	2,260	137,2	461,7	1,882
325	15,53	572,9	2,526	32,74	561,1	2,355	100,6	518,1	2,064
350	14,26	599,2	2,604	29,64	589,6	2,440	84,84	557,4	2,180
375	13,20	625,9	2,678	27,18	617,9	2,518	74,80	592,0	2,276
400	12,30	653,1	2,748	25,16	646,3	2,591	67,54	624,9	2,361
T, K	p = 10 МПа			p = 15 МПа			p = 20 МПа		
	ρ	h	s	ρ	h	s	ρ	h	s
200	1102	75,02	0,449	1108	77,43	0,439	1115	79,90	0,429
225	1033	105,5	0,592	1042	107,4	0,579	1050	109,4	0,567
250	956,9	148,9	0,775	970,3	149,9	0,758	982,2	151,2	0,743
275	867,4	200,3	0,971	889,4	199,4	0,946	907,4	199,3	0,926
300	745,9	262,1	1,185	791,0	255,5	1,142	821,6	252,4	1,110
325	479,0	365,1	1,513	656,8	322,7	1,356	718,1	311,5	1,300
350	235,1	485,8	1,873	469,1	408,3	1,610	592,6	378,1	1,497
375	181,1	542,2	2,029	328,0	488,0	1,830	465,0	448,3	1,691
400	153,6	586,3	2,143	260,2	546,2	1,981	371,3	511,5	1,854
T, K	p = 25 МПа			p = 30 МПа			p = 35 МПа		
	ρ	h	s	ρ	h	s	ρ	h	s
200	1120	82,42	0,419	1126	84,99	0,410	1131	87,6	0,400
225	1058	111,5	0,555	1066	113,7	0,544	1072	116,0	0,533
250	992,9	152,7	0,729	1003	154,4	0,715	1012	156,3	0,703
275	922,8	199,7	0,908	936,4	200,6	0,891	948,5	201,8	0,876
300	845,3	250,8	1,085	864,9	250,2	1,064	881,7	250,3	1,045
325	757,3	305,9	1,262	786,5	302,8	1,232	810,2	301,2	1,208
350	657,8	365,2	1,437	701,4	358,1	1,396	734,4	354,0	1,364
375	554,3	427,0	1,608	613,7	415,1	1,553	657,1	407,9	1,513
400	463,1	487,3	1,764	531,5	471,8	1,700	583,0	461,8	1,652

Таблица 7

*Термодинамические свойства смеси R41/R744 (0,6/0,4) в
однофазной области*

T, K	p = 0,1 МПа			p = 0,2 МПа			p = 0,5 МПа		
	ρ	h	s	ρ	h	s	ρ	h	s
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
200	2,379	482,8	2,640	1015	71,72	0,477	1015	71,87	0,476

Продолжение таблицы 7

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
225	2,076	509,7	2,767	4,245	504,7	2,598	12,12	123,7	0,714
250	1,854	534,3	2,871	3,758	531,4	2,710	9,822	522,0	2,481
275	1,678	558,6	2,963	3,388	556,6	2,806	8,723	550,3	2,589
300	1,535	583,2	3,049	3,090	581,7	2,894	7,889	576,9	2,682
325	1,414	608,6	3,130	2,843	607,3	2,976	7,220	603,5	2,767
350	1,312	634,7	3,208	2,634	633,6	3,054	6,664	630,5	2,847
375	1,223	661,7	3,282	2,454	660,8	3,129	6,192	658,1	2,923
400	1,146	689,6	3,354	2,298	688,9	3,201	5,787	686,6	2,997
T, K	$p = 1,0 \text{ МПа}$			$p = 2,0 \text{ МПа}$			$p = 5,0 \text{ МПа}$		
	ρ	h	s	ρ	h	s	ρ	h	s
200	1016	72,11	0,475	1017	72,61	0,473	1022	74,11	0,466
225	947,6	102,3	0,616	949,8	102,6	0,613	956,1	103,7	0,604
250	21,48	504,0	2,273	872,0	148,0	0,804	882,1	148,2	0,791
275	18,42	539,0	2,407	42,32	511,9	2,179	790,4	202,8	0,999
300	16,38	568,7	2,510	35,68	550,5	2,314	365,0	424,2	1,749
325	14,84	597,0	2,601	31,48	583,1	2,418	100,1	531,4	2,096
350	13,60	625,1	2,684	28,41	613,9	2,509	82,83	575,9	2,228
375	12,58	653,6	2,763	26,00	644,2	2,593	72,44	614,1	2,333
400	11,72	682,7	2,838	24,03	674,8	2,672	65,10	650,0	2,426
T, K	$p = 10 \text{ МПа}$			$p = 15 \text{ МПа}$			$p = 20 \text{ МПа}$		
	ρ	h	s	ρ	h	s	ρ	h	s
200	1028	76,68	0,454	1035	79,33	0,443	1041	82,04	0,432
225	965,7	105,6	0,589	974,5	107,7	0,576	982,5	109,9	0,563
250	896,7	149,0	0,772	909,3	150,2	0,754	920,5	151,7	0,739
275	816,5	200,7	0,969	836,6	200,0	0,944	853,2	200,2	0,924
300	711,0	262,3	1,183	749,6	256,7	1,141	776,7	254,0	1,110
325	514,8	352,7	1,471	634,9	323,2	1,354	685,9	313,7	1,301
350	244,8	488,6	1,875	475,3	406,8	1,601	576,6	380,6	1,500
375	180,4	555,5	2,060	332,6	493,1	1,840	460,6	452,8	1,699
400	150,7	605,0	2,188	258,6	558,9	2,010	367,9	521,0	1,875
T, K	$p = 25 \text{ МПа}$			$p = 30 \text{ МПа}$			$p = 35 \text{ МПа}$		
	ρ	h	s	ρ	h	s	ρ	h	s
200	1047	84,80	0,422	1052	87,60	0,413	1057	90,45	0,403
225	990,0	112,2	0,551	997,0	114,7	0,539	1004,0	117,2	0,528
250	930,6	153,4	0,724	939,8	155,4	0,710	948,3	157,5	0,698
275	867,4	201,0	0,905	880,0	202,1	0,888	891,3	203,5	0,873
300	798,1	252,8	1,085	815,9	252,6	1,064	831,2	253,0	1,045
325	720,0	308,8	1,265	746,0	306,2	1,236	767,2	305,0	1,211
350	632,0	369,1	1,443	670,1	362,9	1,403	699,3	359,2	1,372
375	538,9	432,7	1,619	591,1	421,7	1,566	629,5	415,0	1,526
400	453,3	496,2	1,783	515,2	481,0	1,719	561,6	471,4	1,672

*Термодинамические свойства смеси R41/R744 (0,8/0,2)
в однофазной области*

T, К	p = 0,1 МПа			p = 0,2 МПа			p = 0,5 МПа		
	ρ	h	s	ρ	h	s	ρ	h	s
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
200	2,257	500,7	2,716	941,9	61,73	0,432	942,3	61,89	0,431
225	1,970	528,7	2,848	4,037	523,4	2,670	879,9	98,10	0,601
250	1,759	554,7	2,958	3,571	551,4	2,788	9,377	540,8	2,544
275	1,592	580,3	3,055	3,217	578,0	2,889	8,309	570,8	2,659
300	1,455	606,4	3,146	2,932	604,6	2,982	7,504	599,1	2,757
325	1,341	633,2	3,232	2,697	631,8	3,069	6,861	627,4	2,848
350	1,243	661,0	3,314	2,498	659,8	3,152	6,329	656,1	2,933
375	1,159	689,7	3,394	2,327	688,7	3,232	5,878	685,6	3,014
400	1,086	719,6	3,471	2,178	718,7	3,309	5,491	716,0	3,093
T, К	p = 1,0 МПа			p = 2,0 МПа			p = 5,0 МПа		
	ρ	h	s	ρ	h	s	ρ	h	s
200	943,1	62,16	0,430	944,6	62,7	0,427	948,9	64,35	0,420
225	881,0	98,20	0,599	883,2	98,60	0,596	889,3	99,80	0,586
250	20,75	520,0	2,319	812,5	146,7	0,798	822,0	147,0	0,784
275	17,66	557,6	2,463	41,51	525,2	2,211	740,0	202,8	0,997
300	15,65	589,5	2,574	34,49	568,0	2,361	610,8	275,3	1,248
325	14,15	619,8	2,671	30,24	603,5	2,474	100,5	541,1	2,114
350	12,95	649,8	2,760	27,19	636,8	2,573	81,14	592,0	2,266
375	11,97	680,3	2,844	24,83	669,5	2,663	70,25	634,3	2,382
400	11,14	711,5	2,925	22,92	702,3	2,748	62,77	673,4	2,483
T, К	p = 10 МПа			p = 15 МПа			p = 20 МПа		
	ρ	h	s	ρ	h	s	ρ	h	s
200	955,6	67,16	0,407	961,9	70,06	0,360	967,8	73,02	0,385
225	898,6	101,9	0,570	907,1	104,3	0,556	914,9	106,7	0,543
250	835,9	148,0	0,764	848,0	149,4	0,746	858,7	151,2	0,730
275	763,8	201,1	0,966	782,5	200,7	0,941	798,0	201,1	0,920
300	671,9	262,6	1,180	705,5	257,8	1,140	729,8	255,6	1,109
325	521,9	345,1	1,443	607,7	323,4	1,350	650,5	315,3	1,301
350	262,4	483,3	1,853	475,5	403,7	1,588	556,7	381,8	1,497
375	181,6	564,5	2,078	339,1	493,4	1,835	454,2	454,4	1,698
400	148,5	620,7	2,223	258,7	567,2	2,026	364,9	526,4	1,884
T, К	p = 25 МПа			p = 30 МПа			p = 35 МПа		
	ρ	h	s	ρ	h	s	ρ	h	s
200	973,4	76,04	0,374	978,8	79,11	0,364	983,8	82,23	0,354
225	922,2	109,3	0,530	929,0	112,0	0,518	935,3	114,8	0,506
250	868,4	153,2	0,715	877,2	155,4	0,700	885,4	157,7	0,687

Продолжение таблицы 8

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
275	811,3	202,1	0,901	823,2	203,5	0,884	833,9	205,2	0,868
300	749,3	254,8	1,084	765,6	254,9	1,063	779,8	255,5	1,043
325	680,3	311,2	1,265	703,5	309,2	1,236	722,7	308,3	1,212
350	603,5	371,8	1,444	636,6	366,4	1,406	662,4	363,3	1,375
375	521,5	436,1	1,622	566,6	426,1	1,571	600,4	420,1	1,532
400	442,9	501,8	1,791	498,0	487,2	1,728	539,1	478,2	1,682

ЛИТЕРАТУРА

1. Lemmon E. W., Jacobsen R. T. *A generalized model for the thermodynamic properties of mixtures* // *Int. J. of Thermophys.* – 1999. – V. 20. – No. 3. – P. 825-835.
2. *Selected thermodynamic properties for mixtures of R-32 (Difluoromethane), R-125 (Pentafluoroethane), R-134A (1,1,1,2-Tetrafluoroethane), R-41 (Fluoromethane), R-290 (Propane), and R-744 (Carbon dioxide)* / C. D. Holcomb, J. W. Magee, J. L. Scott and oth. – *Nat. Inst. of Standards and Technology, Boulder, Colorado, USA, 1997.*
3. D'Amore A., Di Nicola G., Polonara F., and Stryjek R. *Virial coefficients from Burnett measurements for the carbon dioxide + fluoromethane system* // *J. of Chemical Engineering Data.* – 2003. – V. 24. – No. 3. – P. 651-665.
4. Di Nicola G., Polonara F., Ricci R., and Stryjek R. *PVTx measurements for the R116 + CO₂ and R41 + CO₂ systems. New isochoric apparatus* // *J. of Chemical Engineering Data.* – 2005. – V. 50. – P. 312-318.
5. Вассерман А.А., Мальчевский В.П. *Уравнение состояния смеси хладагентов R134a/R290* // *Проблемы техники* – 2006. – № 1. – С. 66-73.
6. Lemmon E.W., Span R. *Short fundamental equations of state for 20 industrial fluids* // *J. of Chemical Engineering Data.* – 2006. – V. 51. – No. 4. – P. 785-850.
7. Span R., Wagner W. *Equations of state for technical applications. III. Results for polar fluids* // *Int. J. of Thermophys.* – 2003. – V. 24. – No. 1. – P. 111-162.
8. *Термодинамические свойства воздуха* / В.В. Сычев, А.А. Вассерман, А.Д. Козлов и др. – М.: Изд-во стандартов, 1978. – 276 с.
9. K.M. de Reuck and B. Armstrong. *A method of correlation using a search procedure, based on a step-wise least square technique, and its application to an equation of state for propylene* // *Cryogenics.* – 1979. – V. 19. – P. 505-512.

Надійшла 25.12.06

УДК 624.154

Ю.Л. Винников
А.В. Яковлев
В.С. Яковлев

УРАХУВАННЯ ГРАНУЛОМЕТРИЧНОГО СКЛАДУ ПІСКІВ ПРИ ВИЗНАЧЕННІ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ ПРИЗМАТИЧНИХ ПАЛЬ

Розв'язання вищеназваної проблеми полягає в удосконаленні аналітичних методів розрахунку несучої здатності призматичних залізобетонних висячих паль шляхом урахування результатів обов'язкових за нормами визначень фізико-механічних властивостей піщаного ґрунту, що здійснені на зразках, відібраних безпосередньо на ділянці майбутнього зведення пальових фундаментів.

Ключові слова: призматичні палі, несуча здатність, гранулометричний склад, щільність, кут внутрішнього тертя, модуль деформації.

Несуча здатність призматичних висячих паль може бути встановлена різними методами. Так, діючі норми [1] визначають її величину за класичною двочленною формулою, в якій граничні опори ґрунту під кінцем R і за бічною поверхнею f_i палі для пісків призначають залежно від глибини занурення (розташування) H і їх назви за гранулометричним складом.

Щодо гранулометрії пісків, то табл. 1, 2 [1] поділяють їх за ДСТУ [2] на: гравіюваті; крупні; середньої крупності; дрібні (мілкі); пилюваті. Це означає, наприклад, що до дрібних пісків належать і ті, в яких частинок діаметром понад 0,25 мм за масою не перевищує 50 %, а частинок діаметром понад 0,1 мм – понад 75 %, і ті, в яких частинок діаметром понад 0,25 мм за масою 5 %, а частинок крупніших 0,1 мм – більше 75 %. Аналогічні висновки можливі і для інших різновидів піску за гранулометричним складом. Ясно, однак, що навіть при однаковій щільності значення механічних властивостей пісків (модуль деформації E , кут внутрішнього тертя φ , питоме зчеплення c) будуть різними.

Тобто, табл. 1 і 2 [1] допомагають знайти опори якогось узагальненого піщаного ґрунту із осередненим, а не фактичним гранулометричним складом.

Гидротехническое строительство и оборудование портов

На матеріали табл. 1 і 2 [1] для глинистих ґрунтів, незалежно від їх різновидів, різними авторами були запропоновані апроксимації, за якими розрахункові опори R та f_i корелюються із глибиною H і показником текучості ґрунту I_L [3]. Зокрема, за нашою обробкою в межах варіації величин I_L від 0 до 0,6, а значень H від 3 до 35 м маємо такі залежності (де $H_0 = 1,0$ м):

$$R = \left(\frac{H/H_0}{0,00512 \cdot 644701^{I_L}} \right)^{0,3365} \cdot 10^3; \quad (1)$$

$$f_i = 9,84 + 0,0104 \cdot R. \quad (2)$$

Подібна апроксимація для піщаного ґрунту неможлива, бо в основу табл. 1, 2 [1] покладений якісний показник пісків. Є пропозиція [4] вирішити проблему уведенням показника $K = Q/d$, де Q – граничний вміст частинок різновиду піску, десятковий дріб; d – гранична для різновиду піску величина діаметра зерен, мм, за стандартом [2]. У табл. 1 наведені ці величини параметра K і коефіцієнта пропорційності A для апроксимацій окремих різновидів піску.

Таблиця 1

Значення показника K і коефіцієнта A для різновидів піску за результатами обробки даних табл. 1 [1]

Показники	Найменування різновидів піску				
	гравіюваті	крупні	середньої крупності	дрібні	пилуваті
A	-33,23	-66,23	-33,09	-29,30	-33,00
Q	0,25	0,50	0,50	0,75	0,75
d , мм	2,0	0,5	0,25	0,1	0,04
K	0,125	1,0	2,0	7,5	≈ 20,0

Тепер, за 50 парними величинами табл. 1 [1] можна одержати такий кореляційний вираз (при коефіцієнті лінійної кореляції $r = 0,997$):

$$R' = \frac{H/H_0 - A}{0,0069 + 0,00115 \cdot K}. \quad (3)$$

Наприклад, для дрібного піску (при $K = 7,5$) маємо залежність

$$R' = (H/H_0 + 29,3)/0,0155. \quad (4)$$

Взаємозв'язок між табличними R і розрахунковими величинами R' можна проілюструвати виразом

$$R = 30,0 + 0,987 \cdot R'. \quad (5)$$

Слід мати на увазі, що вираз (3) стосується деякого узагальненого дрібного піску. Але елементарний аналіз відомостей норм [1] і стандарту [2] приводить до висновку, що залежно від його гранулометричного складу, а саме варіації вмісту частинок певного діаметру, показник K може змінюватись від $K = 0,50/0,25 = 2,0$ до $K = 1,0/0,1 = 10,0$ (в останньому випадку частинки, діаметр яких менший за $0,1$ мм, взагалі відсутні).

Різницю в гранулометрії пісків у межах їх одного різновиду табл. 1 [1] не враховує, хоч вплив цього чинника на несучу здатність палі очевидний.

На наш погляд, розв'язання вищеназваної проблеми полягає в удосконаленні аналітичних методів розрахунку несучої здатності призматичних залізобетонних висячих паль шляхом урахування результатів обов'язкових за нормами визначень фізико-механічних властивостей піщаного ґрунту, що здійснені на зразках, відібраних безпосередньо на ділянці майбутнього зведення пальових фундаментів.

У цьому плані доречно застосувати наші пропозиції [5], за якими несуча здатність висячої палі постійного поперечного перерізу розраховують за традиційними підходами проектування будь-яких фундаментів за несучою здатністю. В розрахунку використовують як показники щільності й міцності піщаного ґрунту, так і розміри фундаменту (палі). Несуча здатність палі встановлюється за виразом

$$F_u = \gamma_c \cdot A \cdot R_u \cdot \gamma_{cR} + u \sum \tau_i \cdot h_i \cdot \gamma_{cf}, \quad (6)$$

де A , u , h_i – відповідно площа поперечного перерізу палі, його периметр та товщина i -го шару ґрунту, що контактує з бічною поверхнею палі; R_u – розрахунковий опір ґрунту під вістрям палі, який залежить від міцності ґрунту ($R_u = f(\varphi_j; c_j)$); τ_i – розрахунковий опір ґрунту за бічною поверхнею палі, який залежить від міцності ґрунту та величини природного тиску ($\tau_i = f(\varphi_j; c_j; \sigma_{zg})$).

Гидротехническое строительство и оборудование портов

Показники міцності приймають за результатами плоского зрушення водонасичених зразків. Тиск від власної ваги ґрунту σ_{zg} на потрібній глибині встановлюють за значеннями щільності піску з урахуванням виважуючої дії води чи без неї. Схему випробувань на плоске зрушення обирають залежно від особливостей геологічної будови ділянки, особливостей завантаження паль і часу їх експлуатації. Тобто можливе застосування схеми неконсолідовано-недренованого зрушення (НН) або навпаки – консолідовано-дренованого (КД).

Розглянемо приклади використання даних випробувань піщаного ґрунту до визначення F_u . У табл. 2 наведені матеріали гранулометричного аналізу дрібного піску Полтави приблизно однакової щільності (при $e_0 = 0,60 \dots 0,75$).

Таблиця 2

Гранулометричний склад, %, дрібного піску ділянок

№	Місце відбору, показники міцності	Діаметр частинок піску, мм				
		> 1,0	0,50...1,0	0,25...0,50	0,10...0,25	< 0,10
1	м/р Левада, глибина 2,5 м; $\varphi_I = 30^\circ$; $c_I = 0$	0,9	3,2	45,5	41,2	9,2
2	с. Терешки, глибина 4 м; $\varphi_I = 28^\circ$; $c_I = 1$ кПа	1,1	4,7	38,6	48,3	13,3
3	м/р Поділ, глибина 3,2 м; $\varphi_I = 25,5^\circ$; $c_I = 3$ кПа	0,5	3,7	27,0	56,0	12,8

Тобто, за вимогами табл. Б 10 [2] кожний із пісків належить до дрібного:

1. $0,9 + 3,2 + 45,4 = 49,6\% < 50\%$, а $100 - 9,2 = 90,8 > 75\%$;
2. $1,1 + 4,7 + 38,6 = 44,4\% < 50\%$, а $100 - 13,3 = 86,7 > 75\%$;
3. $0,5 + 3,7 + 27,0 = 31,2\% < 50\%$, а $100 - 12,8 = 87,2 > 75\%$.

Відповідні значення показника K складають:

1. $K = 1,98 \div 9,08$ при його середній величині $\bar{K} = 5,5$;
2. $K = 1,78 \div 8,67$ при $\bar{K} = 5,2$;
3. $K = 1,25 \div 8,72$ при $K = 5,0$.

Тоді за виразом (3) для середньої величини $\bar{K} = 5,2$ розрахункові опори піску під вістрям палі різної довжини складають:

Гидротехническое строительство и оборудование портов

$R = 2523$ кПа (при $H = 3$ м); $R = 2601$ кПа ($H = 4$ м); $R = 2680$ кПа ($H = 5$ м); $R = 2836$ кПа ($H = 7$ м); $R = 3070$ кПа ($H = 10$ м) і т. і. Отже, урахування конкретної величини співвідношення $K = Q/d$ дає можливість уточнити розрахунковий опір.

Для зазначених у табл. 2 показників міцності ґрунту (φ_I ; c_I) за виразом (6) для геологічних розрізів, складених з однорідних шарів описаних вище дрібних пісків (1-3), розраховані величини несучої здатності паль з поперечним перерізом 30×30 см довжиною $\ell = 1 \div 7$ м. Ці результати показані на рис. 1.

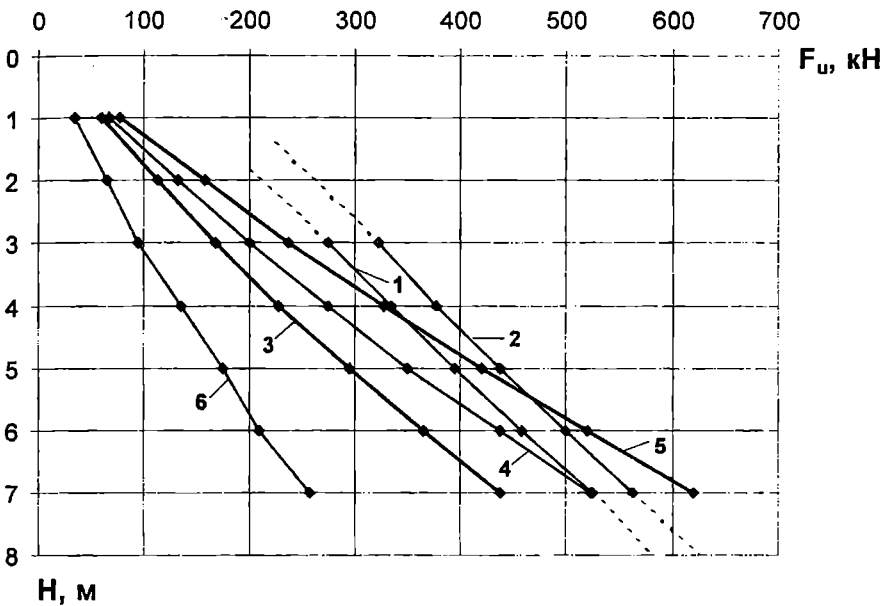


Рис. 1. Залежність несучої здатності паль поперечного перерізу 30×30 см довжиною 1-7 м у дрібному піску середньої щільності від глибини їх забивання при визначенні її за методиками:

1 – за табл. 1, 2 [1];

2 – теж при $\bar{K} = 5,2$;

3 – за виразом (6) при $\varphi_I = 25,5^\circ$; $c_I = 3$ кПа (при $\bar{K} = 5,0$);

4 – теж при $\varphi_I = 28^\circ$; $c_I = 1$ кПа (при $\bar{K} = 5,2$);

5 – теж при $\varphi_I = 30^\circ$; $c_I = 0$ (при $\bar{K} = 5,5$);

6 – теж при $\varphi_I = 30^\circ$; $c_I = 0$ (при $\bar{K} = 5,5$) з урахуванням виважуючої дії води

Аналіз графіків дає підстави для наступних узагальнень:

- в однорідному шарі піску залежність $F_d = f(H)$ лінійна; лінійність зберігається і для інших за гранулометричним складом пісків. Дані прикладу корелюються залежністю $F_d = 85,6 + 62,2 \cdot (H/H_0)$, кН;
- зміна співвідношення складу фракцій у межах одного різновиду піску веде до зміни показника K , та лінійність залежності $F_d = f(H)$ зберігається;
- розрахунок несучої здатності палі за виразом (6) дає можливість за показниками міцності піску врахувати варіації гранулометричного складу;
- в однорідному шарі піску залежність $F_u = f(H)$ нелінійна, наприклад для дрібного піску 1 (у табл. 2) $F_u = 76,71 \cdot H^{1,0614}$ (при $r = 0,9994$);
- відношення F_u/F_d коливається в межах від 0,61 до 1,19, а найближчі величини несучої здатності отримані для дрібного піску із $\varphi_1 = 30^\circ$; $c_1 = 0$;
- урахування сил виваження значно зменшує несучу здатність палі F_u порівняно з величинами F_d за [1]: співвідношення $F_u/F_d = 0,36 \div 0,49$;
- подібні побудови та закономірності можна легко виявити і для інших різновидів піску (яких на Полтавщині значно менше).

Для підвищення точності аналітичного визначення несучої здатності палі є сенс враховувати гранулометричний склад різновидів піску.

ЛІТЕРАТУРА

1. СНиП 2.02.03-85. Свайные фундаменты / Госстрой СССР. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1986. – 48 с.
2. ДСТУ Б В.2.1-2-96. Грунти. Класифікація / К.: Державний комітет України у справах містобудування і архітектури, 1997. – 43 с.
3. Разоренов В.Ф., Моргунов Э.М., Сакевич А.А. Механические свойства грунтов и несущая способность свай. – Воронеж: Изд-во ВГУ, 1987. – 248 с.

4. Винников Ю.Л., Яковлев А.В., Яковлев В.С. До проблеми визначення несучої здатності паль із застосуванням пенетрації // Коммунальное хозяйство городов: Науч.-техн. сб. Вып. 58 – К.: Техника, 2004. – С. 16-22.
5. Особливості визначення несучої здатності забивних паль за показниками міцності ґрунту / А.В. Яковлев, В.С. Яковлев, Б.І. Завалій, Ю.Л. Винников // Будівельні конструкції: Міжвід. наук.-техн. зб. Вып. 61. – Т. 1. – К.: НДІБК, 2004. – С. 509-514.

Надійшла 10.12.06

УДК 624.154

М.П. Дубровский
О.Н. Корень

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕННО- ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ПРИЧАЛОВ ЭСТАКАДНОГО ТИПА С УЧЕТОМ ФИЗИЧЕСКОГО ИЗНОСА СВАЙ

Решение актуальной для украинских морских портов задачи разработки обоснованной методики учета реального технического состояния существующих и, как правило, интенсивно эксплуатируемых причальных эстакад должно принимать во внимание степень физического износа свайных опор сооружения. Описываемый в статье подход позволяет оптимизировать расчетное определение резерва/дефицита несущей способности набережных-эстакад путем соответствующего перераспределения расчетных нагрузок и жесткостей свай.

Ключевые слова: свайные эстакады, несущая способность, жесткость, перераспределение нагрузок.

Причальный фронт украинских морских портов составляют сооружения, которые возведены, в основном, во второй половине прошлого века. Наиболее распространенными конструктивными решениями являлись свайные эстакады, включая оторочки, доля которых превышает 50% от общей длины причалов.

Эстакадные конструкции возведены на свайных полях из предварительно напряженных железобетонных свай и стальных труб. Из них 82% составляют причалы на призматических сваях, 12% – на железобетонных сваях-оболочках диаметром 1,6 м и 6% – на металлических трубах.

Как показывают результаты анализа эксплуатационных параметров причальных сооружений украинских морских портов, приведенные в табл. 1, основное количество причалов портов Украины характеризуется продолжительностью функционирования от 20 до 40 лет и практически все они не исчерпали нормативный срок службы [1].

В связи с вышеизложенным представляется актуальной задача учета реального физического состояния основных несущих элементов набережных-эстакад и отражение этого состояния при оценке фактической несущей способности (прочности, устойчивости, надежности, долговечности) причальных сооружений. Таким образом, физический износ конструктивных элементов сооружения может (и должен!) стать одним из основных расчетных параметров, которые учитываются при определении резерва/дефицита несущей способности эксплуатируемого причала.

© Дубровский М.П., Корень О.Н., 2007

*Срок эксплуатации и степень временного износа
причальных сооружений*

Срок эксплуатации, лет	Степень временного износа	Доля в причальном фронте страны, %
Более 50	0,86-1,08	4,9
40-50	0,69-0,86	6,6
30-40	0,52-0,69	20,0
20-30	0,35-0,52	34,8
10-20	0,17-0,35	22,9
До 10	0-0,17	10,75

Как показывает многолетний опыт работ по оценке технического состояния причальных сооружений большинства украинских морских портов, выполненных кафедрой «Морские и речные порты, водные пути и их техническая эксплуатация» Одесского национального морского университета, основными характерными повреждениями, которым подвержены железобетонные призматические свайные опоры набережных-эстакад, являются нарушения защитного слоя бетона, а также более глубокие (иногда распространяющиеся на все сечение свай) растрескивание и вымыв бетона. Следует также отметить часто встречающиеся оголение и коррозию арматуры как в зоне переменного горизонта воды, так и в местах заделки голов свай в верхнее строение причала (характерные фотографии упомянутых повреждений приведены на рис. 1). Такая ситуация характерна для некоторых причалов на железобетонных призматических сваях в наших крупных морских портах (Ильичевский, Мариупольский, Одесский и др.).

Своевременный ремонт и быстрое восстановление проектных параметров всех поврежденных железобетонных призматических свай конкретного портового причального сооружения является, очевидно, задачей актуальной, но не всегда выполнимой в конкретной эксплуатационной ситуации (технологические и материальные проблемы, влияние сезонных климатических условий, длительность выполнения работ и т.п.).

В связи с этим, как представляется, важной и насущной задачей является разработка обоснованной и достоверной инженерной методики учета реальной несущей способности набережных-эстакад, отражающей фактическое физическое состояние (т.е. степень физического износа) свайных опор сооружения. Ниже приводятся основные положения такой методики, которая может быть применена в практике технической эксплуатации портовых причальных сооружений для более обоснованного режима такой эксплуатации.

Методика основана на подходе, учитывающем перераспределение нагрузок на основные несущие элементы сооружения и, соответст-

венно, усилий в конструкции набережной-эстакады при изменении первоначальных (паспортных) характеристик свай вследствие их наступившего физического износа.

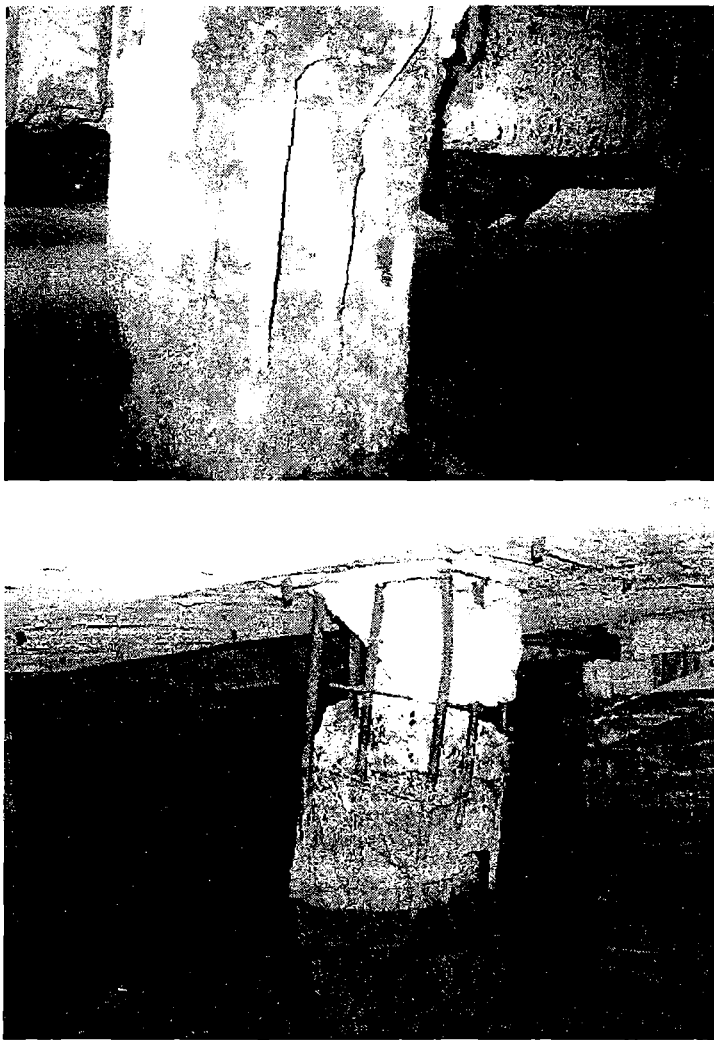


Рис. 1. Железобетонные призматические сваи набережной-эстакады, претерпевшие значительный физический износ

Введем следующие обозначения:

- n – количество поперечных свайных рядов в пределах одной секции причала;
- k – количество свай в одном поперечном свайном ряду;
- N – суммарная поперечная (нормальная к линии кордона причала) нагрузка на секцию;
- J – паспортная жесткость (момент инерции, площадь поперечного сечения) одной сваи (без учета ее физического износа);

- J_i – реальная жесткость (момент инерции, площадь поперечного сечения) i -ого свайного ряда (с учетом его физического износа);
- K_N^i – коэффициент перераспределения жесткости i -ого поперечного свайного ряда с учетом его физического износа;
- R_N^i – коэффициент перераспределения нагрузки на i -ый поперечный свайный ряд с учетом его физического износа.

Тогда нагрузка на i -ый поперечный свайный ряд рассматриваемой секции причала без учета физического износа

$$N_i^0 = N/n; \quad (i=1,2,\dots,n), \quad (1)$$

а нагрузка на i -ый поперечный свайный ряд рассматриваемой секции причала с учетом физического износа

$$N_i = N \times K_N^i; \quad (i=1,2,\dots,n), \quad (2)$$

при этом

$$K_N^i = J_i / [\sum J_i]; \quad (i=1,2,\dots,n), \quad (3)$$

где

$$J_i = (S_i^1 + S_i^2 + \dots + S_i^k) J; \quad (4)$$

S_i^k – степень физического износа поперечного сечения k -ой сваи в i -ом ряду рассматриваемой секции причала (т.е. процент площади поперечного сечения, остающийся в работе); $0 \leq S_i^k \leq 1$.

Таким образом, коэффициент перераспределения нагрузки на i -ый поперечный свайный ряд с учетом его физического износа может быть определен как

$$R_N^i = N_i / N_i^0. \quad (5)$$

При расчете, уточняющем распределение усилий в основных элементах набережной-эстакады (в сваях и в верхнем строении) с учетом физического износа свайных опор, нагрузку на каждый поперечный свайный ряд следует откорректировать (перераспределить) в соответствии с формулой (2), а жесткости свай при этом задавать с учетом степени физического износа, определяемого по результатам визуального и инструментального обследований.

Рассмотрим применение разработанной методики на примере определения напряженно-деформированного состояния свайной набережной-эстакады (причалы №2-4) ГП «Мариупольский морской торговый порт». Проект причалов основан на типовой серии 3.504.1-22 (разработка ЧерноморНИИпроекта).

Основание эстакады состоит из пяти рядов железобетонных призматических свай сечением 40×40 см и 45×45 см, расположенных в продольном направлении с шагом 2,5 м в кордонном и тыловом рядах и с шагом 5,0 м в трех средних рядах. В тыловом ряду последовательно чередуются вертикальные и наклонные сваи. Верхнее строение состоит из сборных железобетонных плит и сборных бортовых балок, омоноличенных между собой. Конструктивная и расчетная схемы причалов представлены на рис. 2 и 3.

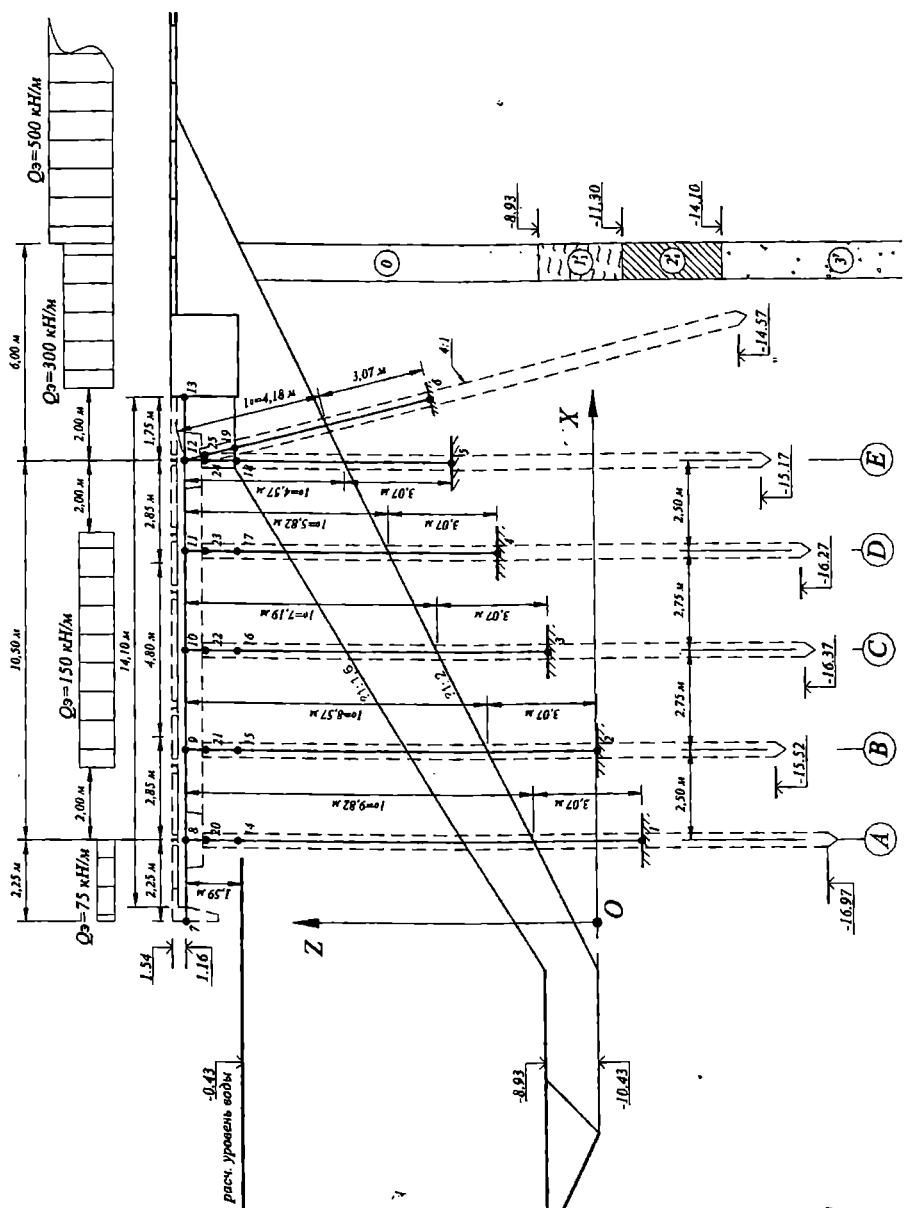


Рис. 2. Поперечный разрез набережной-эстакады. Расчетная схема

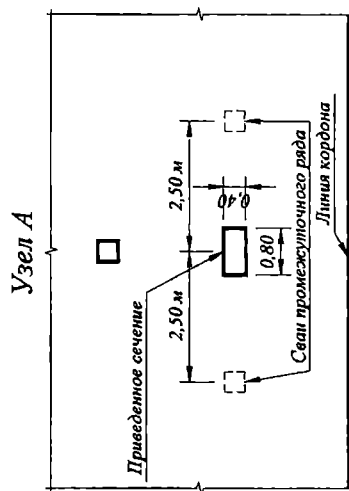
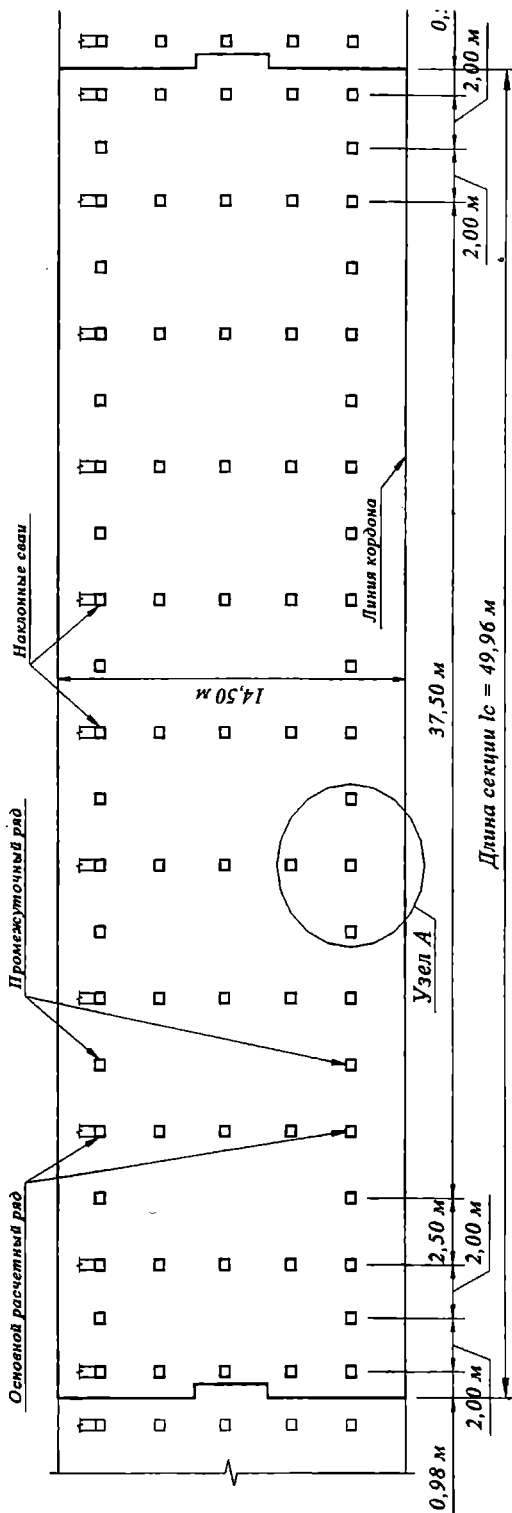


Рис 3. Схема расположения свай в плане

Гидротехническое строительство и оборудование портов

Вследствие многолетней эксплуатации свайные опоры рассматриваемых причалов претерпели определенный физический износ, степень которого для одной из наиболее поврежденных секций (а именно секции № 2) отражена в табл. 2. Отметим, что по результатам визуального и инструментального обследования сваи «С4» и «D8» претерпели значительные повреждения вплоть до полного разрушения бетона и обнажения основной несущей арматуры и, как следствие, ее коррозионного поражения (аналогично состоянию свай, изображенных на рис. 1).

Расчетные коэффициенты перераспределения жесткостей свайных рядов и нагрузок на них для рассматриваемой секции, полученные в результате применения зависимостей (1)-(5), приведены в таблице 2.

Таблица 2

*Коэффициенты перераспределения жесткостей и нагрузок
для поперечных свайных рядов в соответствии со степенью
физического износа свай*

Номер поперечного ряда свай в пределах секции	Степень износа, S					Жесткость ряда с учетом износа	Коэффициент перераспределения жесткости	Коэффициент перераспределения нагрузки
	Сваи продольных рядов							
	A	B	C	D	E			
1	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	4,5 × EI	0,09615385	1,05769231
2	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	4,5 × EI	0,09615385	1,05769231
3	0,9	0,9	0,9	0,9	0,5	4,1 × EI	0,08760684	0,96367521
4	0,9	0,9	0,05	0,7	0,9	3,45 × EI	0,07371795	0,81089744
5	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9	4,4 × EI	0,09401709	1,03418803
6	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	4,5 × EI	0,09615385	1,05769231
7	0,9	0,9	0,9	0,8	0,9	4,4 × EI	0,09401709	1,03418803
8	0,9	0,8	0,9	0,05	0,9	3,55 × EI	0,0758547	0,83440171
9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	4,5 × EI	0,09615385	1,05769231
10	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	4,5 × EI	0,09615385	1,05769231
11	0,8	0,9	0,9	0,9	0,9	4,4 × EI	0,09401709	1,03418803
Всего:						46,8 × EI	1	11

Для анализа влияния предлагаемого перераспределения жесткостей и нагрузок рассмотрим результаты определения напряженно-деформированного состояния как наименее поврежденных поперечных свайных рядов (в соответствии с табл. 2, это ряды 1, 2, 6, 9 и 10), так и рядов, сваи в которых претерпели наибольший физический износ (4 и 8 поперечные ряды). Основные результаты упомянутых расчетов приведены в табл. 3.

Основные результаты расчетов набережной-эстакады

Расчетные ряды свай	Максимальный изгибающий момент (в числителе – нормативный; в знаменателе – расчетный)						
	на одну сваю, кНм						в верхнем строении (погонный) кНм/м
	продольные ряды свай						
	A	B	C	D	E	Наклон- ный ряд	
С минимальным износом свай	22,02	19,20	25,04	35,35	49,18	59,72	87,09
	30,07	26,22	34,20	48,27	67,16	81,56	118,93
С максимальным износом свай	16,97	16,08	11,44	25,74	38,50	47,20	67,10
	23,17	21,96	15,62	35,15	52,58	64,46	91,63
С проектными параметрами (без учета износа)	17,32	17,74	23,69	32,09	44,93	55,15	81,49
	23,65	24,22	32,35	43,82	61,36	75,31	111,28

Полученные расчетные данные свидетельствуют о следующем:

- по сравнению с первоначальными проектными усилиями в основных несущих элементах сооружения учет реальной степени физического износа свайных опор привел к заметному перераспределению усилий;

- в свайных рядах с минимальным физическим износом изгибающие моменты в сечениях с наибольшими значениями усилий возросли на 6-27% (наибольшее возрастание усилия приходится на кордонный ряд свай); усилия в элементах верхнего строения возросли при этом на 7%;

- в свайных рядах с максимальным физическим износом изгибающие моменты в сечениях с наибольшими значениями усилий сократились на 2-52% (самые значительные уменьшения усилий приходится на средние ряды с наиболее изношенными сваями, которые практически не участвуют в восприятии внешних нагрузок); усилия в элементах верхнего строения сократились при этом на 17%;

- за счет перераспределения усилий между свайными опорами разница в изгибающих моментах в сечениях с наибольшими значениями усилий для поперечных рядов с минимальным и максимальным

физическим износом составляет 1,2-2,2 раза (наибольшая разница зафиксирована, естественно, для наиболее изношенных свайных рядов); усилия в элементах верхнего строения отличаются при этом в 1,3 раза.

Таким образом, разработанная методика позволяет существенно уточнить напряженно-деформированное состояние конструкции причала эстакадного типа, претерпевшего физический износ за прошедший период его работы, и более обоснованно решать вопросы как о корректировке режима технической эксплуатации сооружения, так и о необходимости выполнения реконструктивных работ.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Дубровский М.П., Петросян В.Н. Перспективы развития причального фронта украинских портов // Судходство. – № 7-8. – 2000. – С. 58-59.*

Надійшла 12.10.06

НАБЕГАНИЕ ДЛИННЫХ ПОВЕРХНОСТНЫХ ВОЛН НА ДОННОЕ ПРЕПЯТСТВИЕ В ВИДЕ СИММЕТРИЧНОЙ ТРАПЕЦИИ

В упрощениях длинных плоских волн решена задача о трансформации набегающего волнения на донное препятствие трапециевидной формы. Получены расчётные выражения для коэффициентов отражения и прохождения волн.

Ключевые слова: длинные волны, трансформация, коэффициенты отражения и прохождения.

Рассмотрим плоскую задачу о набегаании прогрессивного волнения на донное препятствие, имеющее вид симметричной трапеции (рис. 1). В приближении линейной теории мелкой воды усреднённая по глубине амплитуда $u(x)$ потенциала скорости $\varphi(x, t) = u(x) \exp(-i\sigma t)$ набегающего волнения единичной амплитуды и частоты σ удовлетворяет дифференциальному уравнению [1].

$$\frac{d}{dx} \left(\ln(x) \frac{du(x)}{dx} \right) + \frac{\sigma^2}{g} u(x) = 0. \quad (1)$$

На части фарватера постоянной глубины $h(x) = H$ общее решение уравнения (1) имеет вид $u(x) = A \exp(ikx) + B \exp(-ikx)$, причём A и B – произвольные постоянные, определяемые из граничных условий, $k = \frac{\sigma}{\sqrt{gH}}$ – волновое число.

Разделим область, занятую жидкостью, вертикальными линиями на пять областей, как показано на рис. 1.

В области I $-\infty < x \leq -\frac{l}{2}$ уравнение (1) приобретает вид

$$\frac{d^2 u(x)}{dx^2} + \frac{\sigma^2 u(x)}{gH} = 0. \quad (2)$$

Падающая волна единичной амплитуды выражается в виде

$$u_1(x) = \exp \left[ik \left(x + \frac{l}{2} \right) \right],$$

а отраженная волна в виде

$$u_1^R(x) = R \exp \left[-ik \left(x + \frac{l}{2} \right) \right],$$

где R – комплексный коэффициент отражения.

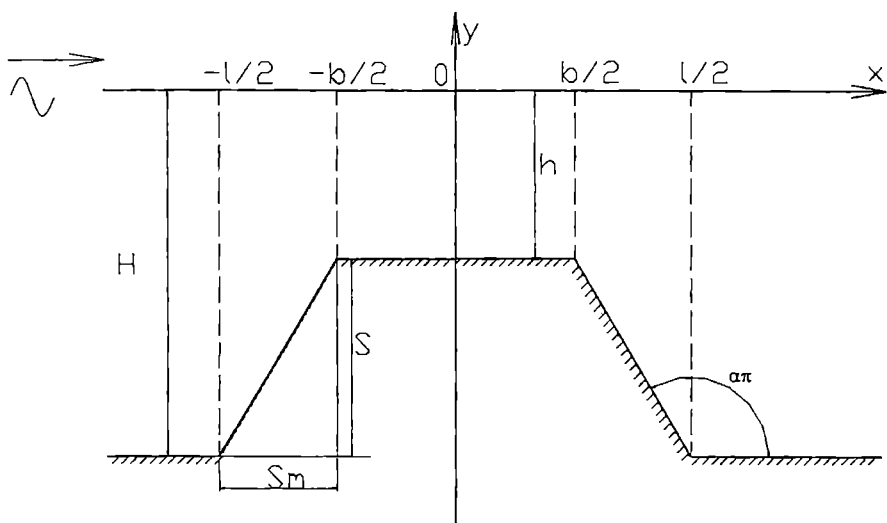


Рис. 1. Набегание волн на препятствие в виде симметричной трапеции

В области II $-\frac{l}{2} < x \leq -\frac{b}{2}$ функция глубины $h(x)$ может быть

записана в виде

$$h(x) = (H - S) - \frac{1}{m} \left(x + \frac{1}{2}b \right), \quad (3)$$

где m – заложения откосов, $m = \frac{2s}{(l-b)}$.

Здесь уравнение (1) принимает вид

$$\left[H - \frac{1}{m} \left(x + \frac{1}{2}l \right) \right] \frac{d^2 u(x)}{dx^2} - \frac{1}{m} \frac{du(x)}{dx} + \frac{\sigma^2}{g} u(x) = 0,$$

Иначе

$$\left[1 - \frac{x + \frac{1}{2}l}{mH} \right] \frac{d^2 u(x)}{dx^2} - \frac{1}{mH} \frac{du(x)}{dx} + k^2 u(x) = 0. \quad (4)$$

Введём новую продольную переменную $\xi = k \left(x + \frac{1}{2}l \right)$, так что

$$\frac{du(x)}{dx} = k \frac{du(\xi)}{d\xi}; \quad \frac{d^2 u(x)}{dx^2} = k^2 \frac{d^2 u(\xi)}{d\xi^2}.$$

Обозначим

$$\eta = 2kmH \sqrt{1 - \frac{1}{mH} \left(x + \frac{1}{2}l \right)} = 2\mu \sqrt{1 - \frac{\xi}{\mu}}, \quad \mu = \frac{1}{mH}. \quad (5)$$

В этом случае уравнение (1) принимает вид стандартного уравнения Бесселя [1]

$$\frac{\partial^2 u(\eta)}{\partial \eta^2} + \frac{1}{\eta} \frac{du(\eta)}{d\eta} + u(\eta) = 0. \quad (6)$$

Решение уравнения (6) имеет вид

$$u(\eta) = C_1 J_0(\eta) + C_2 N_0(\eta), \quad (7)$$

где $J_0(\eta)$ и $N_0(\eta)$ цилиндрические (Бесселевы) функции первого и второго рода нулевого порядка.

В области III $-\frac{b}{2} \leq x \leq \frac{b}{2}$ уравнение (1) принимает вид

$$\frac{d^2 u(x)}{dx^2} + \frac{\sigma^2 u(x)}{gh} = 0. \quad (8)$$

Решение этого уравнения имеет вид

$$u(x) = D_1 \exp(ik_1 x) + D_2 \exp(-ik_1 x); k_1 = \frac{\sigma}{\sqrt{gh}} = k \sqrt{\frac{H}{\lambda}}.$$

В области IV $\frac{b}{2} < x \leq \frac{l}{2}$ функция глубины $h(x)$ может быть представлена в виде

$$h(x) = (H - S) + \frac{1}{m} \left(x - \frac{1}{2} b \right). \quad (9)$$

Уравнение (1) в этом случае принимает вид

$$\left[H + \frac{x - \frac{1}{2} l}{m} \right] \frac{d^2 u(x)}{dx^2} + \frac{1}{m} \frac{du(x)}{dx} + \frac{\sigma^2}{g} u(x) = 0. \quad (10)$$

Введём новую продольную координату

$$\xi_1 = 2kmH \sqrt{1 + \frac{1}{mH} \left(x - \frac{1}{2} l \right)}. \quad (11)$$

Преобразуем уравнение (10) к виду уравнения Бесселя (6).
Решение этого уравнения ищем в виде

$$u(\xi) = B_1 J_0(\xi) + B_2 Y_0(\xi). \quad (12)$$

Наконец, на пятом участке $x > \frac{l}{2}$ имеем

$$u(x) = T \exp \left[ik \left(x - \frac{l}{2} \right) \right], \quad (13)$$

где T - комплексный коэффициент прохождения.

Выпишем выражения продольных скоростей $\frac{du(x)}{dx}$ на границах пяти областей

$$\frac{du_I(x)}{dx} = ik \left\{ \exp \left[ik \left(x + \frac{l}{2} \right) \right] - R \exp \left[-ik \left(x + \frac{l}{2} \right) \right] \right\}; \quad (14)$$

$$\frac{du_{II}(x)}{dx} = \left[C_1 \frac{dJ_0(\eta)}{d\eta} + C_2 \frac{dY_0(\eta)}{d\eta} \right] \frac{d\eta}{dx} = \frac{2\mu k}{\eta} [C_1 J_1(\eta) + C_2 Y_1(\eta)]; \quad (15)$$

$$\frac{du_{III}(x)}{dx} = ik \{ D_1 \exp(ik_1 x) - D_2 \exp(-ik_1 x) \}; \quad (16)$$

$$\frac{du_{IV}(x)}{dx} = \left[B_1 \frac{dJ_0(\xi)}{d\xi} + B_2 \frac{dY_0(\xi)}{d\xi} \right] \frac{d\xi}{dx} = \frac{2\mu k}{\xi} [B_1 J_1(\xi) + B_2 Y_1(\xi)]; \quad (17)$$

$$\frac{du_V(x)}{dx} = ikT \exp \left[ik \left(x - \frac{l}{2} \right) \right]. \quad (18)$$

Приравнявая на границах областей значения потенциалов и их производных, получаем четыре пары аналитических уравнений.

Обозначив $\alpha = 2\mu$, при $x = -\frac{1}{2}l$ получаем

$$\left. \begin{aligned} 1 + R &= C_1 J_0(\alpha) + C_2 Y_0(\alpha); \\ ik(1 - R) &= k [C_1 J_1(\alpha) + C_2 Y_1(\alpha)] \end{aligned} \right\}. \quad (19)$$

Обозначая $\beta = 2\mu \sqrt{1 - \frac{S}{H}}$, при $x = -\frac{1}{2}b$ находим

$$\left. \begin{aligned} D_1 \exp \left[-ik_1 \frac{b}{2} \right] + D_2 \exp \left[ik_1 \frac{b}{2} \right] &= C_1 J_0(\beta) + C_2 Y_0(\beta); \\ D_1 i \exp \left[ik_1 \frac{b}{2} \right] - D_2 i \exp \left[ik_1 \frac{b}{2} \right] &= C_1 J_1(\beta) + C_2 Y_1(\beta) \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

При $x = \frac{1}{2}b$ имеем

$$\left. \begin{aligned} D_1 \exp \left[ik_1 \frac{b}{2} \right] + D_2 \exp \left[-ik_1 \frac{b}{2} \right] &= B_1 J_0(\beta) + B_2 Y_0(\beta); \\ D_1 i \exp \left[ik_1 \frac{b}{2} \right] - D_2 i \exp \left[-ik_1 \frac{b}{2} \right] &= -B_1 J_1(\alpha) - B_2 Y_1(\alpha) \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

При $x = \frac{l}{2}$

$$\left. \begin{aligned} B_1 J_0(\alpha) + B_2 Y_0(\alpha) &= T; \\ -B_1 J_1(\alpha) - B_2 Y_1(\alpha) &= iT \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Итак, имеем восемь уравнений с восемью неизвестными коэффициентами $R, T, C_1, C_2, D_1, D_2, B_1, B_2$. Получим решение этой системы «пошаговым» методом. Решая пару уравнений (19), можно определить зависимость C_1 и C_2 от R , а из пары уравнений (22) легко устанавливается зависимость коэффициентов B_1 и B_2 от T . Системы (20) и (21) позволяют найти выражения D_1 и D_2 через C_1 и C_2 и через R , а также D_1 и D_2 через B_1 и B_2 и через T .

Приравнявая значения D_1 и D_2 , найденные различными путями, получаем систему двух уравнений с неизвестными R и T .

$$\left. \begin{aligned} PR + QT &= -\bar{Q} \\ QR + PT &= -\bar{P} \end{aligned} \right\} \quad (23)$$

Здесь черта обозначает комплексное сопряжение, причём

$$P = [(s_0 - p_0) - i(q_0 + r_0)] \exp \left[ik_1 \frac{b}{2} \right];$$

$$Q = [(s_0 + p_0) + i(r_0 - q_0)] \exp \left[-ik_1 \frac{b}{2} \right];$$

$$p_0 = J_0(\alpha)Y_0(\beta) - J_0(\beta)Y_0(\alpha); \quad s_0 = J_1(\alpha)Y_1(\beta) - J_1(\beta)Y_1(\alpha); \quad (24)$$

$$q_0 = Y_0(\alpha)J_1(\beta) - J_0(\alpha)Y_1(\beta); \quad r_0 = Y_1(\alpha)J_0(\beta) - J_1(\alpha)Y_0(\beta).$$

Решая систему (23), получаем

$$R = \frac{Q\bar{P} - \bar{Q}P}{P^2 - Q^2}; \quad T = \frac{Q\bar{Q} - P\bar{P}}{P^2 - Q^2} = \frac{16}{\pi \alpha \beta (P^2 - Q^2)}. \quad (25)$$

Используя равенства (24), находим

$$Q\bar{P} - \bar{Q}P = -2i \left[(s_0^2 - p_0^2 - r_0^2 + q_0^2) \sin k_1 b - 2(s_0 r_0 + p_0 q_0) \cos k_1 b \right];$$

$$P^2 - Q^2 = 4(s_0 q_0 - p_0 r_0) \sin k_1 b - 4(p_0 s_0 + q_0 r_0) \cos k_1 b + \quad (26)$$

$$+ 2i \left[(s_0^2 + p_0^2 - r_0^2 - q_0^2) \sin k_1 b - 2(s_0 r_0 - p_0 q_0) \cos k_1 b \right].$$

Исследуя поведение комплексного коэффициента отражения при $kH \rightarrow 0$ можно показать, что числитель выражения (25) для R имеет конечный предел, а знаменатель стремится к бесконечности. Это обеспечивает затухание комплексного коэффициента отражения при $kH \rightarrow 0$.

Полученное решение реализовано в программе расчёта на ЭВМ коэффициента отражения для препятствия в виде симметричной модели.

Некоторые результаты расчётов показаны на рис. 2. Очевидно, что зависимость коэффициента отражения от частотного параметра kH и геометрических характеристик донного препятствия имеет весьма сложный характер.

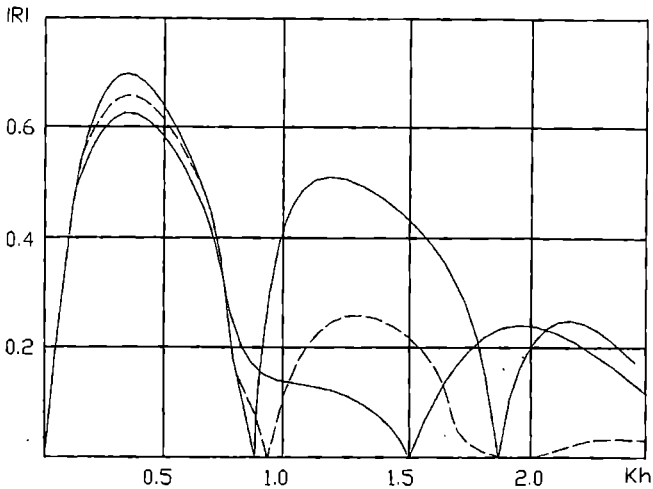


Рис. 2. Коэффициент отражения волн от донного препятствия в виде симметричной трапеции (геометрические характеристики трапеции $S/H = 0,9$; $B/H = 0,8$)

ЛИТЕРАТУРА

1. Алешков Ю.З. Теория волн на поверхности тяжёлой жидкости. Л.: Изд. ЛГУ, 1981. – 196 с.

Надійшла 14.12.06

УДК 621.875.56

А.О. Андриенко
Е.А. Нестеров
П.А. Семенов

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ ОПОРНЫХ УЗЛОВ КОЛОНН ПОРТАЛЬНЫХ КРАНОВ С ШАРНИРНО- СОЧЛЕНЕННОЙ СТРЕЛОВОЙ СИСТЕМОЙ

Приведен анализ конструктивных особенностей опорных узлов колонн порталных кранов с шарнирно-сочлененной стреловой системой.

Ключевые слова: порталный кран, авария, опорный узел колонны.

Парк порталных кранов морских портов сформирован в основном по импортным поставкам, преимущественно краностроительными фирмами Германии, Венгрии, Финляндии, Италии. В связи с прекращением поставок кранов за последние 15 лет и значительного износа парка кранов ГО «Укрморпорт» была определена стратегия обновления парка кранов за счет изготовления порталных кранов на отечественных заводах с привлечением зарубежных технологий.

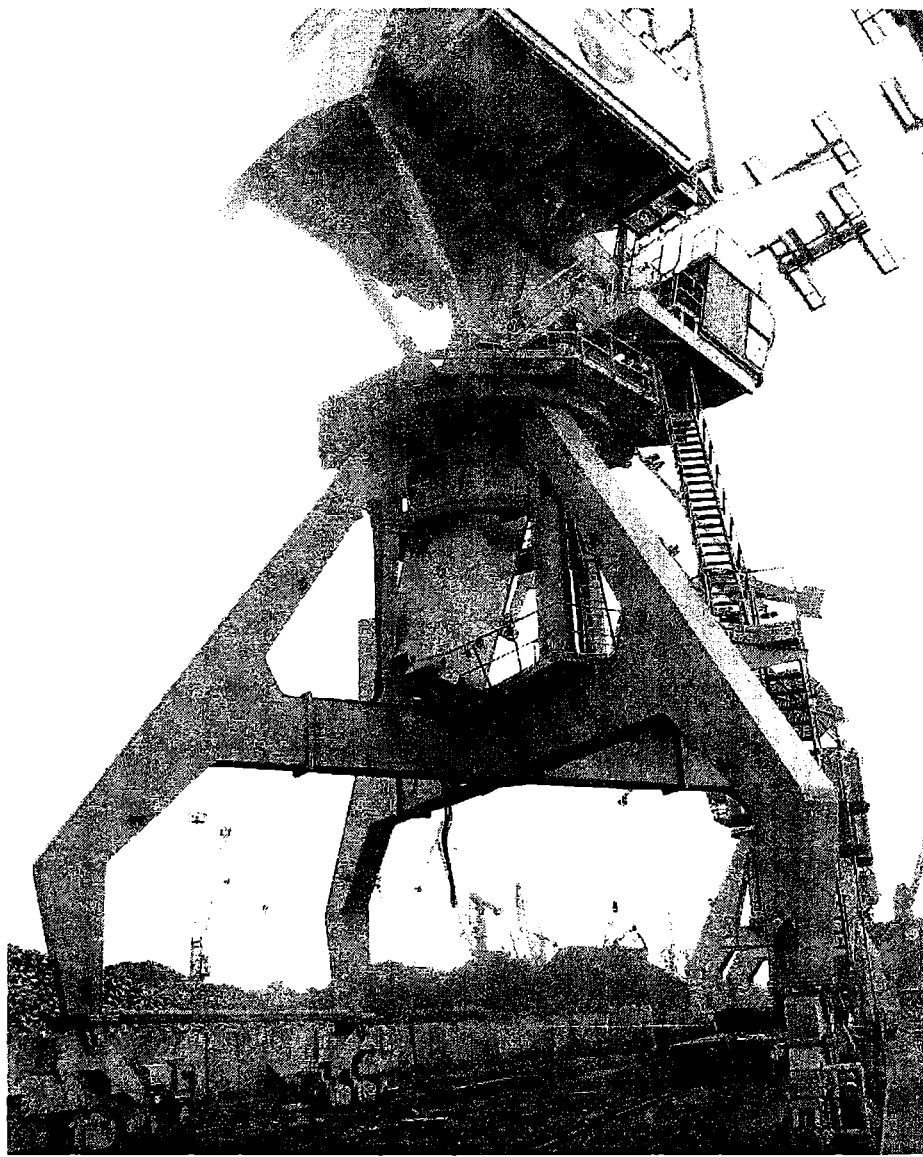
Было выбрано три отечественных завода для изготовления металлоконструкций кранов – «Запорожский завод тяжелого краностроения», «Новоукраинский машиностроительный завод» и «Азовмаш».

Первые модели кранов отечественного производства имеют ряд конструктивных недостатков, что приводит к критическим аварийным отказам кранов, даже в начальный период эксплуатации.

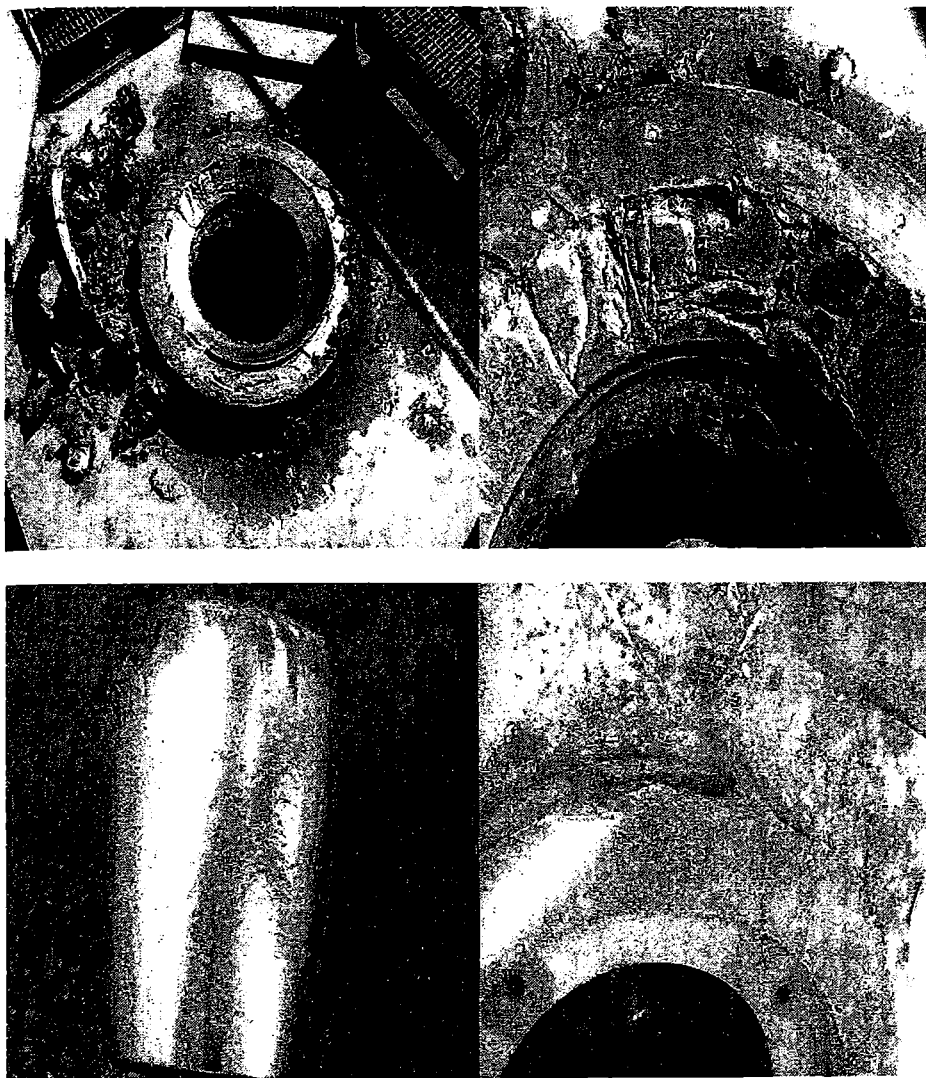
Так, на порталном кране «Азовмаш» КПП 16-36-10,5 в опорном узле колонны произошло разрушение упорно-радиального подшипника, что привело к падению колонны и разрушению металлоконструкции крана (рис. 1, 2).

С целью определения причин аварийного разрушения опорного узла колонны порталного крана «Азовмаш» КПП 16-36-10,5 проведен сравнительный анализ конструктивных особенностей опорных узлов на других кранах аналогичной конструкции, («Сокол» (Германия), «Сокол-Украина» (Украина)), в том числе на кранах типа «Сокол» Кранбау Эберсвальде (Германия), где установлено, что в процессе длительной эксплуатации серийный опорный узел подобной конструкции обладает достаточно высокой надежностью.

Для решения поставленной задачи проведены прямые измерения геометрических характеристик элементов указанных кранов в эксплуатационных условиях, анализ отличительных особенностей весовых характеристик узлов кранов, характер разрушения узла портального крана «Азовмаш», расчет нагрузок на опорный узел колонны по вертикальной и радиальной составляющим в зависимости от вылета стрелы и груза на крюке крана.



*Рис. 1. Общий вид портального крана «Азовмаш»
(КПП 16-36-10,5) после аварии*



*Рис. 2. Разрушение подшипника подпятника колонны,
механические повреждения посадочных поверхностей под подшипник
подпятника*

Расчет нагрузок на опорный узел колонны портального крана «Азовмаш» КПП 16-36-10,5

Для расчета вертикальной и радиальной составляющих нагрузок на опорный узел колонны портального крана необходимо из графических построений (рис. 3) определить плечи элементов вращающейся части крана

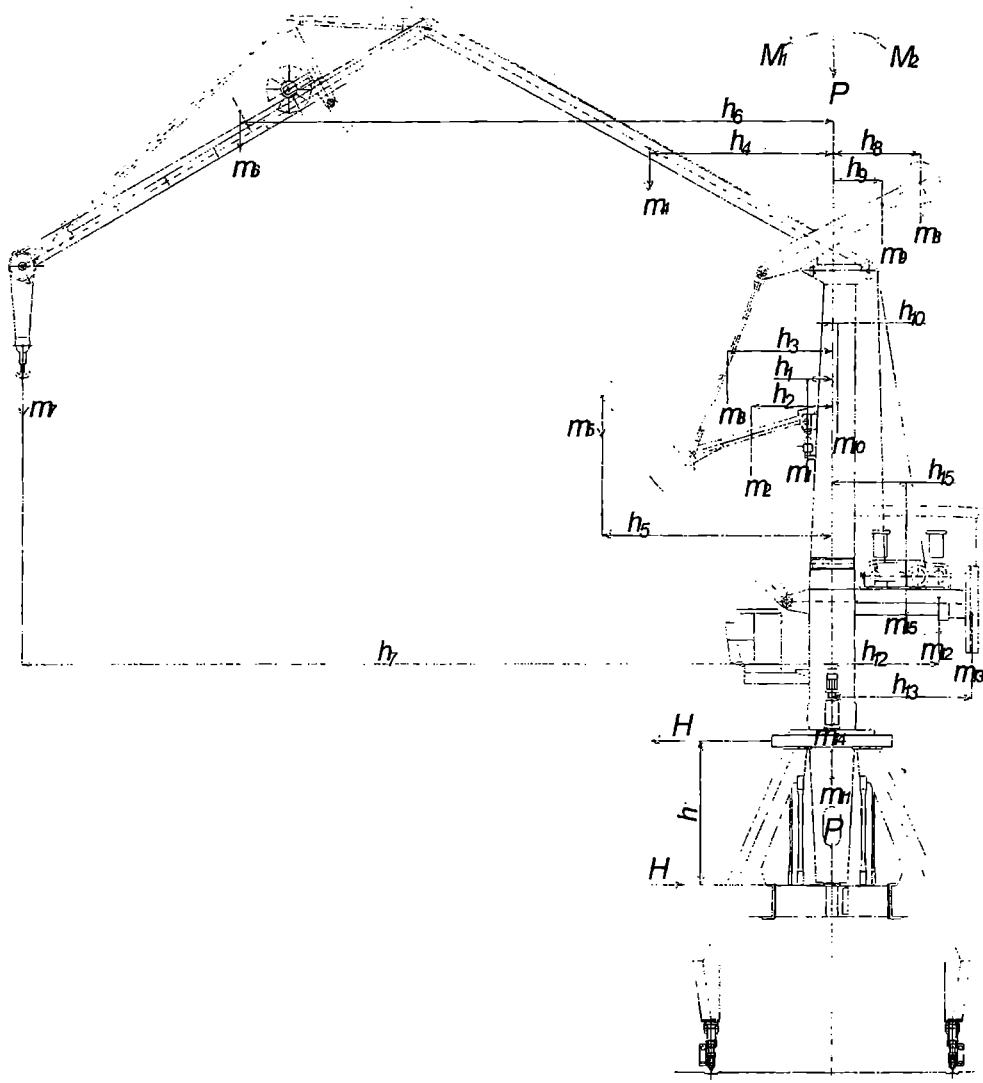


Рис. 3. Расчётная схема для определения радиальной и вертикальной составляющих нагрузки, действующей на опорный узел колонны портального крана «Азовмаш»

$$H = \frac{(M_1 - M_2)}{h};$$

$$M_1 = m_1 h_1 + m_2 h_2 + m_3 h_3 + m_4 h_4 + m_5 h_5 + m_6 h_6 + m_7 h_7;$$

$$M_2 = m_8 h_8 + m_9 h_9 + m_{10} h_{10} + m_{11} h_{11} + m_{12} h_{12} + m_{13} h_{13} + m_{14} h_{14} + m_{15} h_{15};$$

Гидротехническое строительство и оборудование портов

где H – радиальная нагрузка на опорные ролики и на подшипник подпятника;

M_1, M_2 – опрокидывающие моменты;

h – расстояние по высоте между опорными роликами и упорным подшипником;

P – вертикальная нагрузка на подшипник подпятника;

$$P = \sum_{i=1}^{15} m_i;$$

$m_1 - m_{15}$ и $h_1 - h_{15}$ – массы и плечи элементов вращающейся части крана, таблица 1.

Таблица 1

*Массы и плечи элементов вращающейся части
портального крана КПП 16-36-10,5.*

№	Элемент	Масса, т; (т)	Расстояние до оси вращения крана, h_i (м)
1	Механизм изменения вылета	3,24	1,1
2	Зубчатая рейка	0,9	3,5
3	Тяга коромысла	1,24	4,5
4	Жесткая оттяжка	3,64	8,0
5	Стрела	14,82	10,0
6	Хобот и канатные блоки	13,9	25,7
7	Грузозахватный орган с грузом	16	35,37
8	Подвижный противовес	20,2	3,8
9	Коромысло противовеса	6	2,1
10	Колонна (верхняя часть)	12,8	0,25
11	Колонна (нижняя часть)	20,24	0,0
12	Платформа машинного отделения	11	4,7
13	Неподвижный противовес	18	6,2
14	Механизм поворота	7,21	0,0
15	Механизм подъёма	10,83	3,3

Опрокидывающие моменты: $M_1 = 1112,7$ тм;

$M_2 = 291,6$ тм;

Вертикальная нагрузка на подшипник подпятника: $P = 160$ т;

Расстояние по высоте между опорными роликами и упорным подшипником: $h = 5,78$ м;

Радиальная нагрузка на опорные ролики и на подшипник подпятника: $H = 139,9$ т.

Масса порталного крана «Азовмаш» (КПП 16-36-10,5) с грузом 16 т составляет $M_{\text{крана}} = 256$ тонн.

Суммарная масса вращающейся части крана (вертикальная нагрузка на подшипник подпятника) составляет $P = 160$ тонн.

Заводом-изготовителем рассчитан и установлен в опорный узел колонны один упорно-радиальный подшипник № 29460 E согласно классификации SKF (рис. 4), что является аналогом отечественного подшипника № 9039460 по ГОСТ 9942-80. Динамическая грузоподъемность такого подшипника составляет $C = 437$ т [8].

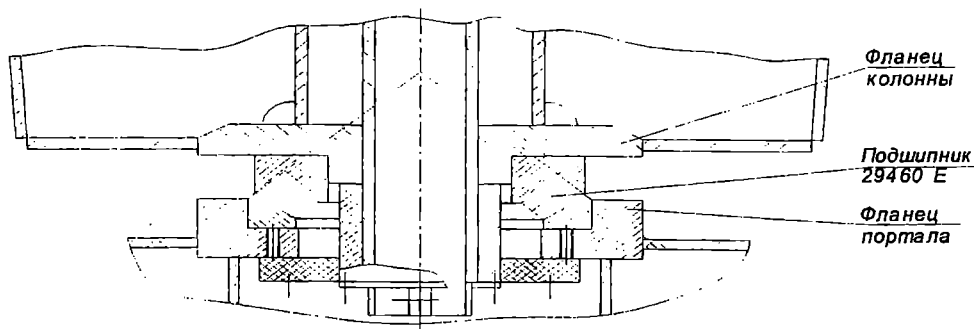


Рис. 4. Опорный узел колонны порталного крана «Азовмаш».

Динамическая грузоподъемность упорно-радиальных подшипников – это постоянная центральная осевая нагрузка, которую группа идентичных подшипников может выдержать в течение расчетного срока службы, исчисляемого в 1 млн. оборотов одного из колец подшипника [2].

Направление воспринимаемых нагрузок на упорно-радиальные подшипники осевое и радиальное. Осевая нагрузка воспринимается подшипником в одном направлении. Радиальная нагрузка может составлять

до 15% неиспользованной допустимой осевой нагрузки при одновременном действии с последней [7].

Рассчитываем 15% неиспользованной допустимой осевой нагрузки

$$H_{\text{макс}} = (C - P) \cdot 0,15;$$

$$H_{\text{макс}} = 41,6 \text{ т}$$

Сравним соотношение фактической радиальной нагрузки $H = 139,9$ т и максимально допустимой радиальной нагрузки для данного подшипника $H = 41,6$ т.

В результате расчета определено, что перегрузка подшипника (k), установленного в узле подпятника колонны от радиальной составляющей нагрузки, будет составлять

$$k = \frac{H}{H_{\text{макс}}} = 3,4 \text{ раз}$$

Расчет нагрузок на опорный узел колонны портального крана «Сокол» (Германия)

Выполним расчет вертикальной и радиальной составляющих нагрузок на опорный узел колонны для портального крана «Сокол» фирмы Кранбау-Эберсвальде (Германия) с аналогичными характеристиками по вылету и грузоподъемности: г/п 16/20/32 тонн на вылете 36/28/18 метров.

Опрокидывающие моменты:

$$M_1 = 1027 \text{ тм};$$

$$M_2 = 264,4 \text{ тм};$$

Вертикальная нагрузка на подшипник подпятника:

$$P = 153 \text{ т};$$

Расстояние по высоте между опорными роликами и упорным подшипником:

$$h = 6,3 \text{ м};$$

Радиальная нагрузка на опорные ролики и на подшипник подпятника:

$$H = 121 \text{ т}$$

Заводом-изготовителем рассчитаны и установлены в опорный узел колонны два подшипника (рис. 5): один упорно-радиальный подшипник № 29464E согласно классификации SKF, который является анало-

Гидротехническое строительство и оборудование портов

гом отечественного подшипника № 9039464 по ГОСТ 9942-80, его динамическая грузоподъемность составляет $C_1 = 495$ т [8]; второй подшипник – роликовый радиальный сферический двухрядный № 23172С2 согласно классификации SKF, который является аналогом отечественного подшипника № 3003772 по ГОСТ 5721-75, динамическая грузоподъемность которого составляет $C_2 = 374$ т [8].

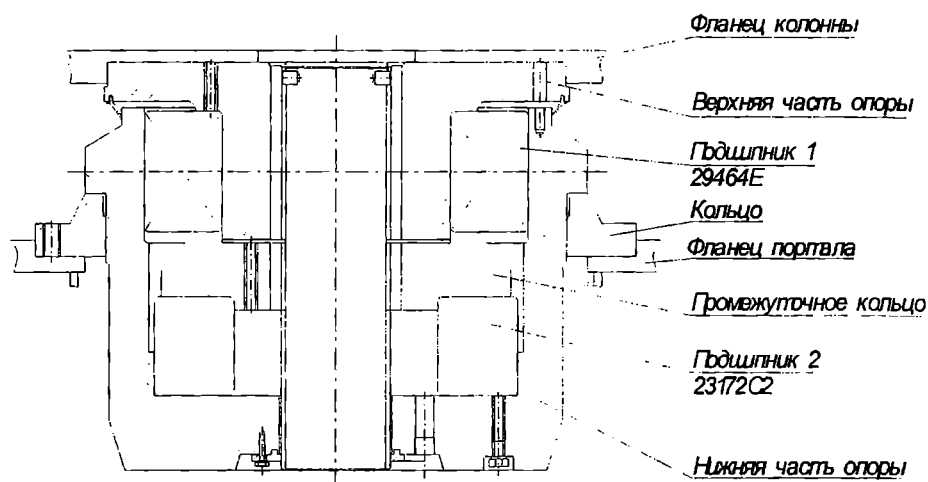


Рис. 5. Опорный узел колонны порталных кранов типа «Сокол»
производства Германии и Украины

Рассчитаем допустимую радиальную нагрузку на опорный узел колонны, которая складывается из двух составляющих 15% неиспользованной допустимой осевой нагрузки на упорно-радиальный подшипник и динамической грузоподъемности радиального подшипника

$$H_{\text{макс}} = (C - P) \cdot 0,15 + C;$$

$$H_{\text{макс}} = 425,3 \text{ т.}$$

Сравним соотношение фактической радиальной нагрузки $H = 121$ т и максимально допустимой радиальной нагрузки для данного подшипника $H_{\text{макс}} = 425,3$ т.

Запас прочности узла подпятника колонны п/к «Сокол» по радиальной составляющей нагрузки (f) составляет

$$f = \frac{H_{\text{макс}}}{H} = 3,5 \text{ раза}$$

**Расчет нагрузок на опорный узел колонны
портального крана «Сокол-Украина» (Украина)**

Выполним расчет вертикальной и радиальной составляющих нагрузок на опорный узел колонны для портального крана «Сокол-Украина» Новокраматорского машиностроительного завода (Украина) с аналогичными характеристиками по вылету и грузоподъемности г/п 16/20/32 тонн на вылете 36/28/20-8 метров.

Опрокидывающие моменты:	$M_1 = 991,2 \text{ тм};$
	$M_2 = 236,1 \text{ тм};$
Вертикальная нагрузка на подшипник подпятника:	$P = 142,4 \text{ т};$
Расстояние по высоте между опорными роликами и упорным подшипником:	$h = 6,3 \text{ м};$
Радиальная нагрузка на опорные ролики и на подшипник подпятника:	$H = 119,9 \text{ т}$

Заводом-изготовителем рассчитаны и установлены в опорный узел колонны два подшипника (рис. 5): один упорно-радиальный подшипник № 29464E согласно классификации SKF, который является аналогом отечественного подшипника № 9039464 по ГОСТ 9942-80, его динамическая грузоподъемность составляет $C_1 = 495 \text{ т}$ [8]; второй подшипник – роликовый радиальный сферический двухрядный № 23172C2 согласно классификации SKF, который является аналогом отечественного подшипника № 3003772 по ГОСТ 5721-75, динамическая грузоподъемность которого составляет: $C_2 = 374 \text{ т}$ [8].

Рассчитаем допустимую радиальную нагрузку на опорный узел колонны, которая складывается из двух составляющих – 15% неиспользованной допустимой осевой нагрузки на упорно-радиальный подшипник и динамической грузоподъемности радиального подшипника.

$$H_{\text{макс}} = (C - P) \cdot 0,15 + C ;$$

$$H_{\text{макс}} = 426,9 \text{ т}$$

Сравним соотношение фактической радиальной нагрузки $H = 119,9$ т и максимально допустимой радиальной нагрузки для данного подшипника $H_{\text{макс}} = 426,9$ т.

Запас прочности узла подпятника колонны п/к «Сокол» по радиальной составляющей нагрузки (f) составляет

$$f = \frac{H_{\text{макс}}}{H} = 3,6 \text{ раза}$$

Из расчета вертикальной и радиальной составляющих нагрузок на опорные узлы колонн сравниваемых порталных кранов и анализа их конструктивного исполнения следует:

1. Эксплуатационные нагрузки на упорно-радиальный подшипник порталного крана «Азовмаш» в опорном узле колонны значительно превышают расчетные, что является одной из причин разрушения узла.

Такая эксплуатационная радиальная составляющая превышает допускаемую в 3,4 раза.

2. Конструктивными недостатками опорного узла колонны порталного крана «Азовмаш» являются:

- наличие в конструкции одного упорно-радиального подшипника, который не обеспечивает несущей способности узла при работе крана;
- в конструкции вращающейся части колонны расстояние между опорными роликами и упорным подшипником значительно занижено в сравнении с аналогичными кранами, что создает дополнительную нагрузку в виде момента вращающейся части крана;
- отсутствие упорных устройств, которые в случае разрушения подшипника должны удерживать колонну от опрокидывания.

3. Анализ конструктивных особенностей опорных узлов кранов, которые имеют сравнительно высокую надежность, проверенную в эксплуатационных условиях, показывает, что на порталных кранах типа «Сокол» опорный узел состоит из двух подшипников – один из них упорно-радиальный, а второй – роликовый радиальный сферический двухрядный, который воспринимает радиальную составляющую нагрузки, действующую на опорный узел колонны (таблица 2).

Таблица 2

Сравнительная характеристика действующих и допускаемых нагрузок на подшипники в опорных узлах колонны

Название крана	Вертикальная нагрузка на подшипник Р(т)	Радиальная нагрузка на подшипник Н(т)	Упорно-радиальный подшипник, дин. г/п С(т)	Расстояние между опорными роликами и упорным подшипником, h(м)	Радиальный подшипник, дин. г/п С(т)
«Азовмаш» (Украина)	160	139,9	№ 29460Е С=437	5,87	—
«Сокол» (Германия)	153	121	№ 29464Е С=495	6,3	№ 23172С2 С=374
«Сокол-Украина» (Украина)	142,4	119,9	№ 29464Е С=495	6,3	№ 23172С2 С=374

ЛИТЕРАТУРА

1. Гохберг М.М. *Справочник по кранам: В 2 т. Т. 1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций / В.И.Брауде, М.М. Гохберг, И.Е. Звягин и др. – М.: Машиностроение, 1988. – 536 с.*
2. Анурьев В. И. *А 73: Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 2. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1978. – 728 с.*
3. Дукельский А.И. *Портовые и судовые грузоподъемные машины, Л.: Морской транспорт 1960. – 516 с.*
4. Кох П.И. *Производство, монтаж, эксплуатация и ремонт подъемно-транспортных машин. К.: Вища школа, 1977. – 352 с.*
5. *Инструкция по эксплуатации порталных кранов «Альбатрос» грузоподъемностью 10/20 т постройки 1971-1974 гг. М.: ЦРИА «Морфлот», 1979. – 148 с.*
6. *ГОСТ 9942-80 (СТ СЭВ 1476-78). Подшипники роликовые упорно-радиальные сферические одинарные. Основные размеры. 7 с.*
7. *ГОСТ 3395-75. Подшипники шариковые и роликовые. Типы и конструктивные разновидности. 31 с.*
8. *SKF Общій каталог. Каталог 4000/IR Reg. 47.6000/2000. Отпечатано в Венгрии. 976 с.*

Надійшла 21.12.06

УДК 624.012.45:624.04:519.2

С. Ф. Клованич
Д. И. Безушко

ДЕФОРМАЦИОННО-ПРОЧНОСТНАЯ МОДЕЛЬ БЕТОНА В РАСЧЕТАХ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ

Предложен вариант феноменологической модели прочности и деформирования бетона и железобетона при трехосном напряженном состоянии, ориентированный на метод конечных элементов. Приведен анализ пространственного напряженно-деформированного состояния железобетонной балки-стенки. Результаты расчета сопоставляются с известными экспериментальными данными.

Ключевые слова: физическая нелинейность, поверхность прочности, девиаторное сечение, секущий модуль.

Сложность явлений, происходящих при деформировании таких неоднородных материалов, как бетон и железобетон, приводит к большим трудностям, связанным с формулировкой физически обоснованного закона деформирования, учитывающего все его характерные особенности. Поэтому, основным способом описания напряженно-деформированного состояния материала остается феноменологический, когда определяющие соотношения устанавливаются на основе обработки экспериментальных данных.

Целью данной работы является формулировка варианта феномено-логической модели прочности и деформирования бетона. При этом сначала моделируется условие прочности материала в виде соответствующей предельной поверхности в пространстве напряжений, затем формулируются соотношения связи напряжений и деформаций, в которых основные параметры находятся в соответствии с этой поверхностью. Данная модель реализована в программном комплексе «Concord», который предназначен для решения физически и геометрически нелинейных задач методом конечных элементов с использованием шагово-итерационных процедур.

Модель прочности

Условие прочности, как обычно, формулируется в осях октаэдрических напряжений $\sigma_0 = \frac{1}{3}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)$,

$$\Phi_0 = \frac{1}{3} \sqrt{(y_x - y_y)^2 + (y_z - y_y)^2 + (y_x - y_z)^2 + 6(\Phi_{xy}^2 + \Phi_{yz}^2 + \Phi_{xz}^2)}$$

и представляется в виде выпуклой и гладкой поверхности, симметричной относительно диагонали пространства главных напряжений $\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_3$. Эта поверхность описывается уравнением вида $f(y_0, \Phi_0, \theta) = 0$ в местной цилиндрической системе координат σ_0, τ_0, θ ,

где $\theta = \frac{1}{3} \arccos \left(\sqrt{2} \frac{I_3}{\Phi_0^3} \right)$ – угол вида напряженного состояния; I_3 – третий инвариант девиатора напряжений.

Поверхность обычно строится на базе опытных данных при частных видах напряженных состояний следующим способом. Сначала формулируются две кривые $\Phi_1(\sigma_0)$ и $\Phi_2(\sigma_0)$, соответствующие экстремальным значениям угла вида напряженного состояния $\theta=60^\circ$ и $\theta=0^\circ$. Затем осуществляется интерполяция для значений угла θ , находящихся между двумя предельными случаями. Характерные сечения поверхности представлены на рис. 1.

Зависимость между σ_0 и Φ_1 при $\theta=60^\circ$ может быть аппроксимирована следующим выражением

$$y_0 = A_1 \Phi_1^2 + B_1 \Phi_1 + C_1, \quad (1)$$

где коэффициенты A_1, B_1, C_1 находятся подстановкой координат характерных точек и равны

$$A_1 = \frac{9}{2} \cdot \frac{R_c R_{2p} - H(R_c - R_{2p})}{R_c R_{2p} (R_c - R_{2p})};$$

$$B_1 = \frac{3}{\sqrt{2}} \cdot \frac{(R_c^2 - R_{2p}^2)H - R_c R_{2p} \left(\frac{2}{3} R_c + \frac{1}{3} R_{2p} \right)}{R_c R_{2p} (R_c - R_{2p})}; \quad C_1 = -H.$$

Для зависимости между σ_0 и Φ_2 при $\theta=0^\circ$ рекомендуется выражение аналогичное (1)

$$y_0 = A_2 \Phi_2^2 + B_2 \Phi_2 + C_2, \quad (2)$$

где соответствующие коэффициенты имеют вид

$$A_2 = \frac{9}{2} \cdot \frac{R_{2c} R_p - H(R_{2c} - R_p)}{R_{2c} R_p (R_{2c} - R_p)};$$

$$B_2 = \frac{3}{\sqrt{2}} \cdot \frac{(R_{2c}^2 - R_p^2)H - R_{2c}R_p \left(\frac{1}{3}R_{2c} + \frac{2}{3}R_p\right)}{R_{2c}R_p(R_{2c} - R_p)}; C_1 = -H. \quad (3)$$

Таким образом, получены две кривые, характеризующие прочность при двух значениях угла θ . Девиаторное сечение поверхности прочности (рис. 1, б) имеет форму криволинейного треугольника, для которого известны два радиуса τ_1 и τ_2 .

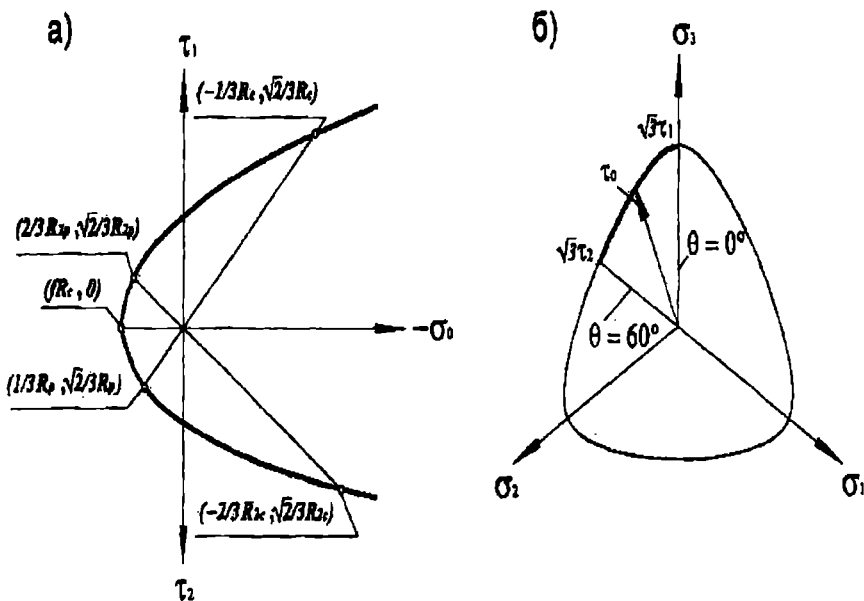


Рис. 1. Характерные сечения поверхности прочности

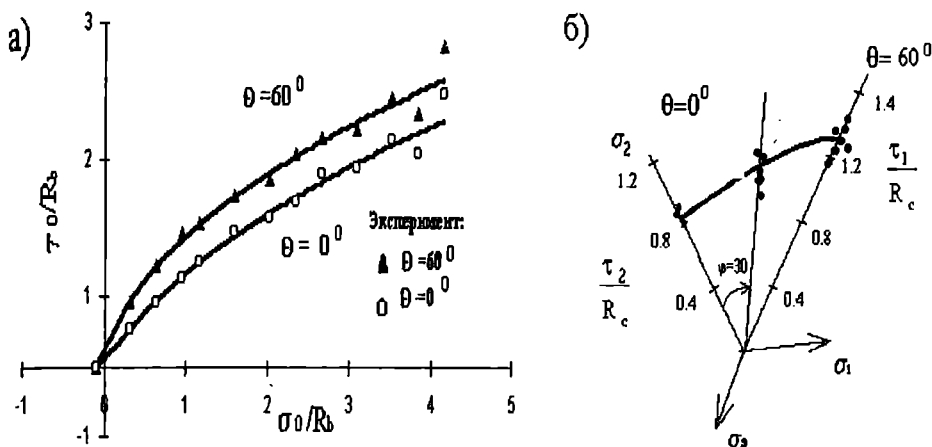
Для интерполяции между двумя значениями τ_1 и τ_2 используется следующая функция, удовлетворяющая условиям гладкости и выпуклости [5]

$$\rho(\theta) = \frac{2a \cos \theta + b \sqrt{a(4 \cos^2 \theta - 1) + b^2}}{4a \cos^2 \theta + b^2}, \quad (4)$$

где $a = 1 - c^2$; $b = 2c - 1$, $c = \frac{\Phi_2}{\Phi_1}$.

Окончательное выражение для уравнения прочности будет иметь вид

$$f(\sigma_0, \tau_0, \theta) = \Phi_0 - \Phi_1(y_0) \rho(\theta) = 0. \quad (5)$$



*Рис. 2. Характерные сечения поверхности прочности бетона $R_c=31,7$ МПа:
а) меридианное сечения при углах вида напряженного состояния $\theta=0$ и 60^0 ;
б) сегмент девиаторного плана при $\sigma_0=34,5$ МПа*

Анализируя приведенные выражения, можно сделать вывод, что в общем случае для однозначного описания функции прочности требуется пять независимых параметров. Эти параметры соответствуют частным случаям напряженного состояния (прочность бетона при одноосном сжатии и растяжении R_c и R_p , прочность при двухосном сжатии и растяжении R_{2c} и R_{2p} , и прочность при трехосном равномерном растяжении H) и могут быть получены экспериментальным путем.

Для иллюстрации построим характерные сечения поверхности прочности бетона (5) с $R_c=31,7$ МПа, $R_p=2,1$ МПа и сравним полученные результаты с экспериментальными данными, приведенными в [4]. Характерные сечения представлены на рис. 2.

Видно хорошее совпадение расчетных и экспериментальных значений.

Деформационные зависимости

При построении деформационных зависимостей используются следующие общепринятые гипотезы: материал считается однородным и изотропным; связь между октаэдрическими напряжениями τ_0 и сдвигами

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

Гидротехническое оборудование и оборудование портов

нелинейна $\tau_0 = G(\gamma_0)\gamma_0$, где $G(\gamma_0)$ – секущий модуль сдвига; связь между октаэдрическими нормальными напряжениями σ_0 и деформациями $\varepsilon_0 = \frac{1}{3}(\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z)$, также нелинейна и имеет вид $\sigma_0 = K(\gamma_0)(\varepsilon_0 - \rho\gamma_0^2)$ [1], где второе слагаемое обусловлено дилатацией, а ρ – модуль дилатации, $K(\gamma_0)$ – секущий модуль объемных деформаций.

Для определения секущих модулей используется гипотеза, подобная гипотезе о «единой кривой деформирования» [2], согласно которой форма связи между напряжениями и деформации не зависит от вида напряженного состояния, т.е. связь между γ_0 и τ_0 может быть принята такой же, как и при одноосном сжатии-растяжении. Применяя для диаграммы деформирования материала зависимость, предложенную в [3], можно получить выражения для определения секущего модуля в виде $G(\gamma_0) = G_0 \cdot f(\gamma_0)$, где

$$f(\gamma_0) = \frac{1}{1 + A\eta + B\eta^2 + C\eta^3}, \quad (6)$$

$$C = \lambda \frac{1 - \xi_r}{\xi_r(\eta_r - 1)^2} - \frac{1}{\eta_r}, \quad B = 1 - 2C, \quad A = C + \lambda - 2, \quad \xi_r = \frac{\bar{\sigma}_r}{R} \approx 0.85 \text{ и}$$

$$\eta_r = \frac{\gamma}{\bar{\gamma}_r} \approx 1.41, \quad \eta = \frac{\gamma_0}{\bar{\gamma}_0}; \quad G_0 = \frac{E}{2(1 + \nu)}$$

E – начальный модуль упругости, ν – коэффициент поперечных деформаций.

Аналогично определяется и модуль объемных деформаций $K(\gamma_0) = K_0 \cdot f(\gamma_0)$, где $K_0 = \frac{E}{1 - 2\nu}$ – начальный модуль. График функции $f(\gamma_0)$ представлен на рис. 3.

Стандартные механические характеристики – секущий модуль упругости E и коэффициент поперечных деформаций ν определяются так:

$$E = \frac{3K(\gamma_0)G(\gamma_0)}{G(\gamma_0) + K(\gamma_0)}; \quad \nu = \frac{K(\gamma_0) - 2G(\gamma_0)}{2(G(\gamma_0) + K(\gamma_0))}$$

характеристик $[D(\{\varepsilon\})]$, для бетонного элемента, осуществляющая связь между напряжениями $\{\sigma\} = \{\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}\}$ и деформациями $\{\varepsilon\} = \{\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{xz}\}$ строится с помощью E и ν , как для изотропного материала.

Для железобетонного элемента матрицу механических характеристик получим в виде

$$[D] = [D(\{\varepsilon\})] + [D_s], \quad (7)$$

$$[D_s] = \begin{bmatrix} E_s \mu_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & E_s \mu_y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & E_s \mu_z & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

μ_x, μ_y, μ_z — коэффициенты армирования элемента по направлению соответствующих осей.

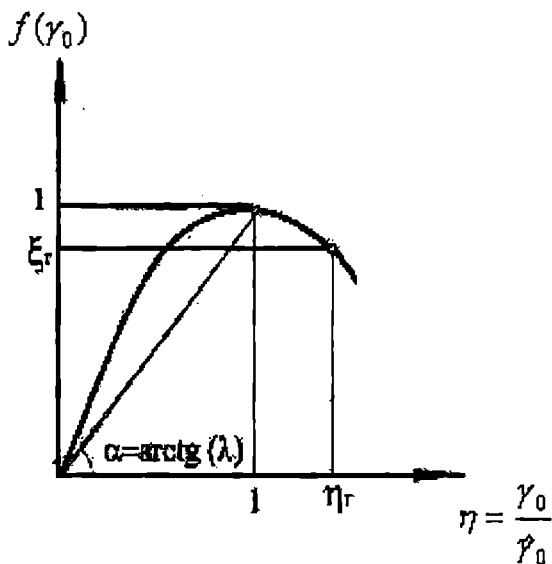


Рис. 3. Диаграмма деформирования бетона при одноосном сжатии

Тестирование. Напряженно-деформированное состояние железобетонной балки-стенки

В качестве примера рассматривается расчет балки-стенки W2, экспериментальные данные по которой имеются в [6]. Схема балки-стенки и расстановка арматуры представлены на рис. 4.

Расчетные характеристики бетона $R_b=16\text{МПа}$, $R_t=2\text{МПа}$, $E_b=20000\text{МПа}$, $\nu=0,2$. Расчетные характеристики арматуры $\text{Ø}5$ $R_s=353\text{МПа}$, $E_s=188230\text{МПа}$.

Балка-стенка моделируется объемными изопараметрическими 8-ми узловыми элементами.

Для передачи нагрузки используется абсолютно жесткая пластина, к которой приложена нагрузка P ступенями по $0,5\text{кН}$. Расчетная схема балки-стенки изображена на рис. 5.

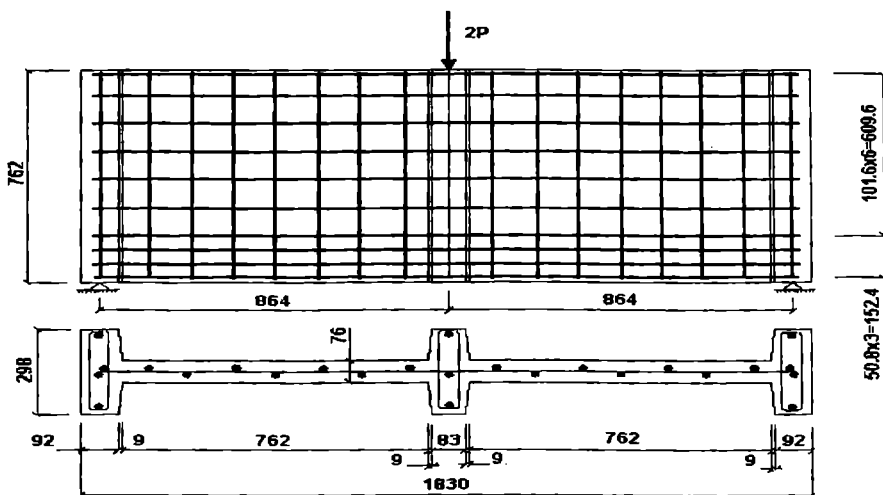


Рис. 4. Схема армирования

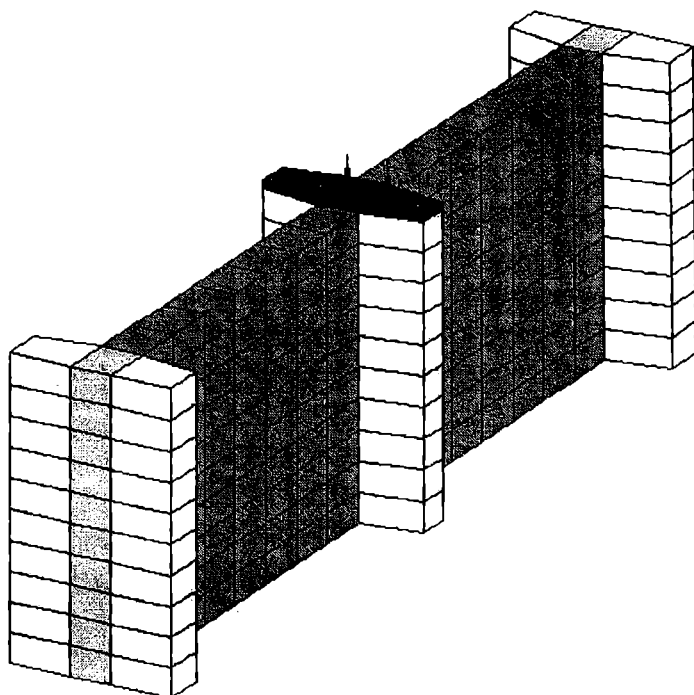


Рис. 5. Расчетная модель

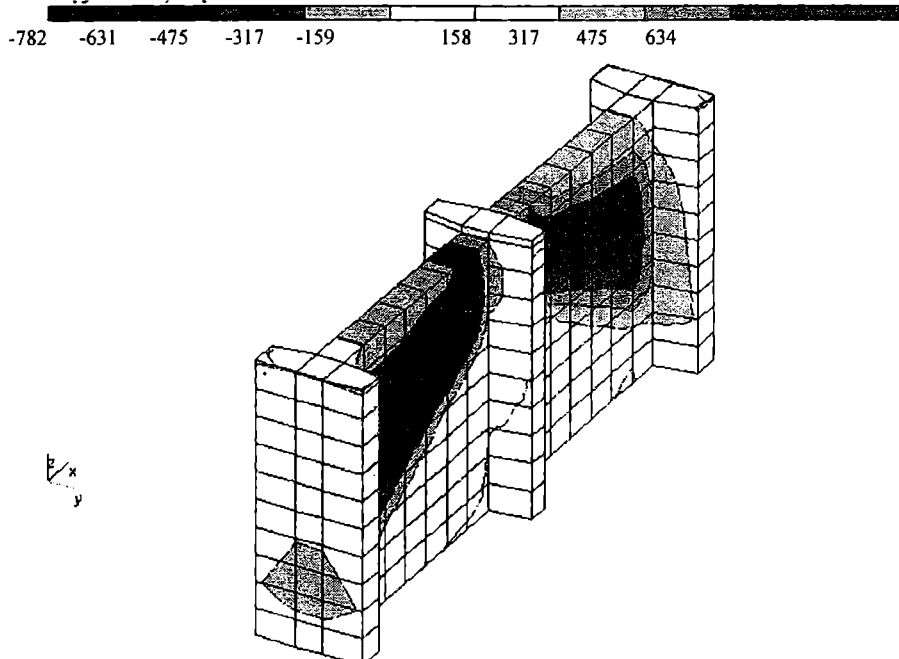


Рис. 6. Напряжения N_{xz}

На рис. 8. показан график деформирования балки-стенки в зависимости от величины P .

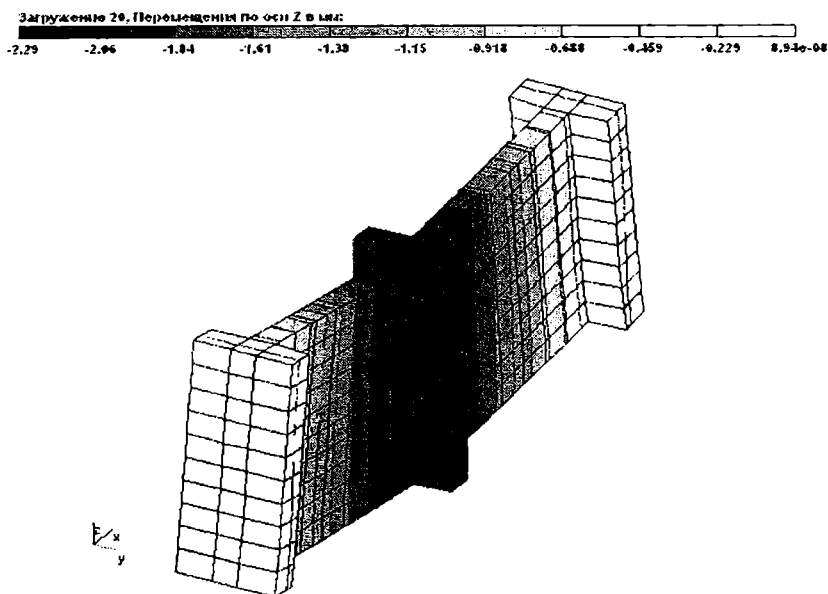


Рис. 7. Перемещения по оси Z

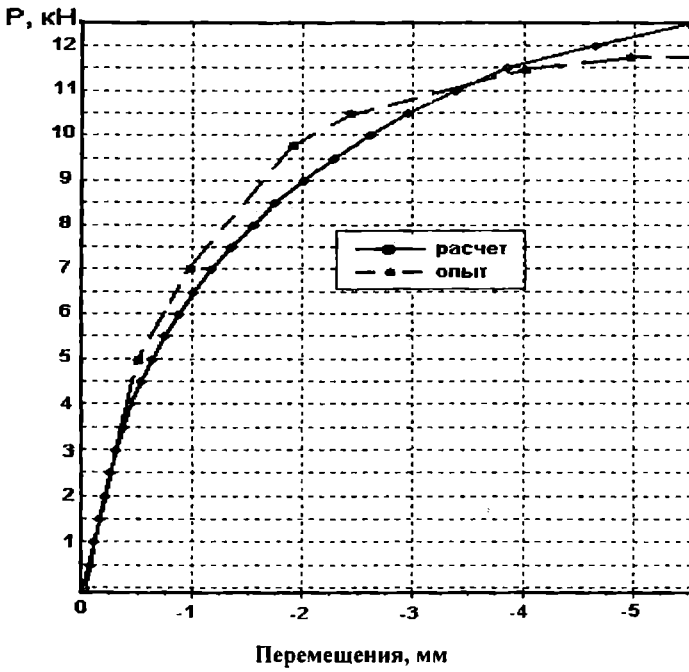


Рис. 8. Перемещения по ступеням нагружения

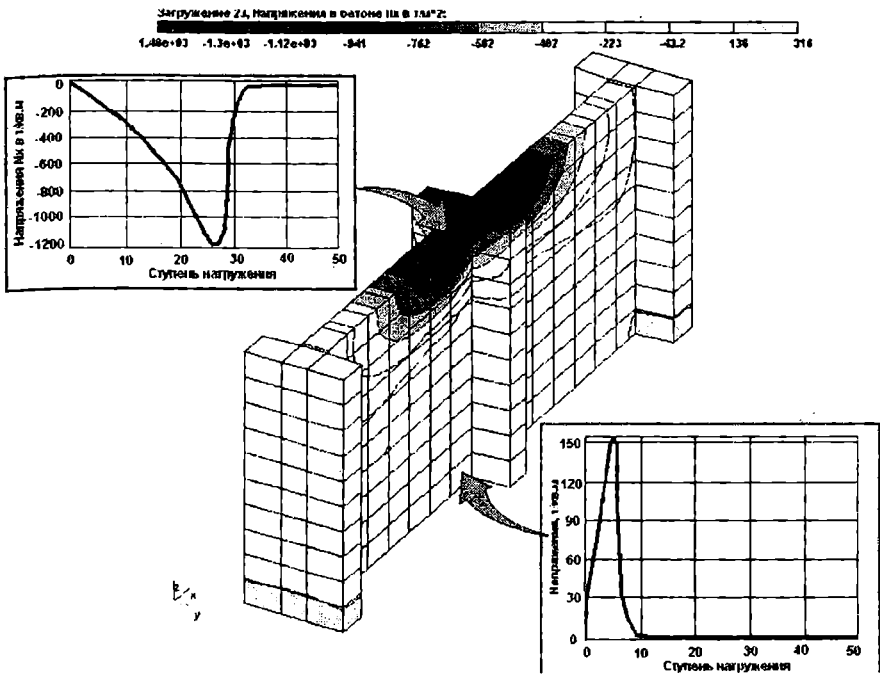


Рис. 9. Напряжение N_x

Гидротехническое оборудование и оборудование портов

На рис. 9 представлено распределение напряжений σ_x в балке-стенке, а также даны графики изменения напряженного состояния в элементах (сжатой и растянутой зон). Трещины как в расчете, так и в опыте, образуются на 5 ступени при $P=2,5\text{МПа}$. Разрушение наступило при $P=14\text{МПа}$ на 28 ступени. На рис.10 изображено распределение главных напряжений в бетоне на 20 ступени нагружения.

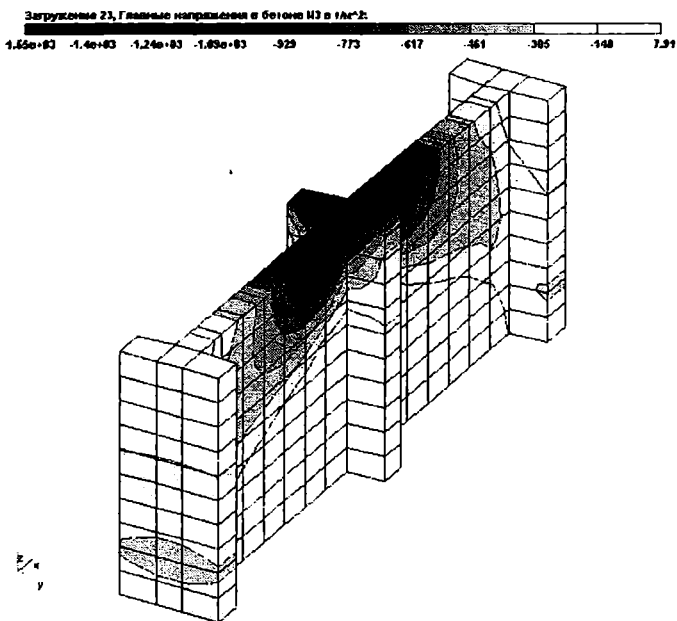


Рис. 10. Главные напряжения

Вывод

Анализ сопоставления результатов расчетов с опытными данными свидетельствует о достаточной надежности предлагаемой модели деформирования бетона при сложном напряженном состоянии.

Литература

1. *Гениев Г.А., Киссюк В. Н., Тюпин Г. А. Теория пластичности бетона и железобетона. – М.: Стройиздат, 1974. – 314 с.*
2. *Ильюшин А.А. Пластичность. – М.: ГИИТЛ, 1948. – 376 с.*
3. *Saennz I.P. Discussion of equation to the stress-strain corver of concrete by P.Desai and S.Krishnan // ACI Journall, Prok. – 1964. – V.61. – № 9, Sept. – P. 1229-1235.*
4. *Kotsovos M.D. A mathematical description of the strength properties of concrete under generalized stress. // Magazine of Concrete Research. – 1979. – Vol. 31. – № 108, Sept. – P.151-157.*
5. *Willam K.J., Warnke E.P. Constitutive model for the triaxial behavior of concrete // Seminar of concrete structures subjected to triaxial stresses, Bergamo, Italy. – 1973. – v. 19. – P. 3/1.*
6. *Cervenka V. Inelastic finite element analysis of reinforced concrete panel under inplain loads / Ph.D.dissirtation, Univ.of Colorado, Dept of Civil Engng, Boulder, Colorado, 1970.*

Надійшла 24.12.06

УДК 656.073.28

В.Ю. Смирковская

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ФОРМИРОВАНИЯ СХЕМ ДОСТАВКИ ГРУЗОВ

Предложена математическая модель, позволяющая формировать схему доставки для одного грузопотока. Разработана методика формирования интегрированной системы доставки, объединяющей несколько грузопотоков с целью получения общего эффекта синергизма. Предложен механизм распределения полученного эффекта, учитывающий интересы грузоотправителей и организатора системы доставки.

Ключевые слова: система доставки, расходы, интеграция, эффект синергизма.

Процесс перемещения груза из А в Б может быть осуществлен системами доставки различных структур. Поэтому, когда ставится задача организации и осуществления доставки груза из А в Б, необходимо сформировать множество возможных вариантов системы доставки и выбрать в соответствии с заданными требованиями вариант, который наилучшим образом им отвечает.

Итак, с точки зрения проектирования систем доставки транспортно-технологический процесс (или варианты транспортно-технологического процесса) задает в общих чертах функциональное описание системы доставки. Каждый элемент этой системы может иметь несколько вариантов практической реализации (например, морская перевозка может быть осуществлена различными перевозчиками), а может только один (например, перевалку и хранение химических грузов в порту осуществляет только один складской комплекс).

Таким образом, для доставки груза из А в Б можно построить альтернативные варианты систем доставки, которые будут отличаться либо топологией, либо технологией, либо составом участников (рис. 1).

Системы доставки грузов могут иметь линейную либо сетевую топологии. В литературе вопросам оптимизации перевозок как первой, так и второй структуры уделено внимание – это так называемые задачи транспортного типа [1]. В частности – классическая транспортная задача, многономенклатурная транспортная задача, транспортная задача в сетевой постановке. Критериями оптимизации выступают либо расходы, либо время, либо количество груза (задача о максимальном потоке).

Широкое применение в теории и практике принятия решений по формированию оптимального (с точки зрения заданного критерия) маршрута доставки грузов получили задачи на транспортных сетях.

Как правило, постановки таких задач предполагают отыскание «кратчайшего -пути» (по расстоянию либо по времени), либо пути, через который может пройти максимальный поток в сети с ограниченными пропускными способностями. В большинстве случаев рассматривается транспортная сеть с одним источником и одним стоком (источник – пункт сети, работающий только на ввоз, сток – на вывоз). Решение задачи по формированию оптимального маршрута на сетях позволяет найти множество путей для множества предъявляемых к транспортировке грузов.

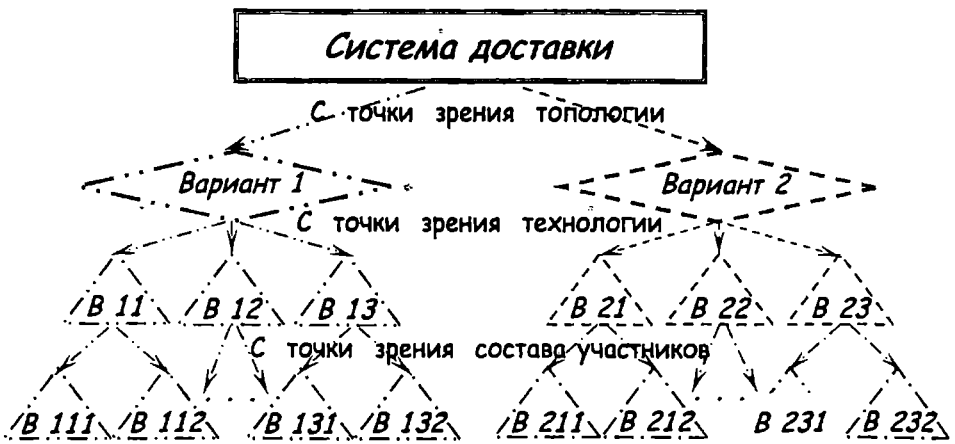


Рис. 1. Варианты системы доставки

В современных публикациях появляются различные модификации этих задач, например [2,3]. Однако и они не учитывают в полной мере многоаспектность данной проблематики, и, в частности, возможность варьирования технологическими параметрами (как предлагалось в [4]) и варьирования расходами с помощью изменения количества груза.

В связи с вышесказанным, целью настоящей статьи является моделирование процесса формирования схемы доставки грузов с учетом возможности варьирования временем доставки и количеством груза.

Итак, пусть необходимо из пункта А, через порты перевалки, доставить партию груза Q в пункт назначения Б. Первым этапом решения задачи является формирование сети, которая бы учитывала различные пункты перевалки и виды транспортировки по всем участкам. Основными критериями при этом являются география перевозки, возможности транспортной инфраструктуры (наличие железнодорожных путей, станций, специализация портов и т.п.), политическая ситуация (войны, забастовки), природная ситуация и др. То есть, первый этап – это проведение качественного анализа вариантов транспортировки. Выходной информацией этого этапа является множество возможных схем доставки.

Как было установлено в [5], расходы по каждому из возможных вариантов m схемы доставки, учитывающие различные пункты перевалки и различные виды транспорта, зависящие, от t и Q , составят

$$R^m(Q, t) = \sum_{i=0}^{n+1} \sum_{j=0}^{n+1} \sum_{k=1}^{k_{ij}} R_{ij}^k(Q, t_{ij}^k), \quad (1)$$

где i – пункты вывоза груза;
 j – пункты завоза груза;
 k_{ij} – вид транспорта на коммуникации ij ;
 n – количество узлов сети.

Под R_{ij}^k понимаются расходы по следующим технологическим операциям системы доставки:

$R_{ij}^{k \text{ трансп}}(Q, t_{ij}^{k \text{ трансп}})$ – расходы на транспортировку партии груза k -ым видом транспорта на коммуникации ij ;

$R_i^{PPP}(Q, t_i^{PPP})$ – расходы на погрузо-разгрузочные работы в пункте i ;

$R_i^{xp}(Q, t_i^{xp})$ – затраты на хранение груза в пункте i ;

$R_{ij}^{np}(Q)$ – прочие затраты, связанные с процессом транспортировки – оформление таможенных документов, страхование, экспедирование и т.п., зависящие от Q , на коммуникации ij системы доставки.

Таким образом

$$R_{ij}^k = R_{ij}^{k \text{ трансп}} + R_i^{PPP} + R_j^{PPP} + R_i^{xp} + R_j^{xp} + R_{ij}^{np}. \quad (2)$$

Время доставки по каждому возможному варианту m составляет

$$T^m = \sum_{i=0}^{n+1} \sum_{j=0}^{n+1} \sum_{k=1}^{k_{ij}} t_{ij}^k, \quad (3)$$

где под t_{ij}^k понимаются:

$t_{ij}^{k \text{ трансп}}$ – время транспортировки партии груза Q на коммуникации ij , которое зависит от расстояния перевозки L и скорости доставки V ;

t_i^{PPP} – время на погрузо-разгрузочные работы, которое зависит от объема переработанной партии груза Q и интенсивности грузовых работ M_i^{PPP} ;

t_i^{xp} – время хранения, которое, вообще говоря, зависит от многих факторов, таких как стыковки в расписаниях движения морского и других видов транспорта, размера партии груза Q и провозной способности транспортных средств (то есть, существует вероятность накапливания груза на складе) и т.д. Для простоты изложения будем полагать, что по каждому варианту транспортировки t_i^{xp} уже определено с учетом его специфики.

Согласно классификации, выполненной в [6] по использованию транспортно-технологических систем (ТТС), системы доставки делятся на системы по доставке массовых или генеральных грузов. Для организатора системы доставки это определяет, прежде всего, размер партии груза, сужение выбора видов транспорта, топологию перевозки, а также усиление, либо ослабление требований к параметрам системы доставки.

Так, мелкие партии грузов перевозятся авто- и авиатранспортом, линейными морскими перевозчиками (реже – железнодорожным транспортом). Как правило, в таких системах доставки время хранения минимальное, а критериями формирования в равной степени выступают как время доставки ($T^{доcm}$), так и расходы на доставку ($R^{доcm}$), варьирование которыми позволяет в результате достичь минимизации затрат при увеличении времени доставки, либо выполнения условия «точно в срок» за счет увеличения стоимости [6].

Следует отметить, что в таких системах условие «точно в срок» могут обеспечивать авиaperевозчики, либо автоперевозчики на большие расстояния, что используется в тех ситуациях, когда фактор «время» выступает на первое место.

Морские линейные перевозчики также могут обеспечить выполнение этого условия в соответствии с расписанием линии. Однако, отклонение движения судов от графика происходит достаточно часто. На базе анализа отклонений линейных перевозчиков от расписания были найдены законы распределения Δt отклонений [7]. Установлено, что полученные зависимости имеют характер нормального распределения случайной величины. На базе статистических данных по каждой линии можно установить границы Δt и использовать эту информацию при организации системы доставки.

В системах доставки мелких партий грузов, количество предъявляемого к отправке груза значительно меньше пропускной способности системы, то есть выполняется условие $Q < \Pi_{CD}$.

Топология таких систем может быть как линейная, так и сетевая. Но в любом случае целесообразна консолидация мелких партий груза за счет чего организатор системы доставки добивается скидок.

Рассмотрим следующую ситуацию: к перевозке представлена мелкая партия груза Q ($Q = \text{const}$, $Q < \Pi$ (пропускной способности всей системы доставки)), топология системы доставки – линейная.

Транспортная сеть задана пунктами $A_0, A_1, \dots, A_n, A_{n+1}$. При перевозке между пунктами A_i, A_j возможно варьирование как видом транспорта k ($k = \overline{1, k_{ij}}$), так и режимом транспортировки, который определяется зависимостью $R_{ij}^k(t_{ij}^k)$, где t_{ij}^k – время доставки по коммуникации ij k -ым видом транспорта.

Время на участке ij формируется из времени выполнения технологических операций – перевозки, перевалки, хранения и др.

Как было отмечено в [5], время доставки на участке зависит от расстояния L и интенсивности выполнения операций, что обуславливает границы возможного диапазона значений t_{ij}^k .

Рассматриваемая транспортная сеть обуславливает множество возможных вариантов схем доставки, каждый из которых может быть охарактеризован временем и стоимостью доставки. Таким образом, необходимо из множества транспортных связей на сети сформировать схему с выбором конкретных видов транспорта и набором технологических режимов (время выполнения доставки на каждой коммуникации ij), которая бы отвечала требованию минимума затрат при условии ограничения по времени T^* .

Таким образом, взяв за основу классическую задачу выбора кратчайшего пути [1] и используя результаты, полученные в [5], можно предложить следующую математическую модель выбора варианта доставки:

$$Z = \sum_{i=0}^{n+1} \sum_{j=0}^{n+1} \sum_{k=1}^{k_{ij}} R_{ij}^k(t_{ij}^k) \cdot x_{ij}^k \rightarrow \min, \quad (4)$$

$$\sum_{j=0}^{n+1} \sum_{k=1}^{k_{ij}} x_{ij}^k - \sum_{j=0}^{n+1} \sum_{k=1}^{k_{ji}} x_{ji}^k = 0, \quad (i = \overline{1, n}), \quad (5)$$

$$\sum_{j=0}^{n+1} \sum_{k=1}^{k_{ij}} x_{0j}^k - \sum_{j=0}^{n+1} \sum_{k=1}^{k_{j0}} x_{j0}^k = 1, \quad (6)$$

$$\sum_{j=0}^{n+1} \sum_{k=1}^{k_{ij}} x_{n+1,j}^k - \sum_{j=0}^{n+1} \sum_{k=1}^{k_{j,n+1}} x_{j,n+1}^k = -1, \quad (7)$$

$$t_{ij}^k \min \leq t_{ij}^k \leq t_{ij}^k \max, \quad (8)$$

$$\sum_{i=0}^{n+1} \sum_{j=0}^{n+1} \sum_{k=1}^{k_{ij}} t_{ij}^k \cdot x_{ij}^k \leq T^*, \quad (9)$$

$$x_{ij}^k = \{0, 1\}, \quad (10)$$

$$i, j = \overline{0, n+1}, \quad k = \overline{1, k_{ij}}, \quad (11)$$

где (4) – целевая функция, минимизирующая транспортные расходы;

(5) – условие, которое определяет, что для пункта A_i , не являющегося начальным и конечным пунктом сети, число исходящих коммуникаций равно числу входящих; вместе с требованием минимизации (4), условие (5) означает, что из пункта A_i должно выходить не более одной коммуникации;

(6) – условие, которое определяет, что количество коммуникаций, исходящих из пункта A_0 превышает на единицу число коммуникаций, входящих в этот пункт;

(7) – условие, которое определяет, что количество коммуникаций, входящих в пункт A_{n+1} превышает на единицу число коммуникаций, исходящих из него;

(8) – ограничение, лимитирующее минимальные и максимально допустимые границы времени транспортировки по ij коммуникации k -ым видом транспорта;

(9) – ограничение по времени доставки груза (T^* – максимально допустимое время транспортировки груза по системе доставки).

Параметрами управления модели являются: x_{ij}^k (10) – булева переменная, которая, вместе с условиями (5)-(7), определяет, что каждому пункту A_i соответствует одна входящая и одна исходящая коммуникация ij , что позволяет определить схему доставки груза, соответствующую всем поставленным условиям; t_{ij}^k – время на выполнение операции на коммуникации ij системы доставки.

Модель допускает варьирование видами транспорта и временем доставки по участкам схем.

Отметим, что при замене (9) равенством

$$\sum_{i=0}^{n+1} \sum_{j=0}^{n+1} \sum_{k=1}^{k_{ij}} t_{ij}^k \cdot x_{ij}^k = T^*, \quad (12)$$

найденный оптимальный вариант будет соответствовать требованию «точно в срок».

Более того, размер партии груза Q можно также рассматривать в качестве параметра управления модели, накладывая на него определенные ограничения. Трансформировав целевую функцию (4) в

$$Z = \sum_{i=0}^{n+1} \sum_{j=0}^{n+1} \sum_{k=1}^{k_{ij}} R_{ij}^k(Q, t_{ij}^k) \cdot x_{ij}^k \rightarrow \min, \quad (13)$$

и введя дополнительное ограничение $Q_{\min} \leq Q \leq Q_{\max}$, получим математическую модель, позволяющую определить оптимальный размер партии груза. Так, если организатором транспортировки является экспедитор (логист), то он может искать попутные грузы для консолидации оптимальной партии груза с целью минимизации общих транспортных расходов.

Таким образом, математическая модель позволяет:

- определить оптимальную схему транспортировки груза с точки зрения заданного критерия;
- определить значение временных параметров (t_{ij}^k) и размер партии груза Q , которые обеспечат оптимальный вариант по расходам в системе доставки в целом;
- рассматривать (9) в качестве целевой функции, а (4) – в качестве ограничения, для случая, когда время транспортировки играет решающее значение;
- рассматривать (9) как строгое равенство и получить вариант, обеспечивающий доставку груза «точно в срок».

Формирование тарифов организатора интегрированной системы доставки

Как правило, услуги логиста привлекательны как по качеству, так и по цене. За счет значительных объемов грузопотоков различных грузоотправителей, которыми может оперировать логист, достигается эффект масштаба, который проявляется в снижении стоимости доставки единицы груза в рассматриваемой системе. В результате продуманной организационной деятельности у логиста появляются сэкономленные средства, за счет которых он может либо снизить расходы участников системы доставки (а именно – грузоотправителям), либо повысить уровень предоставляемых услуг. Иначе говоря, возникает так называемый эффект синергизма.

Как с практической, так и с теоретической точек зрения интересной является задача организации системы доставки в сетевой постановке, когда предъявлены к отправке партии грузов Q_l , $l = 1, L$, где L – рассматриваемое число пунктов отправления сети. Иначе говоря, речь идет уже о системе отправок $Q_l = \{Q_{ls}\}$, $v = \overline{1, V_l}$, где V – число отправок партий груза из пункта l .

Практический интерес для организатора представляет объединение нескольких локальных схем, разработанных для различных клиентов в единый глобальный вариант доставки, который обеспечивал бы минимальные затраты, зависящие не только от времени, но и от общего

количества груза ($R(Q, t)$). При этом в процессе решения задачи определяются некоторые пункты консолидации грузов для отправления более крупными партиями, что предполагает снижение удельной себестоимости перевозки для организатора.

Схематично ситуацию можно изобразить следующим образом (рис. 2).

Для каждой партии груза Q_{lv} заданы начальный и конечный пункты $(A_l \rightarrow B_p)$, $p = \overline{1, P}$. Для каждой партии груза Q_{lv} может быть решена локальная задача на определение кратчайшего пути, либо задача на минимум транспортных расходов (4)-(11). Однако, если подходить к организации доставки интегрировано, то есть находить оптимальное значение расходов в целом по системе, оптимальный вариант доставки каждой партии груза в рамках общей системы может отличаться от результата решения локальной задачи. То есть могут не совпадать так называемые локальные и глобальные оптимумы, но в таком случае, как правило, появляется системный эффект

$$\sum_{l=1}^L \sum_{v=1}^{V_l} R_{lv}(Q_{lv}) \neq R^{CD}(Q_{11}, Q_{12}, \dots, Q_{1V_1}, \dots, Q_{2V_2}, \dots, Q_{LV_L}). \quad (14)$$

Разница между расходами в правой и левой частях неравенства образуется в результате S-эффекта синергизма, который может быть как положительным, так и отрицательным

$$S = \sum_{l=1}^L \sum_{v=1}^{V_l} R_{lv}(Q_{lv}) - R^{CD}(Q_{11}, Q_{12}, \dots, Q_{1V_1}, \dots, Q_{2V_2}, \dots, Q_{LV_L}). \quad (15)$$

Представляет интерес положительный синергетический эффект, максимизация которого, с учетом всех локальных условий для системы грузов $\{Q_{lv}\}$, может рассматриваться как одна из основных задач организаторов интегрированных систем доставки.

За счет появления S-эффекта синергизма, проявляющегося в снижении общесистемных расходов, удешевляется стоимость транспортировки единицы груза в системе на величину

$$S' = \frac{S}{\sum_{l=1}^L \sum_{v=1}^{V_l} Q_{lv}}, \quad (16)$$

где S' – синергетический эффект, отнесенный к единице груза.

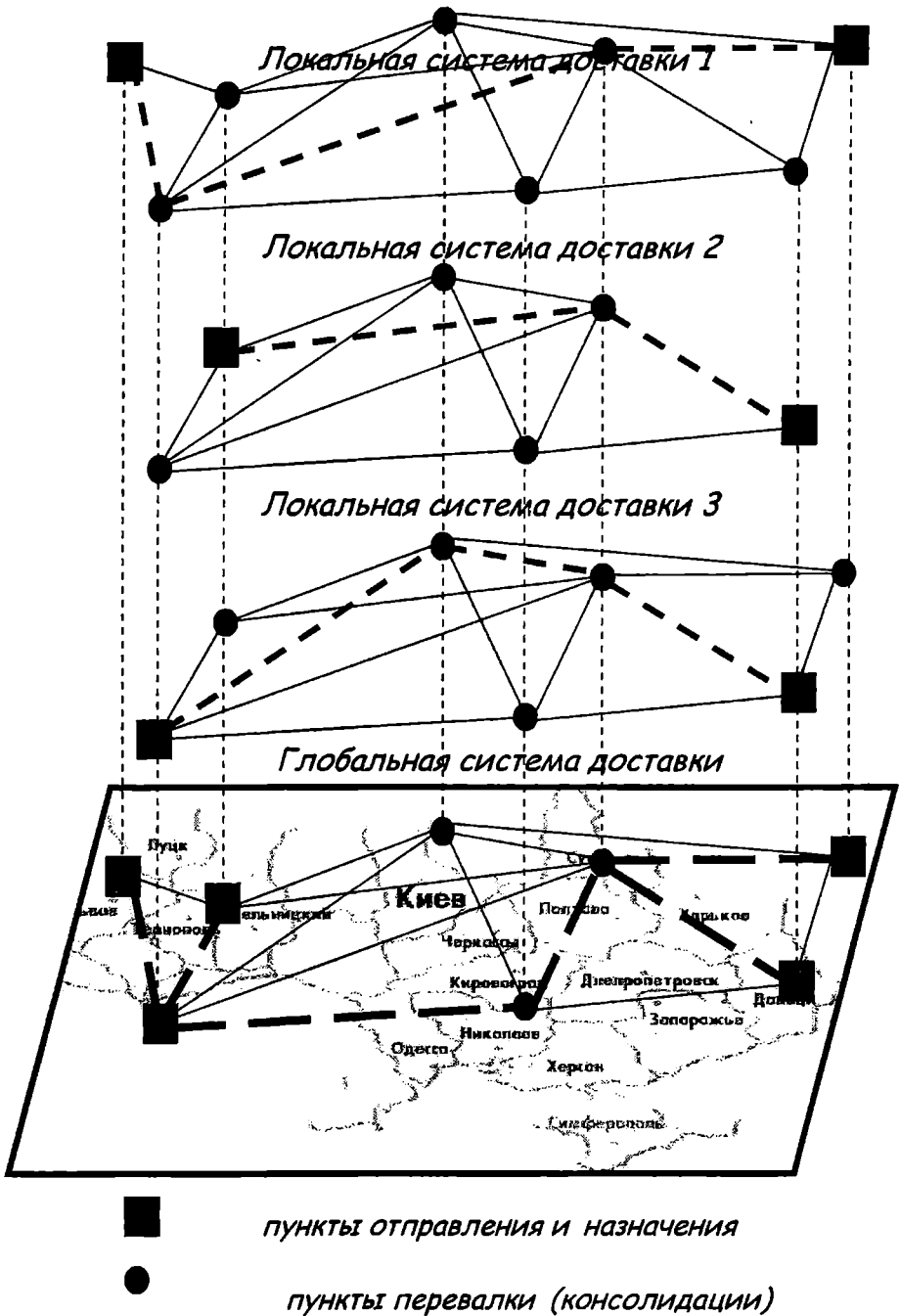


Рис. 2. Схема объединения нескольких локальных систем доставок в единую глобальную систему

Если $S = 0$, то с этим могут быть связаны две ситуации:

- не учтена какая-либо информация и требуется проверка исходных данных (например, касательно скидков);
- в рассматриваемой системе материальный (то есть денежный) эффект синергизма, связанный с эффектом масштаба, не может быть достигнут.

При $S > 0$, возникают так называемые синергетические ресурсы, которые могут быть распределены следующим образом (рис 3).

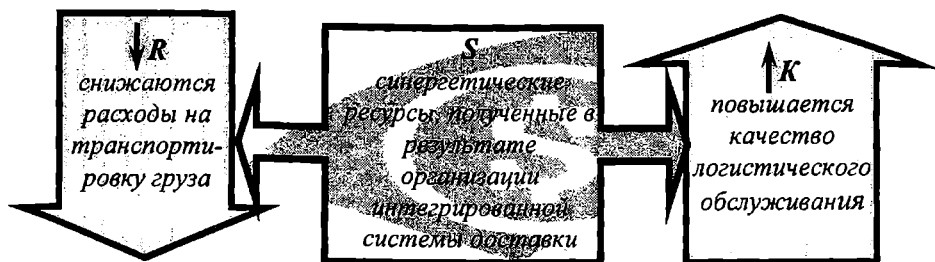


Рис. 3. Использование синергетических ресурсов, полученных в результате организации интегрированной системы доставки

В случае, когда сформирована интегрированная система доставки и получен некоторый эффект синергизма S , логично предположить, что перед организатором системы встанет вопрос о том, каким образом полученный эффект, выражающийся в некоторой сумме, распределить между различными независимыми друг от друга заказчиками доставки груза. Задача осложняется тем, что полученный эффект может не всегда формироваться из экономии средств каждого отдельного заказчика. Возможны и наиболее вероятны случаи, когда интеграция всех схем доставок в единую систему для одних клиентов выльется в удешевление доставки, а для других, – наоборот, – в удорожание, а общий эффект по системе будет показывать экономию средств. В таком случае задачей организатора системы доставки является грамотное распределение средств в виде скидков на доставку при выполнении всех поставленных клиентом условий.

Таким образом, проблема взаимовыгодного распределения ресурсов является распространенной задачей для управляющего организационными системами. Подобные вопросы рассматривались в [8].

В [8] указано, что в качестве ресурсов могут выступать финансы, сырье, энергия, оборудование, трудовые ресурсы, вычислительные мощности и т.д. Однако из всех видов ресурсов авторы отдельно рассматривают вопрос распределения затрат.

В качестве примера для демонстрации трех принципов распределения затрат приведен следующий. Два участника проекта заинтересованы (причем каждый в разной степени) в производстве (приобретении)

некоторого общественного блага, которым в последствии может пользоваться каждый из исполнителей. Стоимость этого блага фиксирована (C), следовательно, исполнителям необходимо просто внести свою долю в расходы и пользоваться благом совместно. Также предполагается, что от потребления блага каждый исполнитель получает определенный доход (q_1, q_2). И в таком случае встает закономерный вопрос – сколько должен заплатить каждый из исполнителей ($C_1 + C_2 = C$).

1. Принцип равного распределения.

В данном случае предлагается расходы на приобретение блага разделить пополам. То есть, $C_1 = C_2 = C/2$. Однако этот принцип применим только если $q_1 > C/2$ и $q_2 > C/2$, либо $q_1 = q_2$.

2. Принцип пропорционального распределения.

Основа принципа в том, что кому общественное благо важнее, тот пусть и платит больше, то есть затраты разделяются пропорционально доходу участников от использования блага

$$C_i = \frac{s_i}{S} C, \quad (17)$$

где $S = s_1 + s_2$, а s_i – сообщаемая оценка дохода i -го участника.

Однако в данном случае существует риск того, что заявленные доходы будут не соответствовать действительности и будет иметь место «борьба за первый ход» – то есть первый объявляет наименьшие доходы и на второго участника ложится львиная часть расходов.

3. Принцип равных прибылей.

В данном случае рассматривается следующий механизм:

$$C_1 = \frac{C}{2} + \frac{(s_1 - s_2)}{2}; \quad C_2 = \frac{C}{2} + \frac{(s_2 - s_1)}{2}. \quad (18)$$

Теперь, зная основные принципы распределения затрат между участниками, попытаемся найти наиболее удобный способ распределения экономического эффекта от интеграции заказчиков в общую систему доставки.

Принцип равного распределения в случае определения доли скидки на перевозку изначально непригоден, так как у одного клиента перевозка может стоить 1 000 долларов, а у другого – 20 000 долларов, что зависит от дальности, количества и вида груза. Поэтому, если сэкономленные средства просто разделить поровну между всеми клиентами, у одного может получиться несоразмерно маленькая плата за перевозку, а у другого скидка будет незаметна на фоне всей суммы.

Принцип равных прибылей в случае с распределением экономического эффекта применить достаточно сложно, поскольку ни о какой прибыли при перевозке груза у клиента не может быть и речи. Кроме того, в основе принципа лежит равное распределение расходов, что, как было сказано выше, неприменимо при организации перевозки.

В принципе пропорционального распределения также имеется составляющая, характеризующая прибыль каждого участника и общую прибыль. Однако сам механизм расчета показался достаточно интересным в плане применения его для расчета распределяемого размера скидки для каждого участника.

Можно предложить следующий механизм определения размера скидки, которая предоставляется каждому клиенту интегрированной системы доставки грузов:

$$z_{lv} = \frac{R_{lv}^{CD}}{R^{CD}} \cdot k \cdot S, \quad (19)$$

где R_{lv}^{CD} – расходы по доставке партии груза Q_{lv} в интегрированной системе доставки;

R^{CD} – общие расходы по интегрированной системе доставки;

k – коэффициент, фиксируемый организатором системы доставки и показывающий процент, который оставляет себе организатор в качестве вознаграждения за эффективно организованную доставку (как правило, составляет 5-10%, то есть k варьируется от 0,9 до 0,95).

Необходимо отметить, что прибыль, которую обеспечивает себе организатор системы доставки при экономии общих затрат является дополнительной, то есть получается помимо традиционных вознаграждений за свои услуги от грузоотправителей. Таким образом, сам организатор системы доставки заинтересован в как можно большей экономии средств грузоотправителей, обеспечивая, тем самым, себе больший заработок. Такая заинтересованность организатора в личной выгоде дает своеобразную гарантию грузоотправителю в том, что цена на доставку не будет обманным путем завышена.

Таким образом, задачей исследования является определение размера скидки, напрямую зависящего от доли расходов заказчика в общем объеме расходов.

Необходимо отметить, что полученная скидка вычитается не из стоимости перевозки, полученной в рамках системы доставки, а из стоимости, которая была бы представлена клиенту при организации только его, «локальной» схемы доставки.

$$R_{lv(z)}^{CD} = R_{lv} - z_{lv}, \quad (20)$$

где $R_{lv(z)}^{CD}$ – расходы по j -ой схеме с учетом скидки, получаемой в результате интеграции в систему доставки.

С учетом вышесказанного, предлагается использовать следующий алгоритм формирования схемы доставки грузов (рис. 4):

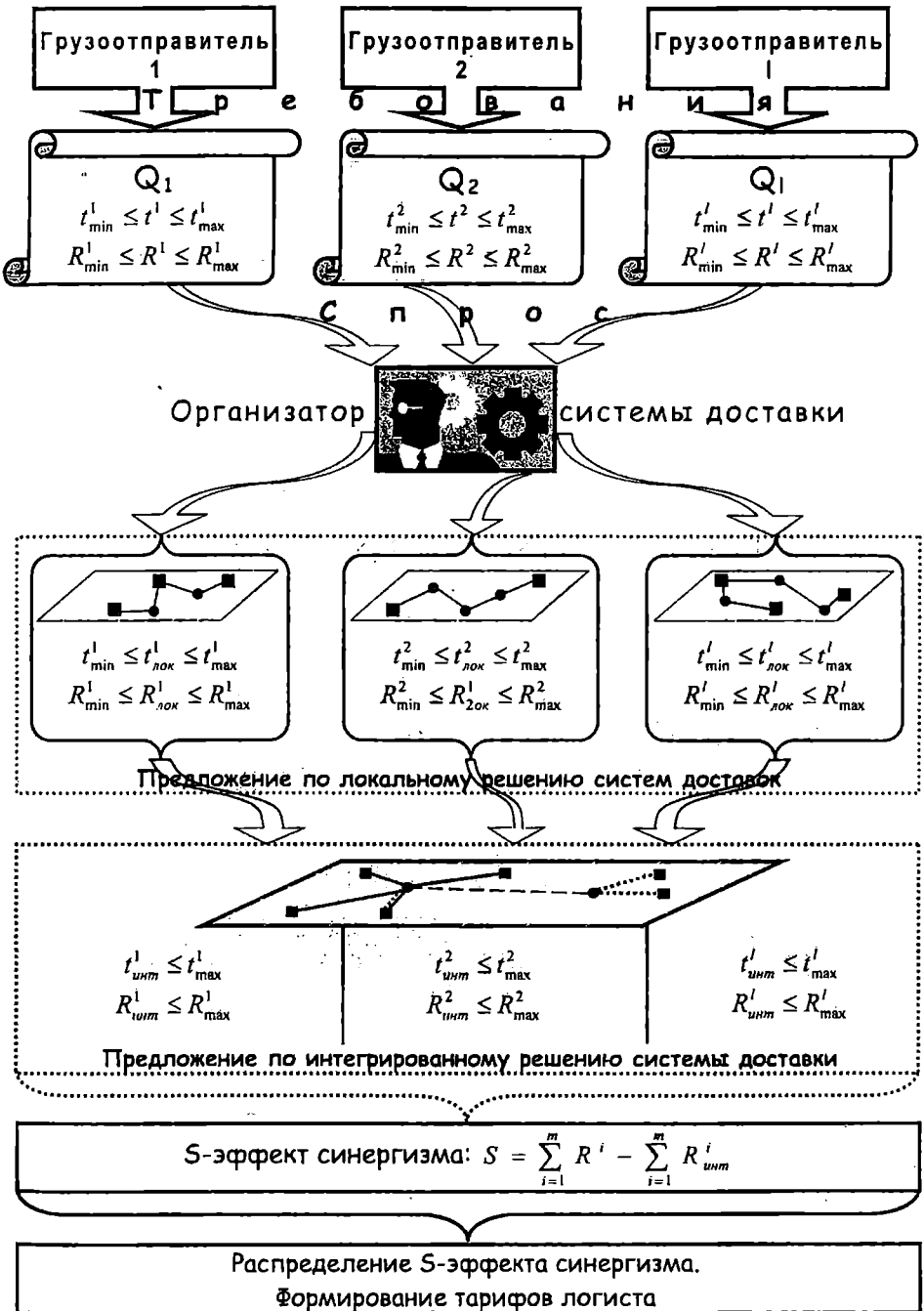


Рис. 4. Алгоритм процесса формирования интегрированной системы доставки

Для наглядной демонстрации механизма распределения сэкономленных средств приведем следующий пример.

Предположим, что в логистическую фирму обратились шесть грузоотправителей с различными видами и количеством грузов, которые необходимо доставить из и в различные пункты.

В фирме все запросы обрабатываются, производится расчет различных вариантов и каждому клиенту объявляется стоимость перевозки по «локальной» схеме, которая является минимальной для каждого отдельно взятого грузоотправителя. Параллельно с этим, сотрудники логистической фирмы рассчитывают вариант интеграции всех «локальных» схем в единую «глобальную» систему доставки. Используя имеющиеся контакты с необходимыми предприятиями – партнерами, выполняющими различные транспортно-технологические элементы системы доставки с тем, чтобы получить дополнительные скидки от предоставляемого объема работы. Естественно, что для каждого участника «локальная» схема доставки будет отличаться от «глобальной» системы топологией, видами транспорта и, соответственно, размером затрат. И только в том случае, если в результате интеграционной деятельности логистической фирмы наблюдается положительный экономический эффект новая стоимость перевозки с выполнением всех ограничений, объявляется грузоотправителю.

В таблице 1 приведен пример расчета окончательной стоимости перевозки для каждого грузоотправителя.

Таблица 1

Грузоот- правитель	$R_{lv}, \$$	$R_{lv}^{CD}, \$$	$S_{lv}, \$$	$Z_{lv}, \$$	$R_{lv(z)}^{CD}, \$$
1	2000	2200	-200	109,1	1890,9
2	3500	3400	100	168,6	3331,4
3	5500	5000	500	248,0	5252,0
4	4900	4500	400	223,2	4676,8
5	7000	6300	700	312,5	6687,5
6	3300	3500	-200	173,6	3126,4
Итого	26200	24900	1300	1235	24965

Как видно из табл. 1, не у всех участников наблюдается положительный экономический эффект от интеграции в систему доставки (как у 1-го и 6-го участников, у которых стоимость перевозки повысилась), однако общий экономический эффект достигается в объеме 1 300 \$.

Коэффициент k принимается равным 0,95, что для данного примера дает дополнительную прибыль логистической фирме в размере 65 \$.

Приведем пример расчета окончательной стоимости перевозки для первого заказчика.

$$z_1 = \frac{2\,200}{24\,900} \cdot 0.95 \cdot 1\,300 = 109,1 \$$$

$$R_{1(z)}^{CD} = 2\,000 - 109,1 = 1\,890,9 \$.$$

Таким образом, задачу формирования интегрированной системы доставки представляется целесообразным рассматривать в три этапа (рис. 5):

1. По каждому виду груза определить оптимальный маршрут (то есть решить локальную задачу) и найти значения расходов $R(Q, t)$;
2. Решить глобальную задачу для системы грузов $Q_i = \{Q_{is}\}$, расходы по которой удовлетворяли бы требованию

$$S = \sum_{i=1}^L \sum_{v=1}^{V_i} R_{iv}(Q_{iv}) - R^{CD};$$

3. Распределить S между участниками так, чтобы интересы каждого из них были учтены.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гольштейн Е.Г., Юдин Д.Б. *Задачи линейного программирования транспортного типа*. – М.: Наука, 1969. – 382 с.
2. Боделан И.В. *Модели оптимального распределения грузопотоков в транспортных логистических системах // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: Зб. наук. праць. Вип. 3*. – Одеса: ОНМУ, 2002. – С. 223-233.
3. Холоденко А.М. *Транспортні задачі за критерієм інтенсивності прибутку // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: Зб. наук. праць. Вип. 3*. – Одеса: ОНМУ, 2002. – С. 144-155.
4. Ляшенко Н.И. *Учет технологических факторов при оптимизации функционирования интегрированных логистических цепей // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: Зб. наук. праць. Вип. 4*. – Одеса: ОНМУ, 2002. – С. 58-73.
5. Онищенко С.П., Смрковская В.Ю. *Взаимосвязь основных параметров систем доставки // Вісник ОНМУ. Одеса: ОНМУ, 2005*. – № 18. – С. 207-218.
6. Смрковская В.Ю. *Классификация систем доставки грузов // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем. Одеса: ОНМУ. – 2004*. – № 9. – С. 194-209.

7. *Панарин П.Я. Организация работы линейного флота. – М.: Транспорт, 1980. – 191 с.*
8. *Бурков В.Н., Новиков Д.А. Как управлять проектами: Научно-практическое издание // Серия «Информатизация России на пороге XXI века». – М.: СИНТЕГ-ГЕО, 1997. – 188 с.*

Надійшла 17.12.06

УДК 338.47:656.61.012.34

Л.А. Заборский

К ВОПРОСУ ОБ УПРАВЛЕНИИ ТРАНСПОРТНЫМИ ИЗДЕРЖКАМИ В ЛОГИСТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ

Рассмотрен модульный подход к организации логистической системы, использующей смешанные перевозки. Определены особенности модуля, находящегося на стыке морского транспорта с другими видами, и предложен подход к сокращению транспортных издержек за счет управления технико-технологическими параметрами модуля.

Ключевые слова: логистическая система, смешанные перевозки, морской порт, транспортные издержки.

Повышение внимания в последнее время к вопросам организации и эффективного функционирования логистических систем объясняется сокращением длительности циклов торговли, увеличением стоимости транспортировки и хранения, необходимостью ускорения реакции на потребительский спрос. Одним из путей повышения эффективности доставки товаров является разработка научно обоснованных методов проектирования систем доставки с использованием принципов логистики.

Концепция минимизации суммарных затрат используется в качестве базовой для формирования логистических систем и их эффективного функционирования. На ее основе производится описание соотношений между разными видами затрат и выявляются пути снижения общих затрат за счет интеграции логистических операций по перемещению материального потока. При минимизации затрат в логистической системе величина транспортных расходов служит основанием для принятия принципиальных решений о конфигурации всей системы, поскольку именно транспортировка выступает в качестве важнейшего компонента такой системы.

Анализ зарубежных и отечественных исследований по данной проблеме показал отсутствие единой научно обоснованной методологии проектирования логистических систем. Подобная методология должна обеспечивать возможность получения синергетического эффекта от решения многоуровневого комплекса задач, обеспечивающих организационные, функциональные, технические, технологические, экономические, коммуникационные и пр. аспекты.

В настоящее время специалистами предпринимаются попытки сведения отдельных обособленных решений по указанным направлениям к их системному представлению с отображением многоцелевого характера функционирования входящих подсистем, особенностей их взаимо-

действия, многопараметричности и влияния со стороны внешней среды. В этом направлении следует отметить модульный (блочный) подход к структурированию логистических систем [1. С. 76; 2. С. 326-332; 3. С. 225; 4. С. 185; 5. С. 82, 103-105, 120-122; 6].

Управление логистическими затратами включает определение их состава и объема и является не столько экономической, сколько технико-экономической задачей. Следует указать на наличие структурного фактора затрат, который проявляется в том, что затраты в одном звене логистической цепочки влияют на работу других ее звеньев. При этом можно снизить затраты связанных звеньев, улучшив координацию их работы или осуществив совместную оптимизацию этих структур по технико-технологическим параметрам.

Вопрос управления транспортными издержками как составной частью общих логистических затрат рассматривается практически в каждой фундаментальной работе, посвященной проблемам логистики [1. С. 86-135; 3. С. 220-285; 5. С. 83, 184-193; 7. С. 103-235, 259-284; 8. С. 270-297].

Целью настоящей статьи является определение путей сокращения транспортных издержек в логистической системе, использующей смешанные перевозки, за счет управления ее технико-технологическими параметрами.

Модульная модель организации системы доставки в составе логистической системы подразумевает, что каждое звено (модуль) представляет собой функциональный цикл определенного вида. С участием морского транспорта такая модель имеет вид, представленный на рис. 1.



Рис. 1. Функциональные циклы смешанных перевозок в составе логистической системы

Особенностью модулей, находящихся на стыке разных видов транспорта, является то, что, с одной стороны, они обладают функциональной, технической и технологической целостностью, с другой, – выполнение их функционального назначения возможно с различными результативными показателями за счет управления относительно самостоятельными структурными единицами в системе.

Рассмотрим более детально модуль CC' . Стыковка магистрального транспорта AC с морской перевозкой грузов $C'D$ осуществляется в порту отправления, причем особый интерес представляет рациональная организация технологических процессов, обеспечивающих эту стыковку.

Поступление груза в порт осуществляется в результате процесса завоза, который, в случае последующей погрузки на судно по прямому варианту выполнения погрузо-разгрузочных работ (ПРР), непосредственно, без каких-либо задержек во времени, стыкуется с процессом погрузки (рис. 2). Графическое отображение процессов выполнено на основе [9].

Интенсивность процесса завоза характеризуется величиной

$$I_3 = \frac{Q}{t_3}, \quad (1)$$

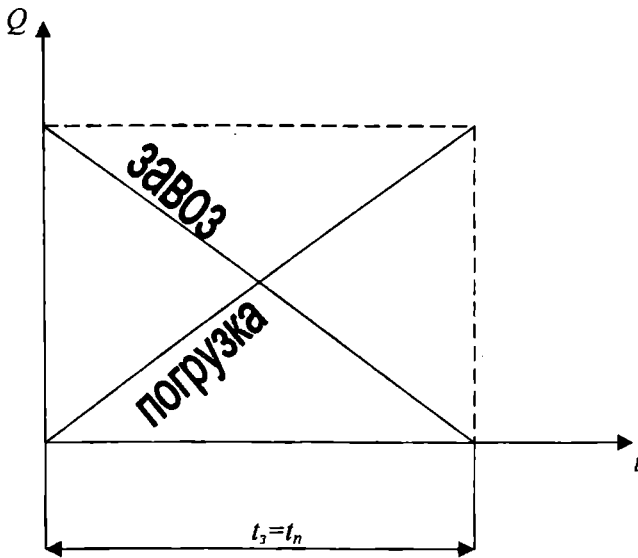


Рис. 2. Процессы в функциональном цикле порта отправления при использовании прямого варианта ПРР ($I_3 = M_n$)

где, Q – партия груза, подлежащая погрузке на судно (т);

t_3 – продолжительность процесса завоза (сут.)

В случае использования складского варианта возникает потребность в использовании складов для накопления и последующего хранения грузов в течение времени хранения t_{xp} (рис. 3).

Интенсивность процесса погрузки характеризуется валовой нормой погрузки M_n , а общее время пребывания груза в порту до отправки равно

$$t^{om} = t_3 + t_{xp} + t_n, \quad (2)$$

в то время, как для условия переработки по прямому варианту,

$$t^{om} = t_3 = t_n. \quad (3)$$

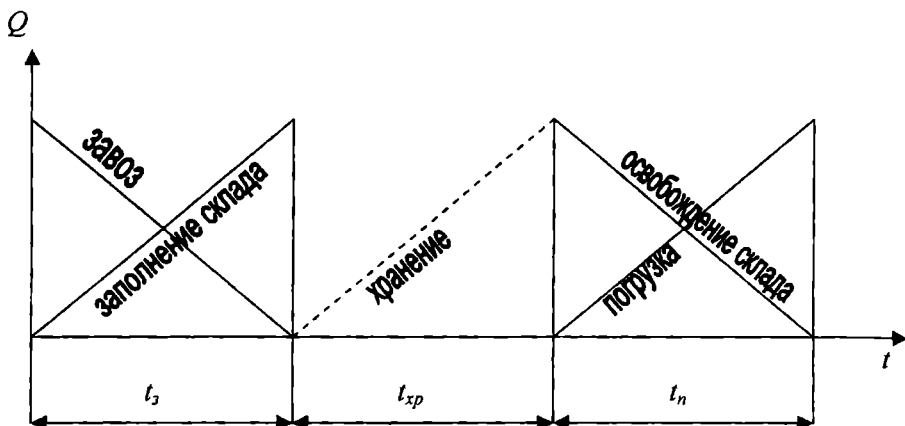


Рис. 3. Процессы в функциональном цикле порта отправления при использовании складского варианта ПРР.

Отметим, что необходимость использования складского варианта вытекает из соотношения между интенсивностью завоза грузов и интенсивностью погрузки.

Если $I_з = M_n$ либо $I_з > M_n$, погрузка может производиться по прямому варианту. Для случая, когда $I_з > M_n$ (рис. 4), имеет место соотношение

$$t^{om} = t_n = t_з + t_{np}. \quad (4)$$

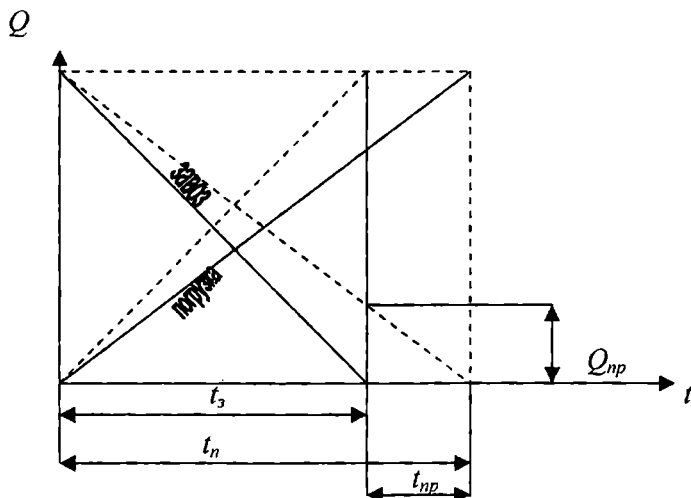


Рис. 4. Процессы в функциональном цикле порта отправления при использовании прямого варианта ПРР ($I_з > M_n$)

После окончания процесса завоза количество груза Q_{np} может находиться в подвижном составе магистрального вида транспорта, т.е. магистральный транспорт простаивает в течение t_{np} . Интенсивность простоев магистрального транспорта, выраженная в грузовых единицах, находящихся в подвижном составе, равна

$$I_{np} = \frac{Q_{np}}{t_{np}}. \quad (5)$$

В этом случае возникает возможность организации погрузо-разгрузочных работ (ПРР) по смешанному варианту, если затраты на хранение на складе количества груза Q_{np} будут менее потерь от простоев соответствующих единиц подвижного состава магистрального транспорта.

Для соотношения $I_3 < M_n$ характерно использование складского (рис. 3), либо смешанного варианта ПРР (рис. 5).

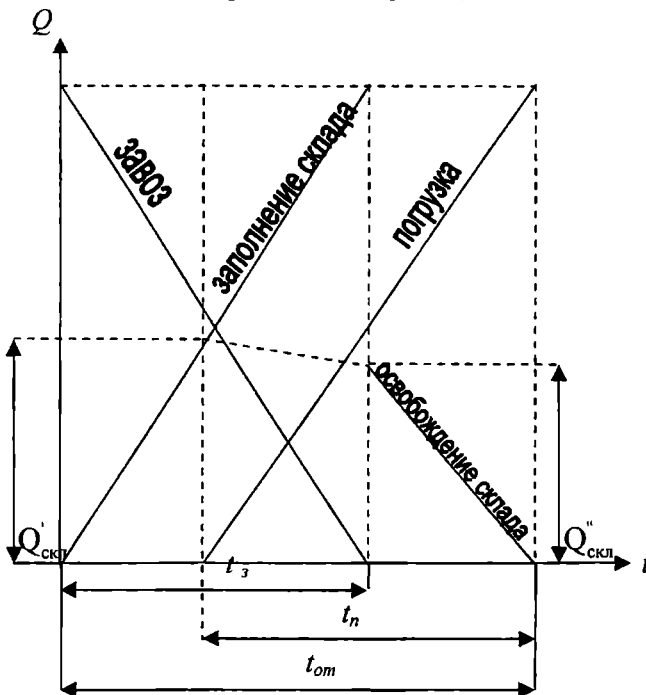


Рис. 5. Процессы в функциональном цикле порта отправления при использовании смешанного варианта ПРР ($I_3 < M_n$)

К началу погрузо-разгрузочных работ на складе должно быть накоплено необходимое количество груза $Q'_{скл}$.

Для данного случая:

$$t^{om} = t_n + \frac{Q'_{скл}}{I_3}, \quad (6)$$

$$t^{om} = t_3 + \frac{Q''_{скл}}{M_n}, \quad (7)$$

где $Q''_{скл}$ – количество груза на складе после окончания процесса завоза.

Управляя в рамках логистической системы интенсивностью завоза груза в порт с целью сокращения издержек, связанных с хранением, удается получить возможность установить минимально необходимое время для первоначального накопления груза на складе.

Пусть $I_3 < M_n$ и $t^{om} = t_3 = t_n + t_{xp}$ (рис. 6).

Для этого условия минимальное значение времени хранения составляет $t_{xp} = t_3 - t_n$, тогда

$$Q_{скл} = (t_3 - t_n) \cdot I_3 = t_3 I_3 - t_n I_3 = Q - \frac{Q}{M_n} \cdot I_3 = Q \left(1 - \frac{I_3}{M_n}\right) \text{ и } \frac{I_3}{M_n} < 1. \quad (8)$$

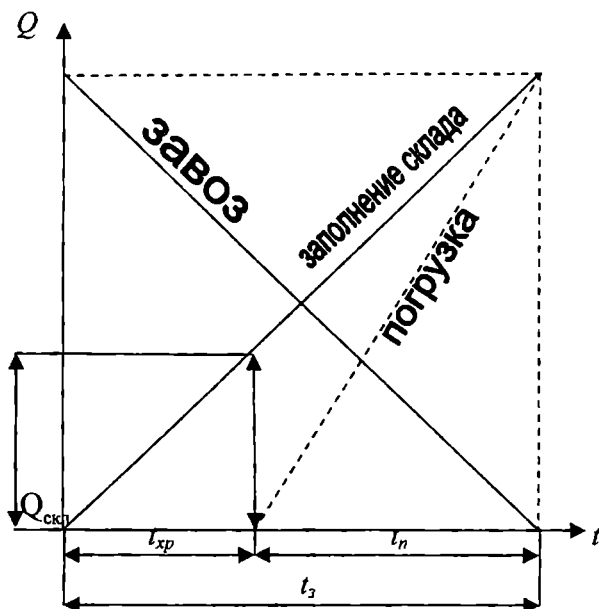


Рис. 6. Процессы в функциональном цикле порта отправления при использовании смешанного варианта ($I_3 < M_n$)

Необходимые издержки хранения равны:

$$\begin{aligned}
 S_{xp} &= c^{xp} \cdot Q_{скл} \cdot t_{xp} = c^{xp} \cdot Q \left(1 - \frac{I_3}{M_n}\right) \cdot (t_3 - t_n) = \\
 &= c^{xp} \cdot Q \left(1 - \frac{I_3}{M_n}\right) \cdot Q \left(\frac{1}{I_3} - \frac{1}{M_n}\right) = c^{xp} \cdot Q^2 \left(1 - \frac{I_3}{M_n}\right)^2 \cdot \frac{1}{I_3}.
 \end{aligned} \tag{9}$$

где c^{xp} – стоимость хранения единицы груза в сутки (ден.ед./т·сут.).

В дальнейших рассуждениях будет использована величина $\alpha = \frac{I_3}{M_n}$, т.е. коэффициент разрыва интенсивности завоза и погрузки, предложенная в [9]. Тогда при $0 < \alpha < 1$

$$S_{xp} = c^{xp} \cdot Q^2 (1 - \alpha)^2 \cdot \frac{1}{\alpha M_n}. \tag{10}$$

Возьмем производные функции $S_{xp}(\alpha)$, $\alpha \leq 1$.

Первая производная есть:

$$\frac{dS_{xp}(\alpha)}{d\alpha} = \frac{c^{xp} \cdot Q^2}{M_n} \left[\frac{\alpha^2 - 1}{\alpha^2} \right]. \tag{11}$$

Вторая производная имеет вид

$$\frac{d^2S_{xp}(\alpha)}{d\alpha^2} = \frac{2\alpha}{\alpha^4}. \tag{12}$$

Таким образом, $S_{xp}'' > 0$, т.е. функция S_{xp} вогнута вниз, ее минимум достигается при $\alpha = 1$ (рис. 7).

Рассмотрим условие, когда $I_3 > M_n$ (см. рис.4). Для этого случая $t_{np} = t_n - t_3$, тогда

$$Q_{np} = t_{np} \cdot M_n = (t_n - t_3) \cdot M_n = Q - \frac{Q}{I_3} M_n = Q \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right). \tag{13}$$

Затраты, связанные с пребыванием груза в подвижном составе магистрального транспорта характеризуются простоями подвижного сос-

тава этого вида транспорта и представляются выражением

$$\begin{aligned}
 S_{np} &= c^{np} \cdot Q_{np} \cdot t_{np} = c^{np} \cdot Q \left(1 - \frac{M_n}{I_3}\right) \cdot (t_n - t_3) = \\
 &= c^{np} \cdot Q \left(1 - \frac{M_n}{I_3}\right) \cdot Q \left(\frac{1}{M_n} - \frac{1}{I_3}\right) = \\
 &= c^{np} \cdot Q^2 \left(1 - \frac{M_n}{I_3}\right)^2 \cdot \frac{1}{M_n} = c^{np} \cdot Q^2 \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right)^2 \cdot \frac{1}{M_n}.
 \end{aligned}
 \tag{14}$$

где c^{np} – стоимость простоя подвижного состава магистрального транспорта в сутки, приведенная к единице перевозимого груза (ден.ед./т·сут.).

Иследуем функциональную зависимость $S_{np}(\alpha)$, $\alpha > 1$.

$$\frac{dS_{np}(\alpha)}{d\alpha} = \frac{c^{np} \cdot Q^2}{M_n} \left[2 \frac{\alpha - 1}{\alpha^3} \right].
 \tag{15}$$

Вторая производная имеет вид

$$\frac{d^2S_{np}(\alpha)}{d\alpha^2} = \frac{c^{np} \cdot Q^2}{M_n} \left[\frac{6 - 4\alpha}{\alpha^4} \right].
 \tag{16}$$

При $1 < \alpha < 3/2$ функция S_{np} вогнута вниз, а при $\alpha > 3/2$ – вогнута вверх (рис. 7).

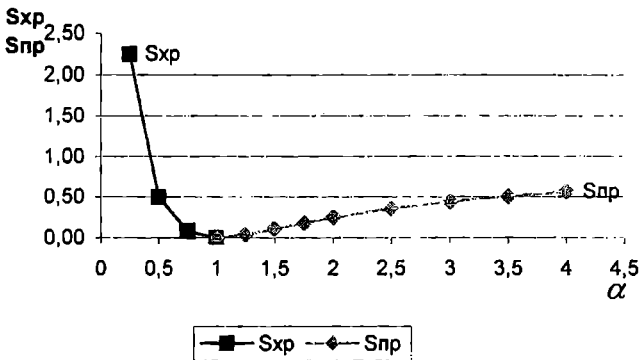


Рис. 7. Изменение значений S_{xp} и S_{np} в зависимости от α

Таким образом, при $0 < \alpha < 1$ минимальное количество груза, требующееся для начала ПРР и подлежащее хранению, равно

$$Q_{скл} = Q(1 - \alpha). \quad (17)$$

При $\alpha > 1$, минимальное остаточное количество груза, приводящее к простоям подвижного состава, равно

$$Q_{np} = Q\left(1 - \frac{1}{\alpha}\right). \quad (18)$$

Решение вопроса о выборе варианта накопления груза для начала ПРР и пребывании его остатков после окончания процесса завоза – на складе или в подвижном составе магистрального транспорта – зависит от соотношений $S_{xp} \leq S_{np}'$ либо $S_{xp} > S_{np}'$; $S_{np} \geq S_{xp}'$ либо $S_{np} < S_{xp}'$ (рис. 8), где S_{np}' – затраты, связанные с простоем магистрального транспорта при $0 < \alpha < 1$, S_{xp}' – затраты по хранению груза на складе при $\alpha > 1$.

Затраты, связанные с простоями магистрального транспорта для начала ПРР, определяются по (10) с учетом c^{np} :

$$S_{np}' = c^{np} \cdot Q^2 (1 - \alpha)^2 \cdot \frac{1}{\alpha M_n}.$$

Затраты, связанные с использованием склада после окончания процесса завоза груза, определяются по (14) с учетом c^{xp} :

$$S_{xp}' = c^{xp} \cdot Q^2 \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right)^2 \cdot \frac{1}{M_n}.$$

Величины c^{np} и c^{xp} влияют на степень убывания (возрастания) функций S_{xp} и S_{np}' (для $0 < \alpha < 1$) и S_{np} и S_{xp}' (для $\alpha > 1$) (рис. 8). Для рассмотренного примера величины c^{np} и c^{xp} , Q , M_n заданы следующим образом: $Q=20$ т.; $M_n=4200$ т./сут.; $c^{np}=20$ дол./сут.; $c^{xp}=5$ дол./сут.; $c^{np}'=5$ дол./сут. и $c^{xp}'=20$ дол./сут.

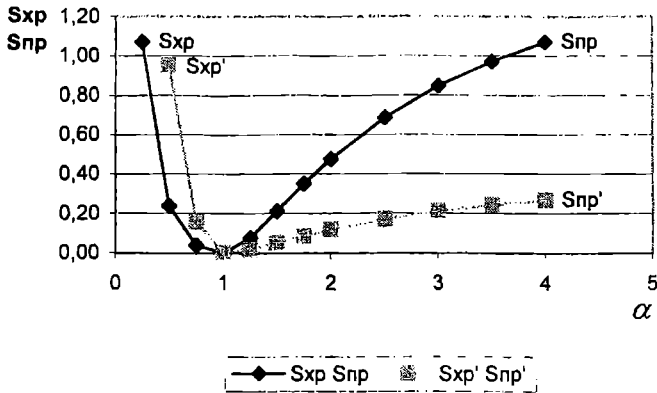


Рис. 8. Влияние c^{np} и c^{xp} на принятие решения о выборе формы хранения груза

Алгоритм принятия решения о выборе формы накопления первоначального количества груза для начала ПРР и формы хранения остатков для завершения ПРР представлен на рис. 9.

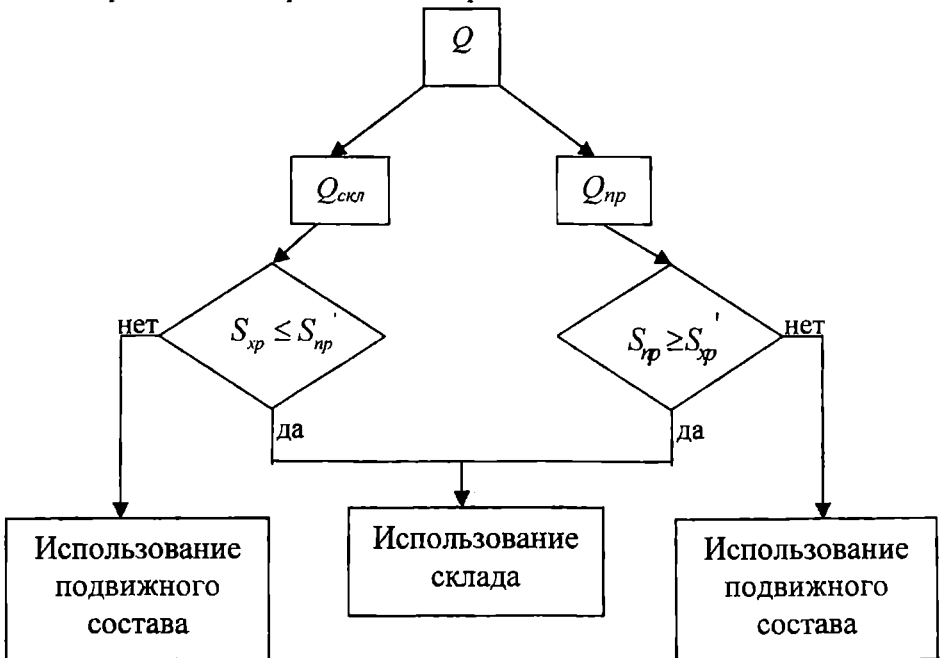


Рис. 9. Алгоритм выбора формы хранения груза до начала ПРР и после окончания процесса завоза

Управление интенсивностью выполнения работ на отдельных участках (модулях) логистической системы обеспечивает ее оптимальное функционирование с позиций минимизации общих издержек системы. Дальнейшие исследования направлены на определение формы влияния коэффициента α на участки, предшествующие стыковке разных видов транспорта, и разработку управляющих воздействий на магистральный транспорт с точки зрения числа отправок и единиц подвижного состава, а, следовательно и графика движения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Миротин Л.Б. *Логистика: управление в грузовых транспортно-логистических системах*. – М.: Юрист, 2002. – 414 с.
2. *Транспортная логистика / Под общ. ред. Л.Б. Миротина*. – М.: Экзамен, 2003. – 512 с.
3. Гудков В.А., Миротин Л.Б., Ширяев С.А., Гудков Д.В. *Основы логистики*. – М.: Горячая линия, 2004. – 351 с.
4. Миротин Л.Б., Тьшбаев Ы.Э. *Системный анализ в логистике*. – М.: Экзамен, 2004. – 480 с.
5. *Логистические транспортно-грузовые системы / Под ред. В.М. Николашина* – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 304 с.
6. Филина Л.С. *Проектирование транспортных процессов с учетом рисков // Методи та засоби розвитку транспортних систем: Зб. наук. праць*. – Одеса: ОНМУ, 2003. – Вип. 5. – С. 113-124.
7. Миротин Л.Б. *Эффективность логистического управления*. – М.: Экзамен, 2004. – 448 с.
8. Сергеев В.И. *Логистика в бизнесе*. – М.: ИНФРА – М., 2001. – 608 с.
9. Кондрашихин О.Т. *Определение и пути снижения транспортных издержек на предприятиях Минморфлота*. – М.: Мортехинформреклама, 1987. – 55 с.

Надійшла 26.12.06

УДК 614.8:351

С.В. Руденко

ОЦЕНКА ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ПО ПОКАЗАТЕЛЮ РИСКА ПОСЛЕ ЛИКВИДАЦИИ ОПАСНОГО ОБЪЕКТА

В статье приводится методика и результаты расчетов уровня экологического риска в микрорайоне Лузановский до и после ликвидации техногенно опасного объекта – промывочно-пропарочной станции Одесса-Сортировочная.

Ключевые слова: экологический риск, техногенно опасный объект, ликвидация.

Нарушение экологического равновесия в микрорайоне Лузановский г. Одессы вызвано функционированием промывочно-пропарочной станции (ППС), которая была построена в 1937 г. на территории станции Одесса-Сортировочная Одесской железной дороги. ППС выполняла промывку цистерн под налив нефтепродуктов, масел животного и растительного происхождения, пищевых продуктов и жиров [1]. Стоки после пропарки и промывки цистерн направлялись в технологические пруды. Испарения нефтепродуктов с их поверхностей приводили к загрязнению атмосферного воздуха.

Необходимость проведения экологических мероприятий в зоне бедствия вызвана активной позицией населения микрорайона Лузановский и участием в процессе инициации проекта органов местного самоуправления [2].

Влияние ППС на состояние здоровья населения убедительно показано в исследовании Украинского НИИ медицины транспорта МЗ Украины, результаты которого приведены в работе Л.М. Шафрана и Л.И. Муравховской [3]. Данные об уровне загрязнения жилой зоны микрорайона, которые получены сотрудниками Физико-химического института защиты окружающей среды и человека А.А. Энаном и соавторами, отображают фактическое состояние экосистемы до ликвидации ППС [4]. Превышение ПДК_{мр} в микрорайоне составляет: по предельным углеводородам – от 2 до 13; по диоксиду серы – от 2 до 10; по диоксиду азота – от 1,1 до 5,8; по сероводороду – от 1,3 до 7,5.

Мировая практика ликвидации подобных объектов, создающих крупномасштабные загрязнения, опирается на технологии сбора, вывоза, утилизации и захоронения нефтесодержащих отходов [5]. Для условий Одессы такие подходы неприемлемы, так как это приведет к значительным выбросам в атмосферу загрязняющих веществ и необходимости соз-

дания специального полигона для захоронения отходов [6]. Для решения этой задачи разработана уникальная технология ликвидации последствий деятельности ППС – технологических прудов, которая сочетает механическую очистку прудов от жидких нефтеостатков с биообработкой загрязненных нефтью твердых донных отложений непосредственно в ложе прудов [6]. Вначале были откачаны нефтеотходы из прудов накопителей. Затем произведена очистка водной эмульсии из пруда испарителя и начат первый этап биологического обезвреживания твердых донных отложений с формированием субстрата, который поддерживает рост микроорганизмов, питающихся нефтеотходами. Всего было выполнено три годовых цикла перемешивания твердых донных отложений с формированием субстрата и внесением микроорганизмов. Завершающая четвертая стадия проекта состояла в проведении агротехнических и фитомелиоративных мероприятий для полного восстановления природных свойств почвы и почвенных биоценозов.

В связи с тем, что результаты экологического проекта ликвидации ППС в полной мере проявятся только через несколько лет, необходимо выполнить оценку эффективности проекта. Развитию методов обоснования и оценки техногенного риска посвящена настоящая публикация.

Для оценки эффективности проекта ликвидации техногенно опасного объекта разработан метод расчета уровня экологического риска, заключающийся в том, что на основе закона Вебера-Фехнера, принципа Фармера и условий нормирования риска относительно средне смертельной концентрации ЛК₅₀ вредных веществ, получена зависимость для расчета риска r , как вероятности смерти в течение года для индивидуума в популяции

$$r = \begin{cases} \frac{C}{\text{ПДК}_{\text{cc}}} \cdot 10^{-6}, & \text{если } C \leq \text{ПДК}_{\text{cc}} \\ 10^{-6} + (0,5 - 10^{-6}) \cdot \frac{\lg \frac{C}{\text{ПДК}_{\text{cc}}}}{\lg \frac{\text{ЛК}_{50}}{\text{ПДК}_{\text{cc}}}}, & \text{если } C > \text{ПДК}_{\text{cc}}, \end{cases} \quad (1)$$

где ПДК_{cc} – предельно допустимая концентрация веществ, мг/м³.

Система уравнений (1) позволяет определить экологический риск при известной концентрации (C) вредных веществ в воздухе. Ожидаемый индивидуальный риск определяется с учетом времени воздействия

$$r_{\text{инд}} = r \cdot \eta, \quad (2)$$

где η – суточная доля времени пребывания индивидуума в зоне загрязнения.

Ожидаемое вероятное сокращение ожидаемой предстоящей продолжительности жизни за год составит

$$\text{СОПЖ}_{\text{год}} = r \cdot \eta \cdot 365. \quad (3)$$

Расчет суммарного экологического риска R при независимом действии нескольких веществ выполняется на основе расчета риска r_i для каждого вещества

$$R = 1 - \prod_{i=1}^m (1 - r_i), \quad (4)$$

где m – число веществ.

Теперь определим уровень эффективности экологического проекта.

В качестве базы сравнения примем среднюю величину экологического риска в г. Одессе. Результаты расчета приведены в табл. 1 для средних концентраций по данным [7].

Таблица 1

Оценка экологического риска для г. Одессы по данным [7] средних концентраций

Вещество	Конц., ПДК	ЛК ₅₀ , мг/м ³	ПДК _{сс} , мг/м ³	ПДК _{м.р.} , мг/м ³	ПДК _{р.з.} , мг/м ³	Класс опасн.	Риск, год ⁻¹
Формальдегид	8	2500	0,003	0,035	0,5	2	0,076
Фенол	2,6	500	0,01	0,03	0,1	1	0,044
Окислы азота	2,2	10000	0,04	0,085	2	3	0,032
Фтористый водород	2,1	2350	0,01	0,03	0,1	1	0,034
Оксид углерода	3,2	3600	3	5	20	4	0,059
Сажа	1,6	20000	0,05	0,15	4	3	0,018

Суммарный риск, вычисленный по (1) и (4), составляет $R = 0,23 \text{ год}^{-1}$. Это означает, что платой за проживание в г. Одессе является среднее ежегодное сокращение продолжительности жизни в количестве 84 дней.

Результаты оценки риска от дополнительных факторов, обусловленных работой ППС, по данным [4] приведены в табл. 1. На рис. 1 дана схема определения минимального и максимального значения риска для интервалов концентраций, приведенных в работе [4].

С учетом величины среднего риска по Одессе (табл. 1) общий риск в микрорайоне Лузановский составляет от $R_{\min} = 0,37$ до $R_{\max} = 0,47$. При определении R_{\min} учитывались все значения $\min r_i$, а в расчете R_{\max} – все значения $\max r_i$ (табл. 2).

Таблица 2

Оценка риска в микрорайоне Лузановский

Вещество	Нормативные величины					Расчетные оценки	
	Класс опасн.	ПДК _{с.с.} мг/м ³	ПДК _{мр} мг/м ³	ЛК ₅₀ мг/м ³	ПДК _{р.з.} мг/м ³	<i>min r_i</i> год ⁻¹	<i>max r_i</i> год ⁻¹
СН	4	1	1	100000	300	0,03	0,10
SO ₂	3	0,05	0,5	50000	10	0,10	0,17
NO ₂	3	0,04	0,085	140	2	0,09	0,49
H ₂ S	2	0,008	0,008	50000	10	0,01	0,06

Результаты табл. 2 позволяют определить относительный риск по отношению к риску по Одессе в целом $R_{отн} = 1,65 \dots 2,06$.

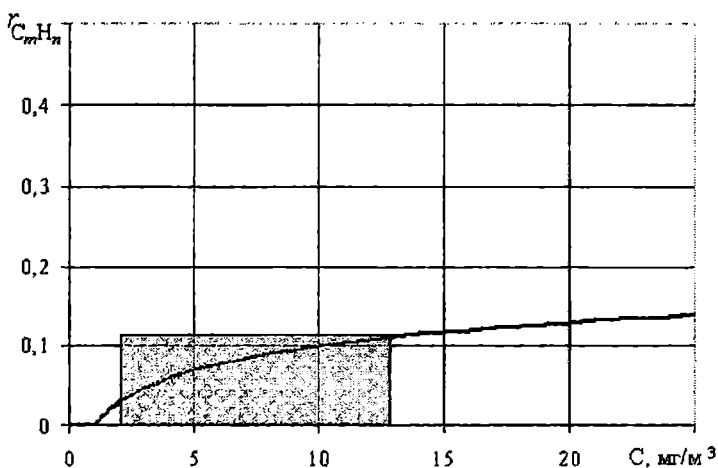


Рис. 1. Оценка риска от загрязнения воздуха предельными углеводородами по данным [4]

Полученные результаты оценки риска хорошо согласуются с данными Л.М. Шафрана и Л.И. Мураховской [3]. Отношение общих показателей заболеваемости на 1000 чел в поликлинике № 18 (Лузановка) и по Одессе в целом составляет: $1211,1/738,1 = 1,64$. По отдельным нозологическим формам, например, по распространенности патологии системы органов дыхания, отношение показателей по Суворовскому району, в который входит Лузановский микрорайон составит $548,5/356,6 = 1,53$; а по Лузановке $742,2/356,6 = 2,08$.

Для оценки погрешности оценки риска примем среднее значение относительного риска по отношению к Одессе $R_{\text{отн. ср.}} = 1,826$. В этом случае погрешность оценки общих показателей заболеваемости равна 10,1 %. Погрешность в прогнозировании относительного риска заболеваний системы органов дыхания – 12,2 %.

Указанные погрешности в прогнозировании величины техногенного риска связаны не столько с теоретическим обоснованием расчета, сколько с особенностями медицинской статистики и оценками загрязнения окружающей среды. Полученные оценки погрешности определены для средних значений концентраций загрязняющих веществ. Уточнение концентраций при мониторинге территорий с определением динамики изменения загрязнений позволит получить более точные прогнозы величины техногенного риска.

Ликвидация объектов: технологических прудов, эстакады для приема и обработки цистерн, нефтеловушки и емкостей для хранения нефтепродуктов, а также перевод котельной на газообразное топливо – привела к уменьшению антропогенной загрузки на природную среду микрорайона Лузановский. В табл. 3 приведены данные о количестве загрязняющих веществ, выбрасываемых в атмосферу до и после ликвидации ППС [1].

Таблица 3

Сопоставление выбросов загрязняющих веществ в атмосферу до и после ликвидации ППС

№	Наименование группы источников	Проведенные мероприятия	Наименование загрязняющих веществ	Всего выбросов, т/год	
				До ликвидации	После ликвидации
1	2	3	4	5	6
1	котельная	перевод на газообразное топливо	диоксид азота, оксид углерода, сажа, сернистый ангидрид,	320,43	145,7
2	технологические пруды	ликвидация	углеводороды предельные и непредельные, бензол, толуол, ксилол, фенол, сероводород	56,49	0
3	эстакада для обработки цистерн	ликвидация	углеводороды непредельные, бензол, толуол, ксилол, сероводород	7,2202	0

Продолжение таблицы 3

1	2	3	4	5	6
4	нефте- ловушка	ликвидация	углеводороды пре- дельные и непре- дельные, бензол, толуол, ксилол, фе- нол, сероводород	15,11	0
5	емкости для нефтепродук- тов	ликвидация	углеводороды пре- дельные	0,081	0
6	прочие	ликвидация	химические соедине- ния	0,21	0
Итого по вредным выбросам, т/год				399,5	145,7

В табл. 4 приведены расчетные концентрации и уровень техногенного риска в жилой зоне микрорайона Лузановский до и после ликвидации ППС. В качестве фоновых концентраций использованы средние данные по Одессе. Полученные расчетным путем оценки техногенного риска $R = 0,372$ до ликвидации ППС хорошо коррелируются с уровнем риска, который был определен ранее на основе экспериментальных замеров[4]. Уровень риска за счет уменьшения выбросов вредных веществ после ликвидации ППС составляет 0,231, что близко уровню среднего риска по г. Одессе. Таким образом, величина риска уменьшена в 1,61 раза или на 38 %.

Таблица 4

Данные расчетов загрязнения для $C > ПДК_{мр}$ и техногенного риска в жилой зоне мкр. Лузановский до и после ликвидации ППС

Наименование загрязняющего вещества	Расчетная приземная концен- трация в жилой зоне с учетом фона, доли ПДК _{мр}		Расчетное значение техно- генного риска в жилой зоне мкр. Лузановский	
	до ликвидации	после ликвидации	до ликвидации	после ликвидации
Углеводороды предельные	4,07	1,55	0,061	0,019
Диоксид азота	3,015	2,79	0,081	0,078
Сажа	1,729	1,6	0,064	0,061
Сернистый ангидрид	1,285	0,036	0,092	$3,6 \cdot 10^{-9}$
Сероводород	2,678	0,05	0,050	$5 \cdot 10^{-10}$
Фенол	2,738	2,6	0,097	0,094
Суммарный риск			0,372	0,231

Показатель абсолютной экологической эффективности проекта P_a определяется как отношение величины экологического риска R_{fin} после завершения проекта к уровню приемлемого риска R_{norm} для данного региона

$$P_a = \frac{R_{fin}}{R_{norm}} = \frac{0,231}{0,23} \approx 1.$$

Проект следует признать успешным, т.к. показатель близок к 1.

Показатель относительной экологической эффективности проекта P_o определяется в виде отношения величины экологического риска R_{T_0} до начала проекта к величине экологического риска R_{fin} после завершения проекта

$$P_o = \frac{R_{T_0}}{R_{fin}} = \frac{0,372}{0,231} = 1,61.$$

Эффективность экологического проекта тем выше, чем больше значение данного показателя. Риск уменьшился в 1,61 раза.

ЛИТЕРАТУРА

1. *Проект нормативов предельно допустимых выбросов вредных веществ для ОППС на станции Одесса-Сортировочная.* – Одесса: УкрНИИАГРОПРОЕКТ, 1995. – 180 с.
2. Слесаренко С. *Правда и ложь о Лузановке (защита права на безопасную среду обитания как инструмент демократии) // Чрезвычайные ситуации и гражданская защита.* – 1999. – № 1 (5). – С. 5-8.
3. Шафран Л.М., Мураховская Л.И. *Состояние здоровья жителей микрорайона «Лузановский» и неотложные меры по его сохранению и улучшению // Чрезвычайные ситуации и гражданская защита.* 1999. – № 1 (5). – С. 10-12.
4. *Об экологической обстановке в микрорайоне «Лузановский» г. Одессы / А.А. Эннан, Г.Н. Шыхалева, С.К. Бобинец, А.С. Чистов // Чрезвычайные ситуации и гражданская защита.* – 1999. – № 1 (5). – С. 12-14.
5. Анфиногентов В.В., Руденко С.В. *Эколого-экономический анализ технологического процесса обработки железнодорожных цистерн // Проблемы техники. Вып. 1.* – Одесса: ОНМУ, 2005. – С. 103-109.

6. Руденко С.В. Управление проектом ликвидации прудов промывочно-пропарочной станции Одесса-Сортировочная // *Вісник ОНМУ*. – Вип. 16. – 2005. – С. 76-81.
7. *Національна доповідь про стан навколишнього природного середовища в Україні / К.: Вид-во В. Раєвського, 1997. – 96 с.*

Надійшла 12.12.06

СОДЕРЖАНИЕ

Ученые

Одесского национального морского университета

Вассерман Александр Анатольевич – 50 лет научной деятельности	3
---	---

Теория, строительная механика и проектирование корабля

Егоров Г.В., Чистяков И.М., Станков Б.Н., Ворона О.А. СОХРАНЕНИЕ ПРОЧНОСТИ И ОСТОЙЧИВОСТИ ПОВРЕЖДЕННОГО СУДНА ПРИ ПОДЪЕМЕ ТАНКЕРА «ВИКТОРИЯ»	7
Воробьев Ю.Л., Демидюк А.В. ПРИСОЕДИНЕНИЕ МАССЫ И КОЭФФИЦИЕНТЫ ВОЛНОВОГО ДЕМПФИРОВАНИЯ ПРИ ПРОДОЛЬНОЙ КАЧКЕ СУДНА НА ГЛУБОКОЙ ВОДЕ	22
Сизов В.Г. О ПРИМЕНЕНИИ ПЛАНА ФИБОНАЧЧИ ПРИ НАТУРНЫХ ОПРЕДЕЛЕНИЯХ ЭКОНОМИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ СУДНА	34
Оробей В.Ф., Сурьянинов Н.Г., Лимаренко А.М. КРУТИЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ КОНСТРУКЦИЙ ИЗ ТОНКОСТЕННЫХ СТЕРЖНЕЙ	40
Канифольский А.О. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ И РАЙОНА РАСПОЛОЖЕНИЯ ПРОДОЛЬНЫХ РЕДАНОВ НА ДНИЩЕ ГЛИССИРУЮЩЕЙ МОТОЛОДКИ	48

Судовые машины, механизмы и системы

Гершаник В.И. СНИЖЕНИЕ ПОТРЕБЛЕНИЯ ТОПЛИВНО-ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ РЕСУРСОВ НА ОСНОВЕ ОПТИМИЗАЦИИ МАРШРУТОВ ПЛАВАНИЯ	53
Соломатин С.Я., Сторчак А.А. ВЛИЯНИЕ ТЕПЛОВЫХ ДЕФОРМАЦИЙ ОПОРНОЙ СИСТЕМЫ НА ЦЕНТРОВКУ РОТОРОВ ТУРБОКОМПРЕССОРНОГО АГРЕГАТА	63
Бачериков В.А. МЕТОДОЛОГИЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СИСТЕМ ПОДАЧИ ВОЗДУХА В СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ УСТАНОВКАХ	71
Вычужанин В.В. ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНЫЕ РЕЖИМЫ РАБОТЫ СУДОВОЙ СККВ	77

Коноплев А.В. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК СОПРОТИВ- ЛЕНИЯ УСТАЛОСТИ	89
Вассерман А.А., Мальчевский В.П. ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА СМЕСИ ХЛАДАГЕНТОВ R41/R744	97

Гидротехническое строительство и оборудование портов

Винников Ю.Л., Яковлев А.В., Яковлев В.С. УРАХУВАННЯ ГРАНУЛОМЕТРИЧНОГО СКЛАДУ ПІСКІВ ПРИ ВИЗ- НАЧЕННІ НЕСУЧОЇ ЗДАТНОСТІ ПРИЗМАТИЧНИХ ПАЛЬ	109
Дубровский М.П., Корень О.Н. ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯ- НИЯ ПРИЧАЛОВ ЭСТАКАДНОГО ТИПА С УЧЕТОМ ФИЗИЧЕСКОГО ИЗНОСА СВАЙ	116
Федорова Е.Ю. НАБЕГАНІЕ ДЛИННЫХ ПОВЕРХНОСТНЫХ ВОЛН НА ДОННОЕ ПРЕПЯТСТВИЕ В ВИДЕ СИММЕТРИЧНОЙ ТРАПЕЦИИ	125
Андрienко А.О., Нестеров Е.А., Семенов П.А. СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ КОНСТРУКТИВНЫХ ОСОБЕННОСТЕЙ ОПОРНЫХ УЗЛОВ КОЛОНН ПОРТАЛЬНЫХ КРАНОВ С ШАРНИРНО- СОЧЛЕНЕННОЙ СТРЕЛОВОЙ СИСТЕМОЙ	133
Клованич С.Ф., Безушко Д.И. ДЕФОРМАЦИОННО-ПРОЧНОСТНАЯ МОДЕЛЬ БЕТОНА В РАСЧЕ- ТАХ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ	144

Проблемы эксплуатации морских портов

Смрковская В.Ю. МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ФОРМИРОВАНИЯ СХЕМ ДОСТАВКИ ГРУЗОВ	155
Заборский Л.А. К ВОПРОСУ ОБ УПРАВЛЕНИИ ТРАНСПОРТНЫМИ ИЗДЕРЖКАМИ В ЛОГИСТИЧЕСКОЙ СИСТЕМЕ	171

Экологические проблемы

Руденко С.В. ОЦЕНКА ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ПО ПОКАЗАТЕЛЮ РИСКА ПОСЛЕ ЛИКВИДАЦИИ ОПАСНОГО ОБЪЕКТА	182
---	-----

Наукове видання

ВІСНИК
ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО
МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ

Збірник наукових праць

Випуск 21

*Українською, російською
та англійською мовами*

Видається з 1998 р.

*Свідоцтво про державну реєстрацію:
Серія КВ № 278
від 25.07.1997 р.*

Комп'ютерне верстання та розробка
оригінал-макету збірника – *Кобзева Н.Ю.*

Підписано до друку з оригінал-макету 28.03.07
Формат 70x108/16. Папір офсетний. Ум. друк. арк. 12,0.
Замовлення № 152.

Адреса редакційної колегії та Видавництва ОНМУ:
65029, м. Одеса, вул. Мечникова, 34,
тел. 728-31-14.