

ВІСНИК



ОДЕСЬКОГО
НАЦІОНАЛЬНОГО
МОРСЬКОГО
УНІВЕРСИТЕТУ

3(45)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ



**ВІСНИК
ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО
МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

Збірник наукових праць

ВИПУСК 3 (45)

Заснований у червні 1997 року

Одеса – 2015

**ОДЕСЬКИЙ
НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**ВІСНИК
ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

**№ 3(45)
2015** **Заснований у червні 1997 року** **Виходить 4 рази на рік**

Свідоцтво Міністерства юстиції України
про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації
Серія КВ № 17536-6286 Р від 11.02.2011 р.

УДК 629.12.002(082) Збірник включено до переліку № 1 наукових фахових
видань України, в яких можуть публікуватися
результати дисертаційних робіт на здобуття наукових
ступенів доктора і кандидата наук
(Постанова ВАК № 1-05/1 від 26.01.11)

Засновник і видавець:
внз «Одеський національний морський університет»
Україна, 65029, м. Одеса, вул. Мечникова, 34

Редакційна колегія:

д-р економ. наук, проф. *С.В. Руденко* – відп. редактор
канд. техн. наук, доц. *О.В. Демідюк* – заст. відп. редактора
Г.І. Силакова – відповід. секретар

д-р фіз.-мат. наук, проф.	<i>Андронов І.Л.</i>	д-р техн. наук, проф.	<i>Івановський В.Г.</i>
д-р техн. наук, проф.	<i>Вассерман О.А.</i>	д-р техн. наук, проф.	<i>Іванченко О.О. (Росія)</i>
д-р техн. наук, проф.	<i>Гришин В.О.</i>	д-р техн. наук, проф.	<i>Козляков В.В.</i>
д-р техн. наук, проф.	<i>Гришин А.В.</i>	д-р економ. наук, проф.	<i>Лапкина І.О.</i>
д-р техн. наук, проф.	<i>Дубровський М.П.</i>	д-р економ. наук, проф.	<i>Махуренко Г.С.</i>
д-р техн. наук	<i>Дульнев О.І. (Росія)</i>	д-р економ. наук, проф.	<i>Постан М.Я.</i>
д-р техн. наук, проф.	<i>Єгоров Г.В.</i>	д-р техн. наук, проф.	<i>Сизов В.Г.</i>
д-р техн. наук, проф.	<i>Єгунов К.В.</i>	д-р техн. наук, проф.	<i>Яровенко В.О.</i>

Рекомендовано до друку Вченою радою
Одеського національного морського університету
(протокол № 4 від 28 жовтня 2015 р.)

Відповідальність за достовірність фактів, цитат, власних імен, географічних назв, назв підприємств, організацій, установ та іншої інформації несуть автори статей.
Висловлені у цих статтях думки можуть не збігатися з точкою зору редакційної колегії,
не покладають на неї ніяких зобов'язань.
Передруки і переклади дозволяються лише за згодою автора та редакції.

**ОДЕСЬКИЙ
НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**МИКОЛАЇВСЬКИЙ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ КОРАБЛЕБУДУВАННЯ
ІМ. АДМ. МАКАРОВА**

МОРСЬКЕ ІНЖЕНЕРНЕ БЮРО, М. ОДЕСА

**АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ
СУДНОПЛАВСТВА, СУДНОБУДІВНИЦТВА
ТА СУДНОРЕМОНТУ**

**Тези доповідей
міжнародної науково-технічної конференції
20-25 жовтня 2015 р.**

Одеса – 2015

УДК 656.61:629.12:629.12.004.67
ББК 39.48:39.42+30.83

Актуальні проблеми судноплавства, суднобудівництва та судноремонту: Тези доповідей міжнародної науково-технічної конференції. – Одеса: ОНМУ, 2015. –

Рішенням міжнародної науково-технічної конференції «Актуальні проблеми судноплавства, суднобудівництва та судноремонту», присвяченої пам'яті професора Ю.Л. Воробйова, надані статті рекомендовано до опублікування у збірнику.

Конференцію проведено в Одеському національному морському університеті 20-21 жовтня 2015 р.

Спів організатори конференції – Миколаївський національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова та Морське інженерне бюро, м. Одеса.

У збірнику тез викладено матеріали, представлені на пленарних та секційних засіданнях конференції, в яких висвітлено теоретичні та прикладні проблеми проектування суден та морських інженерних споруд, вирішення актуальних задач динаміки рідини, в процесі розв'язання яких застосовано аналітичні, чисельні та експериментальні методи.

Матеріали представляють інтерес для науковців, які проводять дослідження в області теорії та проектування суден, інших засобів засвоєння океану, гідродинаміки суден та динаміки рідини, для аспірантів та студентів інженерних спеціальностей.

Матеріали наводяться в авторській редакції

*Відповідальний за випуск **О.В. Демідюк***

Організаційний комітет конференції:

голова оргкомітету, ректор ОНМУ

заст. голови оргкомітету, завідувач кафедри

«Теорія та проектування корабля ім. проф. Ю.Л. Воробйова»,
ОНМУ

Руденко С.В.

Демідюк О.В.

члени оргкомітету:

Сторов Г.В.

генеральний директор Морського інженерного бюро, м.
Одеса

Некрасов В.О.

завідувач кафедри «Теорія корабля» Миколаївського
національного університету кораблебудування ім.
адм. Макарова

Немчук О.О.

проректор з наукової роботи, ОНМУ

Каніфольський О.О.

секретар оргкомітету, доцент кафедри «Теорія та про-
ектування корабля ім. проф. Ю.Л. Воробйова», ОНМУ

© **Одеський національний
морський університет, 2015**

Руденко С.В., Егоров Г.В., Демидюк А.В. Научное и педагогическое наследие профессора Ю.Л. Воробьева	5
Демидюк А.В., Коханов Э.В. Опытному бассейну ОНМУ – 83	13
Suhir E. Human-in-the-loop: likelihood of a vehicular mission success and safety	19
Некрасов В.А., Бондаренко А.В., Ястреба А.П. Расчетные и нормативные методы повышения эффективности буксирного обеспечения морских портов Украины	42
Котельникова А.С., Кочин В.А., Мороз В.В., Никишов В.И., Филимонов В.Ю. Взаимодействие корабельных уединенных волн с вертикальной стенкой при наклонном падении	58
Серебряков В.В. Кавитационные течения в поле сил тяжести	68
Майборода О.М. Гідродинамічна стабілізація руху суперкавітуючих підводних тіл	86
Коробов В.И. Экспериментальное исследование гидродинамики колеблющегося крыла	101
Кривко С.В., Мороз В.В. Буксировочные испытания модели полуглиссирующего катера с бортовыми кавитаторами	110
Demidiuk A.V., Kosoy M.V. Evaluation method of friction of gravitational type towing tank towing system	117
Drobyshevski Y.E., Kokhanov E.V. Heave and pitch motions of a tanker in shallow water by strip theory, asymptotic and three-dimensional diffraction analyses	130
Демидюк А.В., Ефремова Н.В., Чернецкий А.В. О назначении характеристик волнения при планировании экспериментов в опытном бассейне ОНМУ	145
Бабенко В.В., Кочин В.А., Турик В.М., Кочина М.В. Метод керування вихороутворенням на вході до камер змішування	157
Глушко В.Н. Влияние параметров морского волнения на величину тяги, создаваемой волновым движителем в виде колеблющегося крыла с упругой заделкой	167

ЗМІСТ

Глушко В.Н., Каян В.П. Исследование гидродинамических характеристик жесткого колеблющегося крыла	180
Nilva V.A. Analysis of accidents with hulls of inland and river-sea vessels	193
Бендеберя Ф.А., Гудилко Р.Г. Оценка параметров влияющих на возникновение режима захвата вихрей при колебании судовых гибких трубопроводов	200
Заец А.Ю. Особенности проектирования МСПБУ для условий Азово-Черноморского бассейна	207
Кабанова Н.М., Розрахунок прибутку, який приносить судно в процесі експлуатації	211
Ларкин Ю.М., Онищенко А.Ф. Особенности проектирования балкеров	219
Петров И.М. Обоснование численности агентской компании в сервисных эргатических системах	229
Жіжа Б.А. Диверсифікація видів діяльності агентсько-експедиторських холдингів як експлуатаційний концепт їх розвитку в кризовий період	240
АВТОРИ ЗБІРНИКА	246

Руденко С.В., Егоров Г.В., Демидюк А.В.

**НАУЧНОЕ И ПЕДАГОГИЧЕСКОЕ НАСЛЕДИЕ
ПРОФЕССОРА Ю.Л. ВОРОБЬЕВА**



доктор технических наук, профессор,
вице-президент Транспортной Академии Украины
и Академии судостроительных наук Украины,
академик Академии Транспорта Российской Федерации,
Академии наук Высшей школы Украины,
Академии наук Национального Прогресса Украины,
действительный член Британского общества кораблестроителей,
заслуженный работник Высшей школы Украины,
награжден почетным знаком «Заслуженный работник
народного образования Украины» и государственной наградой
«Благодарность Премьер-министра Украины»

В этом году исполнилось 5 лет со дня смерти Юрия Леонидовича Воробьева – выдающегося человека, талантливого ученого и педагога, долгие годы возглавлявшего кафедру «Теория корабля», впоследствии – кафедру «Теории и проектирования корабля», ректора университета с 1989 по 2003 год. К этой дате приурочена нынешняя конференция, которая проходит уже второй раз в стенах нашего университета.

Выпускник «Водного», Воробьев Ю.Л. прошел в нем путь от аспиранта до ректора. Работая на должности ректора ОИИМФ в сложные 90-е годы, он приложил все свои силы к сохранению института, его кадров, укреплению его статуса, аккредитации инженерных курсов. Благодаря его стараниям, ОИИМФ, который ранее вел подготовку по 6 специальностям, расширил число специальностей до 12, получил статус государственного университета, а затем – национального.

Главное наследие Юрия Леонидовича – это, в первую очередь, его ученики и коллеги – люди, которых он учил, поддерживал, которым передал свои идеи, помог стать на ноги и сформироваться как профессионалам. Под его руководством подготовлены и защищены более 20 кандидатских диссертаций. Его ученики работают в Одесском национальном морском университете, других организациях в Украине и за рубежом и будут всегда помнить Юрия Леонидовича как Учителя.

Для аспирантов и сотрудников кафедры «Теории корабля» Юрий Леонидович был не просто руководителем аспирантуры, заведующим кафедрой, а наставником, который вникал во все детали их работы.

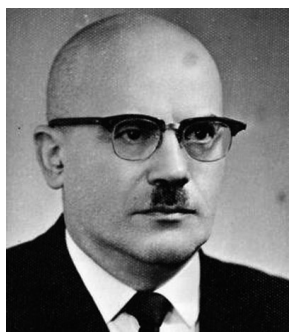
Юрий Леонидович Воробьев родился в Одессе 16 ноября 1937 г. в семье военного инженера. В 1960 году с отличием окончил кораблестроительный факультет Одесского института инженеров морского флота. Учеба в институте подарила ему целый ряд знакомств с личностями, оказавшими на него, как на будущего профессионала и ученого, огромное влияние.

В середине 50-х годов прошлого столетия в ОИИМФе подобрался такой профессорско-преподавательский состав, которому мог бы позавидовать любой столичный вуз.

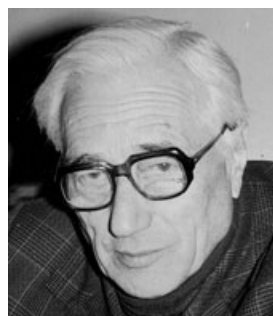
Так, кафедру теоретической механики возглавлял член-корреспондент АН УССР, профессор Марк Григорьевич Крейн, почетный академик многих стран мира. Многие советские и зарубежные ученые относили его к числу выдающихся математиков XX-го века.

Кафедрой высшей математики руководил известный специалист в области математической физики, доктор наук, профессор Борис Яковлевич Левин.

Термодинамический цикл вел доктор наук, профессор Яков Захарович Казавчинский, подготовку в области теории корабля возглавлял академик АН Украины Георгий Евстафьевич Павленко.



Крейн
Марк Григорьевич



Левин
Борис Яковлевич



Казавчинский
Яков Захарович



Павленко
Георгий Евстафьевич



Костюков
Александр Александрович

После окончания ОИИМФа Ю.Л. Воробьев попал под крыло известного ученого-гидродинамика того времени А.А. Костюкова. С этого момента основным инструментом его научных исследований становится линейная гидродинамическая теория – мощный инструмент, позволяющий получать качественные оценки сложных физических процессов динамики жидкости и судна. В 1966 году Ю.Л. Воробьев защитил кандидатскую диссертацию под названием «Аналитическое исследование и способы расчета волнового сопротивления судов при движении на глубокой воде и мелководье».

Конец 60-х характеризует новый этап в научной деятельности Ю.Л. Воробьева – после защиты кандидатской диссертации он углубился в изучение проблемы мореходности и разработал оригинальную модификацию метода сращиваемых асимптотических разложений (САР), специально приспособленную для решения волновых задач гидродинамической теории. В этом направлении вместе с научным руководителем работали многочисленные его аспиранты: В.К. Лабазников (Гидродинамические характеристики быстроходных судов), Е.В. Пергаев (Влияние скорости хода судна на его остойчивость), Э.В. Коханов (Задача о качке судна, движущегося на мелководье), Я.М. Элис (Качка накрененного судна),

В.П. Хильский (Оптимальная балластировка судов с позиций ходкости), Р.Я. Весоловский (Расчет возмущающих сил для удлиненного судна на глубокой воде мелководье), Нго Кан (Расчетные методы оценки качки судна на значительном мелководье). В перечисленных исследованиях наряду с методом САР были использованы и другие методы гидродинамической теории.

К этому времени Ю.Л. Воробьевым были полностью отработаны все детали метода САР для решения краевых задач гидродинамической теории качки.

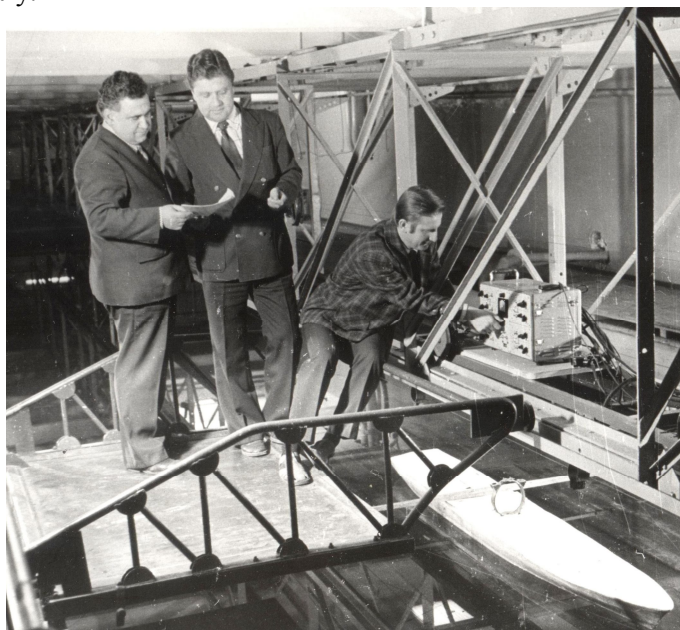
Была подготовлена и защищена в 1984 году докторская диссертация «Асимптотическая теория качки судна». Этот метод затем был реализован в диссертационных работах по гидродинамической теории качки, а также в исследованиях различных гидродинамических задач на значительном мелководье, выполненных И.А. Бойцуном (Теория поперечной качки судна на мелководье), Т.А. Смирновой и А.К. Чоудхури (Расхождение двух судов), Анваром Кабиром (Движение судна у бровки подходного канала), А.И. Лабиным (Движение судна по мелководной акватории, покрытой льдом), О.Н. Крыловым (Расчет поля скоростей в диске гребного винта, вычисление гидродинамической нагрузки, сил и моментов, действующих на корпус судна), А.Е. Нильвой (Волновые силы и моменты, действующие на судно на мели) и Н.В. Ефремовой (Дифрагированное волновое поле вокруг судна на мелководном фарватере).

Результаты исследований Ю.Л. Воробьева и его учеников нашли отражение в монографии «Гидродинамика судна в стесненном фарватере». Обобщение метода сращиваемых асимптотических разложений выполнено в диссертационных исследованиях С.Н. Баскакова (Качка прямоугольных понтонов, 1990), Ю.Е. Дробышевского (Математическая модель управляемого движения судна на мелководье, 1995). Исследование математической модели тонкого судна продолжено в диссертации А.В. Демидюка (Гидродинамика продольной качки тонкого судна на глубокой воде, 2006), управляемость судна движущегося по подходному каналу исследована в работе М.Б. Косого (Определение ширины полосы управляемого движения судна в условиях ветра и волнения на мелководье).

Необходимо отметить роль опытового бассейна ОНМУ в деле обеспечения современного уровня подготовки морских инженерных кадров. В период заведования Воробьевым Ю.Л. кафедрой «Теории корабля» в опытовом бассейне ОИИМФ были выполнены систематические серийные испытания моделей судов по определению ходовой посадки и перемещений оконечностей судов при качке на мелководье и в подходных каналах, гидродинамического взаимодействия и кинематики судов-партнеров при встречном движении и целый ряд других исследований. Экспериментальные исследования были подкреплены глубокими теоретическими разработками.

Научные и практические результаты исследования динамики судов в стесненных условиях представлены в систематизированном виде в монографии Ю.Л. Воробьева «Гидродинамика судна в стесненном фарватере». – Л.: Судостроение, 1992 г. В 1994 году эта книга была удостоена премии имени А.Н. Крылова одноименного научно-технического общества инженеров-кораблестроителей.

В 80-х годах Ю.Л. Воробьевым были специально разработаны для аспирантов и сотрудников и читались на кафедре в вечернее время лекции по гидромеханике, по качке корабля, а также семинары по волновой гидродинамике. Это были полноценные курсы лекций, необходимые для полного понимания предмета. А свои предметы Ю.Л. Воробьев знал досконально, обладал талантом, трудолюбием и потрясающей преданностью своему делу.



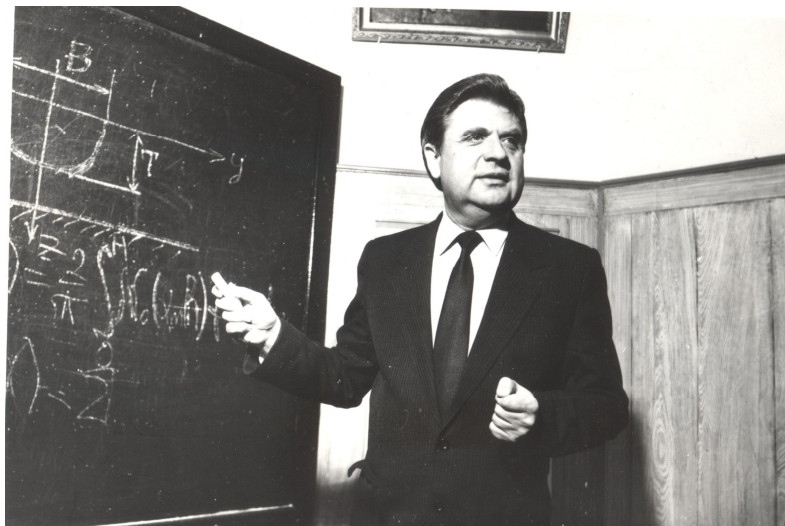
*В.К. Лабазников, Ю.Л. Воробьев и В.П. Хильский
на мостике опытового бассейна*

Увлеченность Ю.Л. Воробьева наукой привлекла многих талантливых людей, передавалась студентам и привела к образованию на кафедре «Теории корабля» ОИИМФ научной школы.

Советская школа волновой гидродинамики в 80-е годы была представлена ограниченным числом фундаментальных исследований. Большинство их было посвящено двумерным задачам качки шпангоутных контуров или преобразованиям формул и уравнений качки к более обоснованному или удобному расчетному виду. Линейная теория качки к этому времени была в основном сформирована на основе гипотезы плоских сечений и работ Крылова и Хаскинда.

В это же самое время Огильви, Ньюман и целый ряд других зарубежных ученых использовали фундаментальные результаты Хаскинда и предприняли критическое развитие теории плоских сечений на основе применения теории тонкого и удлиненного тела.

Юрий Леонидович был одним из немногих советских ученых – последователей Хаскинда, который работал в этом направлении, и внес существенный вклад в развитие новых методов гидродинамики судна как в своих собственных работах, так и руководя работами своих учеников и коллег.



Ю.Л. Воробьев в бассейне и на кафедре

В первую очередь, сюда следует отнести решенные им задачи, связанные с качкой, просадкой и взаимодействием судов при движении на мелководье. Для расчета гидродинамических сил, действующих при качке, Юрий Леонидович ввел в практику использование асимптотических формул, идея использования которых принадлежит Кочину и Хаскинду.

В последние годы с развитием методов численного решения уравнений движения вязкой/невязкой жидкости, таких как методы конечных элементов, объемов и т.п., появилось некоторое пренебрежение к аналитическим методам. Одной из проблем при использовании численных методов гидродинамики является обоснование границ области определения потенциала (расчетной области).

Эта ситуация открывает новые перспективы для метода CAP. Его использование позволяет объединить численные и аналитические методы: Между тем, усовершенствованные Ю.Л. Воробьевым асимптотические методы позволяют выписать выражения для потенциала на большом удалении от судна. Иначе говоря, применяя достаточно простые асимптотические решения, полученные аналитически, можно замкнуть область для численного решения. Это позволяет существенно повысить сходимость, точность и время решения инженерных задач.

Разработанные Ю.Л. Воробьевым расчетные методы нашли применение при разработке новых нормативных документов для проектирования портовых акваторий и подходных каналов.

Под руководством Ю.Л. Воробьева было начато продолжающееся и сейчас плодотворное и полезное сотрудничество кафедры «Теории и проектирования корабля» с Морским инженерным бюро, которое реализовано в ряде совместных научных работ и выполненных экспериментальных исследований. Так, при проектировании Морским инженерным бюро танкера нового поколения проекта RST27, использовались результаты модельных испытаний ходкости на регулярном волнении, выполненные в опытовом бассейне ОНМУ. Ходовые испытания головного судна подтвердили их достоверность. В настоящее время идет строительство серии из 28 судов этого типа.

Профессор Ю.Л. Воробьева долгие годы возглавлял Специализированный Совет Д41.060.01 по защите кандидатских и докторских диссертаций по направлениям «Теория корабля», «Основания и фундаменты», «Управление проектами и программами», «Транспортные системы».

В октябре 2010 года Юрия Леонидовича не стало...

В октябре 2011 г. за выдающиеся заслуги в деле становления университета, кораблестроительного факультета и кафедры, по инициативе трудового коллектива, кафедре «Теории и проектирования корабля» ОНМУ было присвоено имя профессора Ю.Л. Воробьева.

Подводя итог, можно отметить, что Юрий Леонидович – ученый мирового уровня, которому удалось создать новое направление морской гидродинамики. Одним из главных итогов его деятельности является создание собственной научной школы. Результаты его исследований востребованы и сегодня. Поэтому одной из основных задач профессорско-преподавательского коллектива ОНМУ является сохранение наследия Юрия Леонидовича, продолжение работы в лучших его традициях как ученого, преподавателя, как человека, приложение усилий к сохранению и укреплению морского университета, развитию которого он посвятил свою жизнь.

УДК 629.5.018.1

А.В. Демидюк, Э.В. Коханов

ОПЫТОВОМУ БАСЕЙНУ ОНМУ – 83

Строительство опытового бассейна в Одессе было начато сразу после создания в 1930 году на базе Одесского политехнического института Одесского института инженеров водного транспорта (ОИИВТ) в составе двух факультетов: кораблестроительного и судомеханического. Бассейн вступил в строй в 1932 году. Это был первый опытовый бассейн, построенный в СССР после гражданской войны.

Бассейн строился по системе Велленкампа (гравитационного типа). Движение модели выполнялось с помощью тросовой системы, приводимой в действие буксирующим грузом, опускаемым в шахту. Вес груза определял скорость движения модели. Опытные бассейны такой системы давали возможность уменьшения размеров бассейна без ухудшения точности измерений. В существующем здании бывшего института благородных девиц только такая конструкция могла быть размещена без кардинальных переделок или вообще без строительства специального здания.

Поперечное сечение бассейна имеет вид полуэллипса, что по идее Велленкампа исключало влияние боковых стенок бассейна на результаты опытов. Проект бассейна был подписан немецким консультантом – выдающимся гидромехаником, создателем теории пограничного слоя Германом Шлихтингом.

Основные характеристики бассейна приведены в таблице 1.

Таблица 1

Основные характеристики опытового бассейна ОНМУ

Характеристика, размерность	Величина
Длина с доками для подготовки моделей, м	35,5
Ширина, м	6,1
Глубина, м	2,5
Объем бассейна наибольший, м ³	400
Оптимальная длина модели, м	2,0

До начала Великой Отечественной войны в бассейне было проведено большое количество испытаний моделей строившихся судов. В это время на базе экспериментов в опытовом бассейне развивались теоретические исследования сопротивления воды движению судна под руководством профессора Г.Е. Павленко.

© Демидюк А.В., Коханов Э.В., 2015

Здесь следует выделить систематические испытания моделей барж и баржевых составов, которые являлись основой для проектирования баржевого флота СССР. Участие в испытаниях принимали К.В. Кохановский (первый заведующий опытовым бассейном), а также Е.С. Овчаренко.

Период с 50 по 70 годы связан с именем д.т.н. профессора А.А. Костюкова. Его фундаментальная монография «Теория корабельных волн и волнового сопротивления» была удостоена престижной премии имени А.Н. Крылова Научно-технического общества инженеров-кораблестроителей. В 1980 г. опытовому бассейну ОИИМФ присвоено имя профессора А.А. Костюкова.

Возможности бассейна в этот период существенно возросли. Бассейн был оборудован волнопродуктором и волногашением. Дооборудование позволяло производить испытания моделей на регулярном волнении. Для того, чтобы волнение не искажалось за счёт эллиптического сечения, в бассейне были установлены вертикальные деревянные щиты, и ширина соответственно уменьшилась до 4,1 м, что несколько сузило диапазон скоростей испытаний.

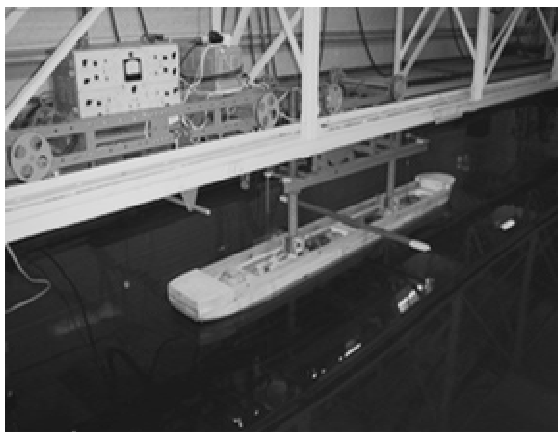
В 60-е и 70-е годы было проведено множество систематических испытаний. Для этого был построен парк моделей 60-й серии (признанной международной серией, разработанной в опытовом бассейне в Вагенингене в Голландии). Для возможности испытаний по моделированию поведения моделей на мелководье была разработана специальная конструкция, позволяющая устанавливать щиты, имитирующие двойное дно с возможностью быстрой разборки и переходу к испытаниям на глубокой воде. В конце 60-х годов была создана так называемая «качалка» – устройство для создания вынужденных колебаний модели и определения кинематических и гидродинамических характеристик различных видов качки модели. Качалка вместе с моделью перемещалась по рельсам, проложенным вдоль бассейна на специальной ферме.

Большой вклад в создание этой установки вложили и.о. зав. кафедрой «Теории корабля» Ю.М. Гулиев, Я.М. Элис и инженер бассейна В.Н. Кириллов. В конце 60-х и начале 70-х годов наряду с работами по заказам промышленности были проведены систематические испытания моделей 60-й серии на глубокой воде и мелководье по определению гидродинамических и кинематических характеристик движения судов.

В 1971-1976 годах Ю.М. Гулиев был экспертом ООН и руководителем Проекта Межправительственной морской консультативной организации (ИМКО, ныне ИМО) по созданию научно-экспериментального центра гидродинамики судов в г. Варне (Болгария).



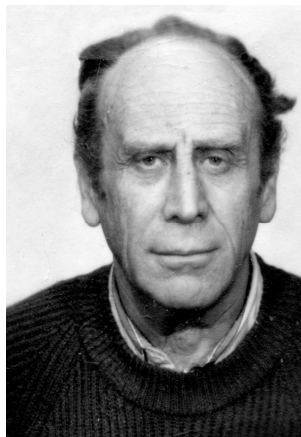
*Павленко
Георгий Ефстафиевич
(1898-1970)
д.т.н., профессор,
акад. АН УССР*



*Общий вид установки для создания
Вынужденных колебаний модели*



*Гулиев
Юсиф Мустафаевич
(1925-2003) –
к.т.н., профессор*



*Элис
Яков Моисеевич
(1925-2014) –
к.т.н.*

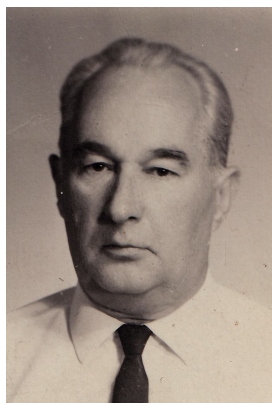


*Кириллов
Владимир Николаевич
(1935-2009)*

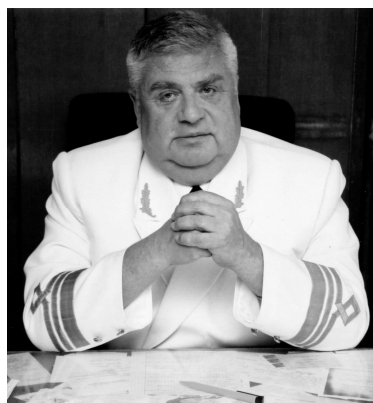
В середине 70-х годов руководство испытаниями взял на себя Ю.Л. Воробьёв, ставший к этому времени заведующим кафедрой «Теории корабля». В 70-х-80-х годах были проведены систематические испытания по движению моделей в каналах различного профиля, испытания по расхождению моделей, испытания по движению моделей около твёрдой стенки и т.п. Помимо систематических испытаний проводились также испытания по определению сопротивления проектируемых пассажирских

и лоцманских катеров типа «Радуга» и «Александр Грин» (большое количество катеров данных типов плавают до сих пор по акваториям России и Украины), сложнее испытания для определения возможности перегонов дока-шестидесятитысячника с Чёрного моря на Дальний Восток.

Следует отметить, что, несмотря на малые габариты бассейна, удалось проводить весьма сложные эксперименты на базе оригинальных, принимаемых коллективом решений. На основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований совместно с «Черноморниипроектом» были выпущены «Нормы технологического проектирования морских каналов» РД 31.31.47-88.



*Костюков
Александр Александрович
(1908-1976) – д.т.н., профессор*



*Воробьев
Юрий Леонидович
(1937-2010) – д.т.н., профессор,
вице-президент Транспортной
академии Украины*

Помимо стандартных испытаний было проведено значительное количество испытаний, связанных с теоретическими исследованиями аспирантов кафедры Я.М. Элиса, Э.Л. Сухира, В.К. Лабазникова, Э.В. Коханова, Н.Н. Митциха, Т.В. Смирновой, Ю.Е. Дробышевского, С.Н. Баскакова, Н.В. Ефремовой, А.В. Демидюка и др.

И здесь нам, как бывшему заведующему опытовым бассейном и ныне действующему заведующему кафедрой, хотелось бы упомянуть тех людей, которые способствовали проведению всех испытаний и технической модернизации опытового бассейна. Речь пойдет о сотрудниках, составлявших и составляющих становой хребет лаборатории: учебных мастерах, инженерах, завлабах. Являясь аналогами знаменитого Гоши из фильма «Москва слезам не верит», они технически обеспечили защиту многих кандидатских и докторских диссертаций не одного научного направления.

В первую очередь хотелось бы выделить А.И. Крашановского, великолепного мастера токарных и фрезерных работ, который внёс большой вклад в модернизацию измерительных систем опытового бассейна. Александр Иванович всю войну сражался на Ленинградском фронте, весь период войны провел в Ленинграде. Его технические предложения отличались элегантностью и оригинальностью.

Без Н.М. Кузнецова, бывшего мичмана Черноморского флота, нельзя было бы установить ряд различных сложных металлических конструкций. Николай Михайлович был и сварщиком, и сборщиком, и резчиком, и строителем.

Добрую память оставил о себе П.Н. Казачёк, бывший майор технического обслуживания в ВВС во время войны. Без этого бережливого и «прижимистого» человека, у которого как у рачительного хозяина было всё (приборы, материалы, запчасти и т.п.), бассейн не мог бы успешно и своевременно проводить испытания. Множество сотрудников института, зная бездонные кладовые Павла Никифоровича, приходили к нам в бассейн на «выпрашивание», если можно так сказать.

В.И. Димитренко, ученик А.И. Крашановского, после смерти своего учителя освоил все тонкости станочного дела и продолжал не менее успешно совершенствовать аппаратуру и приборы, участвовать в проведении испытаний.



*Преподаватели и сотрудники В.И. Димитренко и Н.П. Андреев
лабораторий кафедры «Теории корабля» (80-е годы)*

Н.П. Андреев – мастер-модельщик высшего класса, участвовал в создании моделей 60-й серии и громадном количестве моделей вновь проектируемых судов. Его станочный парк всегда был в полном порядке, а изготовление моделей по разработанной в бассейне технологии было намного дешевле и проще обычно принятой технологии во многих опытовых бассейнах и достигало высокого уровня точности. Николай Петрович был скромным и спокойным человеком, работать с ним было невероятно приятно. Надо также отметить, что Николай Петрович был

настолько великолепным мастером своего дела, таким, что поневоле приходилось восхищаться приёмами его работы.

Ю.Л. Воробьева не стало в 2010 г., а в 2011 его имя было присвоено кафедре «Теории и проектирования корабля» ОНМУ.

В настоящее время кропотливую творческую работу поддержания работоспособности экспериментальной лаборатории, подготовку и проведение испытаний продолжают заведующий опытовым бассейном Леонид Спартакович Столяров, Виталий Васильевич Литвиненко, Леонид Павлович Кирсанов, Владимир Васильевич Чуприн.

Процесс модернизации опытового бассейна ОНМУ, перехода на современную элементную базу, начатый Ю.Л. Воробьевым и В.Н. Кирилловым, продолжается и сейчас. Непрерывность этого процесса, совершенствование профессиональных знаний и навыков сотрудников лаборатории – залог стабильной и успешной работы гидродинамической лаборатории ОНМУ – опытового бассейна.



Создание новой модели (лето 2015 г.)

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Морозова И.В., Баскаков С.Н. 80-летие опытового бассейна Одесского национального морского университета // Вісник ОНМУ. – Одеса: Вид-во ОНМУ. – 2013. – № 1(37). – С. 3-7.

Стаття надійшла до редакції 20.11.2015

УДК 519.213;159.98;629.113

E. Suhir

**HUMAN-IN-THE-LOOP:
LIKELIHOOD OF A VEHICULAR MISSION SUCCESS AND SAFETY**

A double-exponential probability distribution function (DEPDF) of the extreme value distribution (EVD) type is introduced to quantify the likelihood of the human failure to perform his/her duties, when operating a vehicle: an aircraft, a spacecraft, a boat, a helicopter, a railroad vehicle, etc. Such a failure, if any, is attributed to the insufficient human capacity factor (HCF), when there is a need to cope with a high (extraordinary, off-normal) level mental-workload (MWL). A possible application of the suggested DEPDF is a situation when an imperfect human, an imperfect equipment/instrumentation, and an uncertain-and-possibly-harsh environment contribute jointly to the likelihood of a vehicular mission failure and/or insufficient safety. While the human's performance is characterized by the DEPDF, the performance of the equipment (instrumentation), which includes, in our analysis, the performance of both the hardware and the software, is characterized by the Weibull distribution, and the role of the uncertain environment is considered by the probability of the occurrence of harsh environmental conditions of the anticipated level of severity. We believe that the suggested MWL/HCF model and its possible modifications and generalizations, can be helpful, after appropriate sensitivity analyses are carried out, when developing guidelines for personnel selection and training; when choosing the appropriate simulation conditions; and/or when there is a need to decide, if the existing levels of automation and the employed equipment (instrumentation) are adequate in off-normal, but not impossible, situations. If not, additional and/or more advanced and perhaps more expensive equipment or instrumentation should be developed and installed.

Keywords: *double-exponential probability distribution function, human capacity factor, mental-workload level, human failure, safe operation of the vehicle.*

Функция двойного экспоненциального распределения вероятностей (ДЭРВ) типа распределения экстремальных значений (РЭЗ) вводится для количественной оценки вероятности отказа оператора (человека) при выполнении им обязанностей по управлению работой транспортного средства: самолетом, космическим кораблем, судном, вертолетом, железнодорожным локомотивом и т.д. Появление такого отказа, объясняется недостаточным фактором человеческого потенциала (ФЧП), в том случае когда существует необходимость справиться с высоким (экстраординарным) уровнем психической нагрузки (УПН).

© Suhir E., 2015

Возможным применением предложенного ДЭРВ является ситуация, когда неподготовленный человек, несовершенное оборудование / приборы, а также неизвестное и возможно суровое состояние окружающей среды по совокупности вероятностей способствуют провалу миссии транспортного средства и / или недостаточной её безопасности. Предложенная УПН / ФЧП модель и ее возможные модификации и обобщения, после соответствующих анализов чувствительности, могут быть использованы при разработке руководящих принципов для отбора и обучения персонала; при выборе надлежащих условий моделирования; и / или когда возникает необходимость решить, являются ли существующие уровни автоматизации и применяемое оборудование (приборы) достаточными в экстремальной, но возможной ситуации. В противном случае должно быть разработано и установлено дополнительное и / или более передовое и, возможно, более дорогое оборудование или приборы.

Ключевые слова: *Функция двойного экспоненциального распределения вероятностей, фактор человеческого потенциала, уровень психической нагрузки, человеческий фактор, обеспечение безопасности работы транспортного средства.*

Функція подвійного експоненціального розподілу ймовірностей (ДЕРЙ) типу розподілу екстремальних значень (РЕЗ) вводиться для кількісної оцінки імовірності відмови оператора (людини) при виконанні ним обов'язків по управлінню роботою транспортного засобу: літака, космічного корабля, судна, вертольота, залізничного локомотива і т.і., Поява такої відмови, пояснюється недостатнім фактором людського потенціалу (ФЛП), в тому випадку коли існує необхідність впоратися з високим (екстраординарним) рівнем психічного навантаження (РПН). Можливим застосуванням запропонованого ДЕРЙ є ситуація, коли не підготовлена людина, недосконале обладнання / прилади, а також невідомий і можливо суворий стан довкілля за сукупністю ймовірностей сприяють провалу місії транспортного засобу та / або недостатньої її безпеки. Запропонована РПН / ФЛП модель її можливі модифікації та узагальнення, після відповідних аналізів чутливості, можуть бути використані при розробці керівних принципів для відбору та навчання персоналу; при виборі належних умов моделювання; та / або коли виникає необхідність вирішити, чи є існуючі рівні автоматизації і застосоване обладнання (прилади) достатніми в екстремальній, але можливій ситуації. В іншому випадку має бути розроблено та встановлено додаткове та / або більш передове і, можливо, більш дороге обладнання або прилади.

Ключові слова: *Функція подвійного експоненціального розподілу ймовірностей, фактор людського потенціалу, рівень психічного навантаження, людський фактор, забезпечення безпеки роботи транспорт-ного засобу.*

Introduction. Considerable improvements in various vehicular (aerospace, maritime, automotive, railroad, etc.) technologies can be achieved through better ergonomics, better work environment, and other means that directly affect human behavior. There is also an opportunity (potential) for a further reduction in vehicular casualties through better understanding the role that various uncertainties play in the designer's and operator's world of work. By employing quantifiable and measurable ways to assess the role of these uncertainties and by treating a «human-in-the-loop» as a part (often as the most crucial part) of the complex man-instrumentation-equipment-vehicle-environment system, one could improve dramatically the human performance, to predict and, if needed, minimize and even specify the probability of the occurrence of a mishap.

In the analysis that follows we introduce a double-exponential probability distribution function (DEPDF) of the extreme value distribution (EVD) type [1-5] to quantify the likelihood of a human failure to perform his/her duties, when operating a vehicle. We consider, as a suitable illustration, a situation when imperfect human, imperfect equipment and an uncertain-and-often-harsh environment contribute jointly to a possible failure of a mission or to a likelihood of a casualty. We believe that the suggested MWL/HCF concept and its generalizations, after the appropriate sensitivity analyses are carried out, can be helpful when developing guidelines for personnel *selection and* training; when choosing the appropriate flight simulation conditions; and/or when there is a need to decide, if the existing level of automation and the existing navigation instrumentation and equipment are adequate in extraordinary (off-normal) situations. If not, additional or more advanced and perhaps more expensive instrumentation and equipment should be considered, developed and installed.

Our analysis is, in effect, an attempt to quantify, on the probabilistic basis, using analytical («mathematical») probabilistic risk management (PRM) techniques, the role that the human plays, in terms of his/her ability (capacity) to cope with a mental overload. Using an analogy from the reliability engineering field and particularly with the «stress-strength» interference model (see, e.g., [1]), the MWL could be viewed as a certain «demand» («stress»), while the HCF – as a «capacity» («strength»). In our DEPDF model we combine the demand and the capacity factors within the same probability-of-non-failure distribution. It is the relative levels of the (steady-state or time-dependent) MWL and HCF that determine in our concept the likelihood of a mission success and safety.

The MWL («demand») depends on the operational conditions and the complexity of the mission, i.e., has to do with the significance of the general task [4-25]. The MWL is directly affected by the challenges that a navigator faces, when he/she has to control the vehicle in a complex, heterogeneous, multitask, and often uncertain and harsh environment. Such an environment includes numerous different and interrelated concepts of situation awareness: spatial awareness for instrument displays; system awareness (e.g., for keeping

the pilot informed about actions that have been taken by automated systems); and task awareness that has to do with the attention and task management. As to the HCF («capacity»), it considers, but might not be limited to, professional experience and qualifications; capabilities and skills; level of training; performance sustainability; ability to concentrate; mature thinking; ability to operate effectively, in a «tireless» fashion, under pressure, and, if needed, for a long period of time (tolerance to stress); team-player attitude; swiftness in reaction, if necessary [3], etc.

In this analysis we assume that, while the MWL and the HCF are random variables, the most likely («specified») MWL and HCF values in a particular mission and for a particular individual are deterministic parameters that are known (established, predetermined) in advance. This could be done particularly by employing accelerated testing on flight simulator equipment. Testing should continue until an anticipated failure (whatever the definition) occurs and the mean-time-to-failure (MTTF) should be measured for the selected group of typical (experienced) navigators. Such failure-oriented-accelerated testing («testing-to-fail»), as opposite to «testing-to-pass», known in reliability engineering as qualification testing [26-28], is viewed to be analogous to the accelerated life testing (ALT) in electronics and photonics [26]. Although the evaluation of the most likely MWL and HCF is beyond the scope of the present analysis, a brief discussion is put nonetheless in Sections IX and X on how some factors affecting the specified MWL and HCF are, or might be, approached in the today's aviation psychology practice.

It is noteworthy that the ability to evaluate the «absolute» level of the MWL, important as it might be for non-comparative evaluations, is less critical in this study, which is aimed at the comparative assessments of the likelihood of a casualty in normal and off-normal situations. We would like to point out also that we do not intend in this paper to come up with any accurate, complete, ready-to-go, «off-the-shelf»-type methodology, in which all the i's are dotted and all the t's are crossed. Our intent is just to illustrate how the PRM methods and approaches could be effectively employed to quantify the role of the human factor, when both human performance and equipment (instrumentation) reliability contribute to the likelihood of a mishap. We believe that the taken approach, with the appropriate modifications and generalizations, is applicable to many other situations, not necessarily in the vehicular domain, when a human encounters an uncertain environment and/or a hazardous situation and/or interacts with never perfect hardware and software.

I. Double-Exponential EVD-Type Probability Distribution Function of the Human Non-Failure. We assume in this analysis that the steady-state probability $P^h(F, G)$ of the navigator's non-failure, when the vehicle is operated in off-normal (extraordinary) conditions, is distributed in accordance with the following double-exponential law of the extreme-value-distribution (EVD) type [1-5] (1)

$$P^h(F, G) = P_0 \exp \left[\left(1 - \frac{G^2}{G_0^2} \right) \exp \left(1 - \frac{F^2}{F_0^2} \right) \right]. \quad (1)$$

Table 1

Calculated $\bar{P} = P^h(F, G) / P_0$ ratios of the probability $P^h(F, G)$ of human non-failure in off-normal conditions to the probability P_0 of non-failure in normal conditions

G^2 / G_0^2	1	2	3	4
F^2 / F_0^2	xxxxxx	xxxxxxx	xxxxxxx	xxxxxxx
1	1	0.3679	0.1353	0.0498
2	1	0.6922	0.4791	0.3317
3	1	0.8734	0.7629	0.6663
4	1	0.9514	0.9052	0.8613
5	1	0.9819	0.9640	0.9465
8	1	0.9991	0.9982	0.9978
10	1	0.9999	0.9998	0.9996
∞	1	1	1	1

Table 1 continuation

G^2 / G_0^2	5	8	10	∞
F^2 / F_0^2	xxxxxxx	xxxxxxx	xxxxxxx	xxxxxxx
1	0.0183	9.1188E-4	1.234E-4	0
2	0.2296	0.0761	0.0365	0
3	0.5820	0.3878	0.2958	0
4	0.8194	0.7057	0.6389	0
5	0.9294	0.8797	0.8480	0
8	0.9964	0.9936	0.9918	2.5E-40
10	0.9995	0.9991	0.9989	4.4E-6
∞	1	1	1	1

Here P_0 is the probability of the non-failure of the human performance for the specified (normal) mental workload (MWL) level, when $G = G_0$; G_0 is the most likely (normal, specified) MWL (i.e., MWL in ordinary operation conditions); $G \geq G_0$ is the actual (elevated, off-normal) MWL; $F = F_0$ is the most likely (normal, specified) HCF, i.e., the HCF in ordinary (normal) conditions; $F \geq F_0$ is the actual HCF exhibited at the extraordinary (off-normal) conditions. The P_0 level of the probability of the human performance

non-failure in normal conditions, i.e., in the case of a human with a normal (most likely) level of the HCF (a performer with ordinary skills in the profession), should be established beforehand, as a function of the G_0 level, i.e., when the HCF $F = F_0$. This could be done, e.g., by conducting testing and measurements on a flight simulator. The calculated ratios (2) of the probability of human non-failure in off-normal conditions to the probability of non-failure in normal conditions are shown in Table 1.

$$\bar{P} = \frac{P^h(F, G)}{P_0} = \exp\left[\left(1 - \frac{G^2}{G_0^2}\right) \exp\left(1 - \frac{F^2}{F_0^2}\right)\right]. \quad (2)$$

The following conclusions are drawn from the calculated data:

1. At normal MWL level ($G = G_0$) and/or at an extraordinarily (exceptionally) high HCF level ($F \rightarrow \infty$) the probability of human non-failure is close to 100 %.

2. The probabilities of human non-failure in off-normal conditions are always lower than the probabilities of non-failure in normal conditions. This obvious fact is quantified by the calculated data.

3. If the MWL is exceptionally high, the human will definitely fail, no matter how high his/her HCF is.

4. If the HCF is high, even a significant MWL has a small effect on the probability of non-failure, unless this workload is exceptionally large.

5. The probability of non-failure decreases with an increase in the MWL (especially for relatively low MWL levels) and increases with an increase in the HCF (especially for relatively low HCF levels). This intuitively obvious fact is quantified by the calculated data.

6. For high HCFs the increase in the MWL level has a much smaller effect on the probabilities of non-failure than for relatively low HCFs.

All these conclusions make physical sense.

The Table 1 data show also that the increase in the F/F_0 ratio and in the G/G_0 ratio above the 3.0 value has a small effect on the probability of non-failure. This means particularly that the navigator (pilot) does not have to be trained for an extraordinarily high MWL and does not have to be trained by a factor higher than 3.0 compared to a navigator of ordinary capacity (skills, qualification). In other words, a pilot does not have to be a superman to successfully cope with a high level MWL, but still has to be trained in such a way that, when there is a need, he/she would be able to cope with a MWL by a factor of 3.0 higher than the normal level, and his/her HCF should be by a factor of 3.0 higher than what is expected of the same person in ordinary (normal) conditions.

From (2) we find, by differentiation (3)

$$\frac{d\bar{P}}{dG} = -\frac{2H}{G} \frac{G^2}{G^2 - G_0^2}, \quad (3)$$

where $H = -\bar{P} \ln \bar{P}$ is the entropy (see, e.g., [1]) of the distribution of the relative probability of the human non-failure in extraordinary (off-normal) conditions of operation as compared to ordinary (normal) conditions. At the MWL levels close to the normal level, the change in the relative probability of non-failure with the increase in the load level is significant. In another extreme case, when $G \gg G_0$, we have (4)

$$\frac{d\bar{P}}{dG} = -\frac{2H}{G}. \quad (4)$$

This formula explains the physical meaning of the DEPDF (1): the change in the probability of non-failure with the change in the level of the MWL is proportional, for large enough MWL levels, to the uncertainty level (entropy of the distribution of this probability) and is inversely proportional to the MWL level. The right part of the formula (4) could be viewed as a kind of a coefficient of variation (COV), where the role of the uncertainty level in the numerator is played by the entropy, rather than by the standard deviation, and the role of the stress (loading) level in the denominator is played by the MWL level, rather than by the mean value of the random characteristic of interest.

II. Likelihood of the Vehicular Mission Success-and-Safety. The success (failure) of a vehicular mission could be time dependent and, in addition, could have different probabilities of success at different stages (segments). Let, e.g., the mission of interest consists of n consecutive segments ($i = 1, 2, \dots, n$) that are characterized by different probabilities, q_i , of occurrence of a particular harsh environment or by other extraordinary conditions during the fulfillment of the i -th segment of the mission; by different durations, T_i , of these segments; and by different failure rates, λ_i^e , of the equipment and instrumentation. These failure rates may or may not depend on the environmental conditions, but could be affected by aging, degradation and other time-dependent causes.

In the simplified example below we assume that the combined input of the hardware and the software, as far as the failure rate of the equipment and instrumentation is concerned, is evaluated beforehand and is adequately reflected by the appropriate failure rate λ_i^e (failure rate of the equipment) values. These values could be either determined from the vendor specifications or could be obtained based on the specially designed and conducted ALT and the subsequent predictive modeling [26].

The probability of the equipment non-failure at the moment t_i of time during the flight on the i -th segment, assuming that Weibull distribution is applicable, is

$$P_i^e = \exp\left[-\left(\lambda_i^e t_i\right)^{\beta_i^e}\right], \quad (5)$$

where $0 \leq t_i \leq T_i$ is an arbitrary moment of time during the fulfillment of the mission on the i -th segment, and β_i^e is the shape parameter in the Weibull distribution. The distribution (5) is flexible: $\beta_i^e = 1$ leads to the exponential distribution; when $\beta_i^e = 2$, Rayleigh distribution takes place; by putting $\beta_i^e = 3$, one obtains a distribution that is close to the normal distribution.

We assume that the time-dependent probability of the human performance non-failure can be also represented in the form of Weibull distribution

$$P_i^h(t_i) = P_i^h(0) \exp\left[-\left(\lambda_i^h t_i\right)^{\beta_i^h}\right], \quad (6)$$

where λ_i^h is the failure rate, β_i^h is the shape parameter and $P_i^h(0)$ is the probability of the human non-failure at the initial moment of time $t_i = 0$ of the given segment. When $t_i \rightarrow \infty$, the probability of non-failure (say, because of the human fatigue or other causes) tends to zero. The probability $P_i^h(0)$ can be assumed in the form (1), i.e. (7)

$$P_i^h(0) = P_0 \exp\left[\left(1 - \frac{G_i^2}{G_0^2}\right) \exp\left(1 - \frac{F_i^2}{F_0^2}\right)\right]. \quad (7)$$

Then the probability of the mission failure at the i -th segment can be found as (8)

$$Q_i(t_i) = 1 - P_i^e(t_i)P_i^h(t_i). \quad (8)$$

Since (9)

$$\sum_{i=1}^n q_i = 1. \quad (9)$$

(condition of normalization), the overall probability of the mission failure can be determined as follows:

$$Q = \sum_{i=1}^n q_i Q_i(t_i) = 1 - \sum_{i=1}^n q_i P_i^e(t_i) P_i^h(t_i). \quad (10)$$

This formula can be used for the assessment of the probability of the overall mission failure, as well as, if necessary, for specifying the failure rates and the HCF in such a way that the probability of failure, when a human is involved, would be sufficiently low and acceptable. It can be used also, if possible, to choose an alternative route in such a way that the set of the probabilities q_i brings the overall probability of failure of the mission to the acceptable level.

If at a certain segment of the fulfillment of the mission the human performance is not critical, then the corresponding probability $P_i^h(t_i)$ of human non-failure should be put equal to one. On the other hand, if there is confidence that the equipment (instrumentation) failure is not critical, or if there is a reason to believe that the probability of the equipment non-failure is considerably higher than the probability of the human non-failure, then it is the probability $P_i^e(t_i)$ that should be put equal to one. Finally, if one is confident that a certain level of the harsh environment will be certainly encountered during the fulfillment of the mission at the i -th segment of the route, then the corresponding probability q_i should be put equal to one.

III. Equipment (Instrumentation) Failure Rate. Failure rate of the equipment (instrumentation) should be established, of course, based on the reliability physics of the particular underlying phenomenon. Examine, as suitable examples, two typical situations.

1) If the possible failure of the vulnerable structural element of a particular piece of equipment, device or a subsystem could be attributed to an elevated temperature and stress, then the Bueche-Zhurkov law (11)

2)

$$\tau = \tau_0 \exp\left(\frac{U - \gamma\sigma}{kT}\right) \quad (11)$$

can be used to assess the mean-time-to-failure τ . In this formula, T is the absolute temperature, U is the activation energy, k is Boltzmann's constant, σ is the design stress (not necessarily mechanical) acting in the item of interest, and τ_0 and γ are empirical parameters that should be established (found) based on the specially designed and conducted ALTs. Actually, the activation energy U is also an empirical parameter, but, for various structural elements of silicon-based semiconductor electronic devices the activation energies have been determined and could be found in the reference literature [26]. The second term in the numerator of the formula (11) accounts for the reduction in the activation energy level in the presence of a stress. If stress is not considered, the formula (11) reduces to the well-known Boltzmann-Arrhenius equation. After the mean-time-to-failure τ is determined, the corresponding failure rate can be found as

$$\lambda = \frac{1}{\tau_0} \exp\left(-\frac{U - \gamma\sigma}{kT}\right) = \frac{Q_T}{\tau_0}, \quad (12)$$

where

$$Q_T = \exp\left(-\frac{U - \gamma\sigma}{kT}\right) \quad (13)$$

is the steady-state probability of failure in ordinary conditions, i.e., at the steady-state portion of the «bathtub curve».

3) If the possible failure is attributed, e.g., to random vibrations, then

the following Steinberg's formula can be used to assess the mean-time-to-failure

$$4) \quad \tau = C \sigma_r^{-m/2} \quad (14)$$

Here σ_r is the mechanical stress at the resonance frequency, and C and m are material (structural) parameters that can be established by accelerated life testing. The formula (14) reflects an assumption that the mean-time to failure is determined, for the given material and structure, by the square root of the resonant stress. The failure rate is therefore

$$\lambda = \frac{1}{C} \sigma_r^{m/2}. \quad (15)$$

IV. Human Performance Failure Rate. By analogy with how the failure rate for a piece of electronic equipment is determined, one could use the condition (12) to establish an ALT relationship for the human performance. We view the process of testing and training of a human on a simulator as a sort of an ALT (failure oriented accelerated testing) setup for a vehicle operator. From (1) we have, for $F = F_0$, i.e., using patent law terminology, for a human of the ordinary skills in the vehicular «art», the following formula for the probability of non-failure, when a navigator is being tested or trained on a flight simulator

$$P^h(G) = P_0 \exp\left(1 - \frac{G^2}{G_0^2}\right). \quad (16)$$

Then the probability of failure is

$$Q_h(G) = 1 - P^h(G) = 1 - P_0 \exp\left(1 - \frac{G^2}{G_0^2}\right) \quad (17)$$

and

$$\tau = \frac{1}{\lambda} = \frac{\tau_0}{Q_h(G)} = \frac{\tau_0}{1 - P_0 \exp\left(1 - \frac{G^2}{G_0^2}\right)}. \quad (18)$$

This formula can be employed to run an ALT procedure on a simulator, using the elevated MWL level G as the stimulus factor, to the same extent as the elevated absolute temperature is used to accelerate failures in the relationship (11). The parameters G_0 , τ_0 and P_0 should be viewed as empirical parameters that could be determined from the relationship (18) as a result of testing at different MWL levels G for many individuals and evaluating the corresponding mean-time-to-failure τ . Note, that as far as steady-state condition is concerned, we use the simplest, exponential, distribution for the evaluation of the probability P_0 , while in our general mission-success-and-safety concept, reflected by the equation (10), we use a more general and more flexible Weibull distribution.

Since there are three experimental parameters in the relationship (18) that have to be determined, one needs three independent equations to determine these parameters. If the tests on a simulator are being conducted for three groups of individuals at three MWL levels G_1 , G_2 , and G_3 , and their performance is measured by recording three times-to-failure τ_1 , τ_2 , and τ_3 , then the G_0 value can be obtained from the following transcendental equation

$$\begin{aligned} & \left(1 - \frac{\tau_1}{\tau_2}\right) \left[\exp\left(1 - \frac{G_3^2}{G_0^2}\right) - \frac{\tau_2}{\tau_3} \exp\left(1 - \frac{G_2^2}{G_0^2}\right) \right] - \\ & - \left(1 - \frac{\tau_2}{\tau_3}\right) \left[\exp\left(1 - \frac{G_2^2}{G_0^2}\right) - \frac{\tau_1}{\tau_2} \exp\left(1 - \frac{G_1^2}{G_0^2}\right) \right] = 0 \end{aligned} \quad (19)$$

One could easily check that this equation is always fulfilled for $G_1 = G_2 = G_3 = G_0$.

It is noteworthy that, as has been determined above on the basis of the Table 1 data, testing does not (and should not) be conducted for MWL levels essentially higher than three-fold higher than the normal MWL is, otherwise a «shift» in the mode of failure (i.e., misleading results) is likely. In other words, the accelerated test conditions should be indeed accelerated ones, and have to be reasonably high, but should not be unrealistically/unreasonably high. We are all still human, not superhuman, and, even an experienced, young, competent and well trained individual cannot cope with an exceptionally high workload.

After the normal (most likely) MWL G_0 is evaluated, the probability of non-failure at normal MWL conditions can be found as

$$\begin{aligned} P_0 &= \frac{1 - \frac{\tau_1}{\tau_2}}{\exp\left(1 - \frac{G_2^2}{G_0^2}\right) - \frac{\tau_1}{\tau_2} \exp\left(1 - \frac{G_1^2}{G_0^2}\right)} = \\ &= \frac{1 - \frac{\tau_2}{\tau_3}}{\exp\left(1 - \frac{G_3^2}{G_0^2}\right) - \frac{\tau_2}{\tau_3} \exp\left(1 - \frac{G_2^2}{G_0^2}\right)} \end{aligned} \quad (20)$$

and the time τ_0 can be then determined, if necessary, as

$$\begin{aligned} \tau_0 &= \tau_1 \left[1 - P_0 \exp\left(1 - \frac{G_1^2}{G_0^2}\right) \right] = \tau_2 \left[1 - P_0 \exp\left(1 - \frac{G_2^2}{G_0^2}\right) \right] = \\ &= \tau_3 \left[1 - P_0 \exp\left(1 - \frac{G_3^2}{G_0^2}\right) \right] \end{aligned} \quad (21)$$

As evident from the formulas (19)-(21), the G_0 value can be found in a single way from the formula (19), the P_0 value can be found in two ways, using the formulas (20), and the τ_0 value can be found in three ways, using the formulas (21). This circumstance should be used to check the accuracy in determining these values. On the other hand, for the analysis based on the equation (10), only the P_0 value is needed. We would like to point out also that, although minimum three levels of the MWL are needed to determine the parameters G_0 , τ_0 and P_0 , it is advisable that tests at many more MWL levels (still within the range $\frac{G}{G_0} = 1-3$) are conducted, so that the accuracy in the

prediction could be assessed. After the parameters G_0 , τ_0 and P_0 are found, the failure rate can be determined as a function of the MWL level from the formula (18)

$$\lambda = \frac{1}{\tau_0} \left[1 - P_0 \exp \left(1 - \frac{G^2}{G_0^2} \right) \right]. \quad (22)$$

The nominal (normal, ordinary, specified) failure rate is therefore

$$\lambda = \frac{1 - P_0}{\tau_0}. \quad (23)$$

V. Weibull Law. We use the Weibull law to evaluate the time effect (aging, degradation) on the performance of both the equipment (instrumentation), considering the combined effect of the hardware and software, and the «human-in-the-loop». It is a two-parametric distribution with the probability distribution function

$$F(t) = e^{-(\lambda t)^\beta}, \quad (24)$$

where the failure rate λ is related to the scale parameter η of the distribution as $\eta = \frac{1}{\lambda}$, and the mean-time-to-failure \bar{t} and the standard deviation σ_t of the time-to-failure t can be found as

$$\bar{t} = \eta \Gamma \left(1 + \frac{1}{\beta} \right), \quad \sigma_t = \eta \sqrt{\Gamma \left(1 + \frac{2}{\beta} \right) - \Gamma^2 \left(1 + \frac{1}{\beta} \right)}. \quad (25)$$

Here

$$\Gamma(\alpha) = \int_0^\infty x^{\alpha-1} e^{-x} dx \quad (26)$$

is the gamma-function. The probability density distribution function can be obtained, if needed, from (24) by differentiation

$$f(t) = \lambda \beta (\lambda t)^{\beta-1} e^{-(\lambda t)^\beta}. \quad (27)$$

VI. Numerical Example. Let, for instance, the duration of a particular vehicular mission be 24 hours, and the vehicle spends equal times at each of the 6 segments (so that $t_i = 4$ hours at the end of each segment), the failure rates of the equipment and the human performance are independent of the environmental conditions and are $\lambda = 8 \times 10^{-4}$ 1/hour, the shape parameter in the Weibull distribution in both cases is $\beta = 2$ (Rayleigh distribution), the HCF ratio $\frac{F^2}{F_0^2}$ is $\frac{F^2}{F_0^2} = 8$ (so that $\frac{F}{F_0} = 2.828$), the probability of human non-failure at ordinary conditions is $P_0 = 0.9900$, and the MWL G_i^2 / G_0^2 ratios are given vs. the probability q_i of occurrence of the environmental conditions in Table 2.

The Table 2 data presumes that about 95% of the mission time occurs in ordinary conditions. The computations of the probabilities of interest are also carried out in Table 2. We obtain

$$P_i^e = \exp[-(\lambda t_i)^2] = \exp[-(8 \times 10^{-4} \times 4)^2] = 0.99999,$$

$$P_i^h = P_0 \bar{P}_i \exp[-(\lambda t_i)^2] = 0.9900 \times 0.99999 \bar{P}_i = 0.99 \bar{P}_i$$

and

$$\sum_{i=1}^n q_i P_i^e(t_i) P_i^h(t_i) = 0.9900,$$

which is the probability of the mission non-failure. The overall probability of mission failure is therefore

$$Q = 1 - \sum_{i=1}^n q_i P_i^e(t_i) P_i^h(t_i) = 1 - 0.9900 = 0.01 = 1\%.$$

VII. Imperfect Human vs. Imperfect Instrumentation: Short-Term Predictions. The concept based on the formula (10) and addressed in Sections III-VII is suitable for the design of the hardware and the software, for making long-term assessments and strategic decisions, and for planning a certain vehicular mission before this mission actually commences. There are, however, extraordinary situations, when the navigator has to make a decision on a short-term, some time even on an emergency, basis during the actual fulfillment of the mission. Here are several examples (problems) that have also to do with the application of PRM methods to quantify the combined effect of the human–equipment–environment interaction.

Table 2

Calculated probability of mission failure

<i>i</i>	1	2	3	4	5	6
q_i %	95.30	3.99	0.50	0.10	0.06	0.05
G_i/G_0	1	1.4142	1.7324	2.0000	2.2361	2.4495
\bar{P}_i	1	0.9991	0.9982	0.9978	0.9964	0.9955

P_i^h	0.9900	0.9891	0.9882	0.9878	0.9864	0.9855
$P_i^e P_i^h$	0.9900	0.9891	0.9882	0.9878	0.9864	0.9855
$q_i P_i^e P_i^h$	0.9435	0.0395	0.0049	0.0010	0.0006	0.0005

Problem №1. The probability that the particular environmental conditions will be detrimental for the vehicle safety (say, the probability of exceeding a certain probability level) is p . The probability that these environmental conditions are detected by the available navigation equipment, adequately processed and delivered to the navigator in due time is p_1 . But the navigator is not perfect either, and the probability that he/she misinterprets the obtained information from the navigation instrumentation is p_2 . If this happens, the navigator can either launch a false alarm (take inappropriate and unnecessary corrective actions), or conclude that the weather conditions are acceptable and make inappropriate go-ahead decision. The navigator receives n messages from the navigation equipment during his watch. What is the probability that at least one of the messages is assessed incorrectly?

Solution. The hypotheses about a certain message are: H_1 = the weather conditions are unacceptable, so that the corrective actions are necessary; H_2 = the weather conditions are acceptable and therefore no corrective actions are needed. The probability that a message is misinterpreted is

$$P = p(1-p_1) + (1-p)p_2. \quad (28)$$

Then the probability that at least one message out of n is misinterpreted is

$$Q = 1 - (1-P)^n. \quad (29)$$

Clearly, $Q \rightarrow 1$, when $n \rightarrow \infty$. The above formulas indicate that the outcome depends on both the equipment (instrumentation) performance and the human ability to correctly interpret the obtained information. The formula (29) can be used particularly to assess the effect of the human fatigue on his/her ability to interpret correctly the obtained messages. Let, for instance, $n = 100$ (the navigator receives 100 messages during his/her watch) and $p = 1$: the forecast environmental conditions that the vehicle will encounter will certainly cause an accident and should be avoided. So, the instrumentation did not fail, and the probability p_1 that the navigator obtained this information and that the information has been delivered in a timely fashion is $p_1 = 0.999$. Let the probability that the navigator interprets the information incorrectly is, say, only $p_2 = 0.01 = 1\%$. Then $P = 0.001$ and $Q = 0.0952$. Thus, the probability that one message could be misinterpreted is as high as 9.5 %. If the equipment

is not performing adequately and the probability p_1 is only, say, $p_1 = 0.95$, then $P = 0.05$ and $Q = 0.9941$: one of the messages from the navigation equipment will be most certainly misinterpreted. Thus, we conclude that the performance and the accuracy of the instrumentation are as important as the human factor is.

Problem № 2: The probability that the instrumentation does not fail during the time T of the fulfillment of a certain segment of a mission is p_1 . The probability that the human «does not fail», i.e., receives and interprets the obtained information correctly (does not make any error) during this time is p_2 . It has been established that a certain (non-fatal though) accident has occurred during the time of the fulfillment of this segment of the mission. What is the probability that the accident occurred because of the equipment failure?

Solution: Four hypotheses were possible before the accident actually occurred: H_0 = the equipment did not fail and the human did not make any error; H_1 = the equipment failed, but no human error occurred; H_2 = the equipment did not fail, but the human made an error; H_3 = the equipment failed and the human made an error. The probabilities of these hypotheses are

$$P(H_0) = p_1 p_2; \quad P(H_1) = (1 - p_1) p_2; \quad P(H_2) = p_1 (1 - p_2); \quad P(H_3) = (1 - p_1) (1 - p_2).$$

The conditional probabilities of the event A «the accident occurred» are

$$P(A/H_0) = 0, \quad P(A/H_1) = P(A/H_2) = P(A/H_3) = 1.$$

By applying Bayes' formula

$$P(H_i/A) = \frac{P(H_i)P(A/H_i)}{\sum_{i=1}^n P(H_i)P(A/H_i)}, \quad i=1,2,\dots,n,$$

we obtain the following expression for the probability that only the equipment failed

$$P(H_1/A) = \frac{(1-p_1)p_2}{(1-p_1)p_2 + p_1(1-p_2) + (1-p_1)(1-p_2)} = \frac{(1-p_1)p_2}{1-p_1 p_2}. \quad (30)$$

Clearly, if the equipment never fails ($p_1 = 1$), then $P = 0$. On the other hand, if the equipment is very unreliable ($p_1 = 0$), then $P = p_2$: the probability that the equipment fails is equal to the probability that the operator did not make an error. If the probabilities p_1 and p_2 are equal ($p_1 = p_2 = p$), then

$P = \frac{p}{1+p}$ is the probability that either the equipment failed or the human made an error. For very reliable equipment and a next-to-perfect operator (human)

($p = 1$), $P = 0.5$: the probability that only the equipment failed is 0.5. For

very unreliable equipment and very «imperfect» human ($p = 0$) we obtain $P = 0$: it is quite likely that both the equipment failed and the human made an error.

Problem № 3. The assessed probability that a certain segment of a mission will be accomplished successfully, provided that the environmental conditions are favorable, is p_1 . This probability will not change even in unfavorable environmental conditions, if the navigation equipment is adequate and functions properly. If, however, the equipment (instrumentation) is not perfect, then the probability of safe fulfillment of the given segment of the mission is only $p_2 < p_1$. It has been established that the probability of failure-free functioning of the navigation equipment is p_* . It is known also that in this region of the navigation space unfavorable navigation conditions are observed at the given time of the year in $k\%$ of the time. What is the probability of the successful accomplishment of the mission in any environmental conditions? What is the probability that the navigator used the equipment, if it is known that the mission has been accomplished successfully?

Solution. The probability of the hypothesis H_1 «the environmental conditions are favorable» is $P(H_1) = 1 - \frac{k}{100}$. The probability of the hypothesis H_2 «the environmental conditions are unfavorable» is $P(H_2) = \frac{k}{100}$. The conditional probability $P(A/H_1)$ of the event A «the navigation is safe» when the environmental conditions are favorable is $P(A/H_1) = p_1$. The conditional probability $P(A/H_2)$ of the event A «the navigation is safe» when the environmental conditions are unfavorable can be determined as

$$P(A/H_2) = p_*p_1 + (1 - p_*)p_2,$$

so that the sought probability of accident-free navigation on the given segment is

$$P(A) = \left(1 - \frac{k}{100}\right)p_1 + \frac{k}{100}[p_*p_1 + (1 - p_*)p_2] = p_1 - \frac{k}{100}(p_1 - p_2)(1 - p_*).$$

If it is known that the mission has been accomplished successfully despite unfavorable environmental conditions, then

$$P(A/H_2) = \frac{\frac{k}{100}[p_*p_1 + (1 - p_*)p_2]}{P(A)} = \frac{\frac{k}{100}[p_*p_1 + (1 - p_*)p_2]}{p_1 - \frac{k}{100}(p_1 - p_2)(1 - p_*)}. \quad (31)$$

Let, for instance, $p_1=1.0$, $p_2=0.95$, $p_*=0.98$ $k=80$. Then $P(A)=0.9992$, $P(A/H_2)=0.7998$. So, the probability of the successful accomplishment of the mission is 0.9992, and the probability that the navigator used the navigation instrumentation/equipment that enabled him/her to accomplish the mission successfully is 0.7998, otherwise the mission would have failed.

Problem № 4. The q_i values for the wave conditions in North Atlantic in the region between 50^0 and 60^0 North Latitude are shown in Table 3 vs. wave heights of 3 % significance (wave heights of 3% significance means that 97 % of the waves are characterized by the heights below the $h_{3\%,m}$ level, and 3 % have the height exceeding this level).

Table 3

*Probability of encounter of the environmental conditions
of the given level of severity*

$h_{3\%,m}$	3	6	9	12	15	18
q_i	0.1500	0.0501	0.0092	0.000876	0.0000437	0.00000115

Two sources of information predict a particular q_i value at the next segment of the route with different probabilities p_1 and p_2 . What is the likelihood that the first source is more trustworthy than the second one?

Solution: Let A be the event «the first forecaster is right», \bar{A} be the event «the first forecaster is wrong», B be the event «the second forecaster is right», and \bar{B} be the event «the second forecaster is wrong». So, we have $P(A)=p_1$ and $P(B)=p_2$. Since the two forecasters (sources) made different predictions, the event $A\bar{B} + \bar{A}B$ took place.

The probability of this event is

$$P(A\bar{B} + \bar{A}B) = P(A\bar{B}) + P(\bar{A}B) = P(A)P(\bar{B}) + P(\bar{A})P(B) = p_1(1-p_2) + (1-p_1)p_2.$$

The first forecaster will be more trustworthy if the event $A\bar{B}$ takes place. The probability of this event is

$$P(A\bar{B}) = \frac{p_1(1-p_2)}{p_1(1-p_2) + (1-p_1)p_2} = \frac{1}{1 + \frac{1-p_1}{1-p_2} \frac{p_2}{p_1}}. \quad (32)$$

The relationship (32) is computed in Table 4. Clearly, $P(A\bar{B})=0.5$, if $p_1 = p_2 = p$; $P(A\bar{B})=1.0$, if $p_1 = 1$ and $p_2 \neq 1$; $P(A\bar{B})=0$, if $p_1 \neq 1$ and

$p_2 = 1$. Other Table 4 data are not counter-intuitive either, but this table quantifies the role of the two mutually exclusive forecasts.

VIII. Most Likely Mental Workload. Cognitive overload has been recognized as a significant cause of error in aviation, and therefore measuring the MWL has become a key method of improving safety. There is an extensive published work in the psychological literature devoted to the measurement of MWL, both in military and in civil aviation (see, for instance, [4-25]). A pilot's MWL can be measured using subjective ratings or objective measures. The subjective ratings during simulation tests can be in the form of periodic inputs to some kind of data collection device that prompts the pilot to enter a number between 1 and 7 (for example) to estimate the MWL every few minutes. Another possible approach is post-flight paper questionnaires. There are some objective measures of MWL, such as heart rate variability. It is easier to measure the MWL in a flight simulator than in actual flight conditions. In a real airplane, one would probably be restricted to using post-flight subjective (questionnaire) measures, since one would not want to interfere with the pilot's work.

Table 4

Calculated trustworthiness of weather forecast

p_1 p_2	0.1	0.2	0.4	0.6	0.8	0.9
0.1	0.500	0.692	0.857	0.931	0.973	0.988
0.2	0.308	0.500	0.727	0.857	0.941	0.973
0.4	0.143	0.273	0.500	0.692	0.857	0.931
0.6	0.069	0.143	0.308	0.500	0.727	0.857
0.8	0.027	0.059	0.143	0.273	0.500	0.692
0.9	0.012	0.027	0.069	0.143	0.308	0.500

An aircraft pilot faces numerous challenges imposed by the need to control a multivariate lagged system in a heterogeneous multitask environment. The time lags between critical variables require predictions and actions in an uncertain world. The interrelated concepts of situation awareness and MWL are central to aviation psychology. The major components of situation awareness are spatial awareness, system awareness, and task awareness. Each of these three components has real-world implications: spatial awareness – for instrument displays, system awareness – for keeping the operator informed about actions that have been taken by automated systems, and task awareness – for attention and task management. Task management is directly related to the level of the mental workload, as the competing «demands» of the tasks for attention might exceed the operator's resources – his/her «capacity» to adequately cope with the «demands» imposed by the MWL. In modern military aircraft, complexity of information, combined with time stress, creates

difficulties for the pilot under combat conditions, and the first step to mitigate this problem is to measure and manage MWL [5]. Although there is no universally accepted definition of the MWL and how it should/could be evaluated, there is a consensus that suggests that MWL can be conceptualized as the interaction between the structure of systems and tasks, on the one hand, and the capabilities, motivation and state of the human operator, on the other. More specifically, MWL could be defined as the «cost» that an operator incurs as tasks are performed. Given the multidimensional nature of MWL, no single measurement technique can be expected to account for all the important aspects of it.

Current research efforts in measuring MWL use psycho-physiological techniques, such as electroencephalographic, cardiac, ocular, and respiration measures in an attempt to identify and predict MWL levels. Measurement of cardiac activity has been a useful physiological technique employed in the assessment of MWL, both from tonic variations in heart rate and after treatment of the cardiac signal.

IX. Most Likely Human Capacity Factor. The HCF includes the person's professional experience; qualifications; capabilities; skills; training; sustainability; ability to concentrate; ability to operate effectively, in a «tireless» fashion, under pressure, and, if needed, for a long period of time; ability to act as a «team-player;» swiftness of reaction, i.e., all the qualities that would enable him/her to cope with high MWL. In order to come up with a suitable FOM for the HCF, one could rank each of the above and other qualities on a scale from one to ten, and calculate the average FOM for each individual.

X. Future Work. The author realizes that the PRM approach, which has proven to be successful in numerous structural reliability problems, including aviation technologies, might not be accepted easily by some psychologists. Some of them may feel that the problem is too complex to lend itself to this type of formalized quantification and might even challenge the approach. With this in mind we would like to suggest several possible next steps (future work) that could be conducted using, when necessary, flight simulators to correlate the distribution (1) with the existing practice and to make this distribution applicable for the evaluation of the roles of the MWL and HCF in particular navigation situations.

Aviation psychologists do not normally measure HCF as a single, unitary quantity. They might estimate the navigator's ability to handle stress, or test his/her reaction time, or ability to visually detect targets out the window, etc. These are all separate parameters that improve the pilot's ability to handle workload. It is important, however, that all these parameters, as well as some more permanent factors, like the pilot's qualifications; general professional experience and skills; performance sustainability; ability to concentrate; ability to make adequate and prudent decisions in conditions of uncertainty; etc. are also considered in a unified HCF. It is mandatory, of course, that such a unified HCF is *task specific and is* measured in the same units as the MWL is,

otherwise the «stress»-»strength» model could not be used. These units could be particularly dimensionless, but should be established for a particular mission or task in advance. *In addition, HCF has to be multivariate and «dynamic», taking into account «static» factors, such as operator's training, experience, native ability, as well as «dynamic» factors, such as fatigue and arousal. For instance, evidence points to elevated levels of air traffic controller operational errors at both low and high-task-demand-levels (i.e., more of a Yerkes-Dodson non-monotonic response), as well as possibly on the downslope after a period of peak arousal [25]. Thus, one might be needing to model the first and even the second time-derivatives of arousal of workload to fully capture all the important effects.* Other, perhaps, less challenging tasks might include:

1. Testing to evaluate the effect of the fatigue state of the pilot on the effectiveness of his/her performance: there are cognitive test methodologies that can assess alertness;

2. Carrying out continuous MWL measurements using subjective and/or psycho-physiological measures;

3. Assessing the role of the aircraft type and the effectiveness of automation: more automation will make the pilot's job easier, in most cases, but might not be always available or affordable;

4. Evaluating the role of weather conditions that might affect the MWL, and might have an effect on the HCF as well;

5. Assessing the role of the «phase of flight» Since descent and landing are characterized by the highest level of MWL, the formulas (1) and (21) should be applied and verified for these conditions. It is the authors' belief that it could be indeed applicable to such conditions, although we did not consider them specifically and directly in this paper. Particularly, complexity of the airport and air traffic situation might have an effect on the MWL: more complexity certainly means more MWL for the pilot to manage;

6. Categorizing the types of errors/outcomes (again, typical and possible errors, not mistakes or blunders: these are beyond any PRM analysis) that might occur. One should determine ahead of time which kind of deviations of normal conditions and what kind of errors/outcomes he/she is interested in. Catastrophic loss of an aircraft usually results from a series of failures – deviations from normal conditions that might lead to a casualty, an unrecoverable situation. There was probably no reported loss of a commercial aircraft because one of the pilots was incapacitated, and our analysis has indicated that. Indeed, such an outcome would be rather unlikely, unless the pilot-in-charge is very bad and the probability that he/she fails even in normal operation conditions is next-to-one. In this connection we would like to point out again that the addressed example is just an illustration of one of the possible applications of the basic relationship (1). This relationship might have many more applications in vehicular technology, and, as far as the aerospace industry is concerned, might be applicable, after appropriate modification and

generalization, not only to address (less critical) en-route situations, but landing situations as well.

7. Use the model to compare the performance of different pilots (MCF) for different MWL levels. Of course, even a significant deviation from normal conditions does not necessarily lead to a casualty, and our models were able to quantify this circumstance. Additional insight is needed, however, to correctly design and adequately interpret the results of the tests in a flight simulator. In this connection it would be interesting to compare the accelerated life test (ALT) and highly accelerated life tests (HALTs) in hardware electronics (see, for instance [22]) with what could be expected from the flight simulation tests.

XI. Conclusions. A DEPDF of the extreme value distribution (EVD) type is introduced to characterize and to quantify the likelihood of a human failure to perform his/her duties when operating a vehicle (a car, an aircraft, a boat, etc.). This function is applied to assess a mission success situation. We have shown how some methods of the classical probability theory could be employed to quantify the role of the human factor in the situation in question. We show that if highly reliable equipment is used, the mission could be still successful, even if the HCF is not very high. The suggested probabilistic risk management (PRM) approach complements the existing system-related and human-psychology-related efforts, and, most importantly, bridges the gap between the three critical areas responsible for the system performance – reliability engineering, vehicular technologies and human factor. Plenty of additional PRM analyses and human-psychology related effort will be needed, of course, to make the guidelines based on the suggested concept practical for particular applications. These applications might not be even necessarily in the vehicular technology domain, but in many other areas and systems (forensic, medical, etc.), where a human interacts with equipment and instrumentation, and operates in conditions of uncertainty. Although the approach is promising and fruitful, further research, refinement, and validation would be needed, of course, before the model could become practical. The suggested model, after appropriate sensitivity analysis is carried out, might be used when developing guidelines for personnel training and/or when there is a need to decide if the existing navigation instrumentation is adequate in extraordinary safety-in-air situations, or if additional and/or more advanced equipment should be developed and installed. The initial numerical data based on the suggested model make physical sense and are in satisfactory (qualitative) agreement with the existing practice. It is important to relate the model expressed by the basic equation (1) to the existing practice, on one hand, and to review the existing practice from the standpoint of this model on the other.

REFERENCES

1. *Suhir E. Applied Probability for Engineers and Scientists. McGraw-Hill, 1997.*

2. *Suhir E. Adequate Underkeel Clearance (UKC) for a Ship Passing a Shallow Waterway: Application of the Extreme Value Distribution (EVD). Rio-de-Janeiro, Brazil, OMAE2001/S&R-2113. – 2001.*
3. *Suhir E. Helicopter Landing Ship (HLS): Undercarriage Strength and the Role of the Human Factor. – Honolulu, Hawaii, OMAE 2009. See also ASME Transactions, OMAE Journal. – February. – 2010.*
4. *Suhir E. Probabilistic Modeling of the Role of the Human Factor in the Helicopter-Landing-Ship (HLS) Situation, Int. J. Human Factor Modeling and Simulation (IJHFMS). – Vol.1. – № 3. – 2010.*
5. *Suhir E. and Mogford R. Two-Men-in-a-Cockpit: Assessment of the Likelihood of a Casualty if One of the Pilots Becomes Incapacitated, AIAA ATIO/ISSMO Conference: Control ID: 822771. Re-naiissance Worthington Hotel, Fort Worth, Texas. – 13-15 September. – 2010.*
6. *T.C. Hankins T.C. and Wilson G.F. A comparison of heart rate, eye activity, EEG, and subjective measures of pilot mental workload during flight. Aviation, Space, and Environmental Medicine 69:360-7. – 1998.*
7. *Greene K.A., Bauer K.W., Kabrisky M., Rogers S.K., Wilson G.F. Estimating pilot workload using Elman recurrent neural networks: a preliminary investigation. In: Dagli CH, et al., editors. Intelligent Engineering Systems through Artificial Neural Networks. – Vol. 7. – New York: ASME Press. – November. – 1997.*
8. *East J.A., Bauer K.W., Lanning J.W. Feature selection for predicting pilot mental workload: a feasibility study. International // Journal of Smart Engineering System Design. – № 4. – 2002.*
9. *Noel J.B. Pilot mental workload calibration». MS thesis, School of Engineering, Air Force Institute of Technology, Wright-Patterson AFB OH, March 2001.*
10. *Gaillard A.W. Comparing the concepts of mental load and stress // Ergonomics. –№ 36. – 1993.*
11. *Kramer A.F. Physiological metrics of mental workload: a review of recent progress. In P. Ullsperger (Ed.) Mental workload. – Berlin: Bundesanstalt für Arbeitmedizin, 1993.*
12. *Fournier L.R., Wilson G.F., Swain C.R. Electrophysiological, behavioral and subjective indexes of workload when performing multiple tasks: manipulation of task difficulty and training // International Journal of Psychophysiology. – № 31. – 1999.*

13. Ullsperger P., Metz A., Gille H. *The P300 component of the event-related brain potential and mental effort // Ergonomics.* – № 31. – 1988.
14. Wilson G.F., Fullerkamp P., Davis I. *Evoked potential, cardiac, blink and respiration measures of pilot's workload in air-to-ground missions // Aviation, Space and Environmental Medicine.* – № 65. – 1994.
15. Brookings J.B., Wilson G.F., Swain C.R. *Psycho-physiological responses to changes in workload during simulated air traffic control // Biological Psychology.* – № 42. – 1996.

16. Hankins T.C., Wilson G.F. *A comparison of heart rate, eye activity EEG and subjective measures of pilot mental workload during flight // Aviation, Space and Environmental Medicine.* – № 69. – 1998.
17. Roscoe A.H. *Heart rate as a psycho-physiological measure for in-flight workload assessment // Ergonomics.* – № 36. – 1993.
18. Backs R.W. *Going beyond heart rate: autonomic space and cardiovascular assessment of mental workload // International Journal of Aviation Psychology.* – № 5. – 1995.
19. Tattersall A.J., Hockey G.R. *Level of operator control and changes in heart rate variability during simulated flight maintenance // Human Factors.* – № 37. – 1995.
20. Jorna P.G. *Heart rate and workload variations in actual and simulated flight // Ergonomics.* – № 36. – 1993.
21. Veltman J.A., Gaillard A.W. *Physiological indices of workload in a simulated flight task // Biological Psychology.* – № 42. – 1996.
22. Endsley M.R., Rogers M.D. *Distribution of attention, situation awareness and workload in a passive air traffic control task: implications for operational errors and automation // Air Traffic Control Quarterly.* – № 6(1). – 1988.
23. Wickers C.D., Mavor A.S., McGee A.S. (eds) *Flight to the future: human factors in air traffic control. Panel on human factors in air traffic control automation. Committee on human factors, <http://www.nap.edu/catalog/5493.html>, 1997.*
24. Staal M.A. *Stress, cognition, and human performance: a literature review and conceptual framework', NASA/TM-2004-212824.*
25. Murphy L.L., Smith K., Hancock P.A. *Task demand and response error in a simulated air traffic control task: implications for ab initio training., Int. J. of Applied Aviation Studies.* – Vol.4. – № 1. – 2004.
26. Suhir E. *How to make a device into a product: accelerated life testing, its role, attributes, challenges, pitfalls and interaction with qualification testing, in E. Suhir, CP Wong, YC Lee, eds. «Micro-*

- and Opto-Electronic Materials and Structures: Physics, Mechanics, Design, Packaging, Reliability», Springer, 2007.*
27. *Suhir E. Probabilistic Design for Reliability // ChipScale Reviews. – Vol.14. – № 6. – 2010.*
28. *Suhir E., Mahajan R. Are current qualification practices adequate? Circuit Assembly. – April 2011.*

Стаття надійшла до редакції 22.12.2015

УДК 629.124

В.А. Некрасов, А.В. Бондаренко, А.П. Ястреба

**РАСЧЕТНЫЕ И НОРМАТИВНЫЕ МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ
БУКСИРНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ МОРСКИХ ПОРТОВ УКРАИНЫ**

На основі застосування методів теорії корабля і оптимального проектування суден вирішена проблема оптимального вибору складу буксирного флоту сучасного морського порту за критеріями економічної ефективності та гарантованої безпеки експлуатації. Складені програми оперативного вибору буксирів та корегування їх складу. Дано рекомендації з формування сучасних вимог до буксирного забезпечення порту, що включаються в його обов'язкові постанови.

Ключові слова: морський порт, флот портових буксирів, оперативне управління, ефективність, безпека.

На основе применения методов теории корабля и оптимального проектирования судов решена проблема оптимального выбора состава буксирного флота современного морского порта по критериям экономической эффективности и гарантированной безопасности эксплуатации. Разработаны программы оперативного выбора буксиров и корректировки их состава. Даны рекомендации по формированию современных требований к буксирному обеспечению порта, включаемых в его обязательные постановления.

Ключевые слова: морской порт, флот портовых буксиров, оперативное управление, эффективность, безопасность.

The problem of the optimal composition of the towing fleet of modern seaport is solved on the basis of application of the ship theory and ship optimal design on the criteria of economic efficiency and guaranteed safe navigation. Programs of operating choice of tugs and correcting their composition are developed. Recommendations on the formation of the present requirements for towing port security which to be included in port binding regulations are given.

Keywords: seaport, harbor tug fleet, operational management, efficiency, safety.

Постановка проблеми сучасного буксирного забезпечення порту. Наблюдаемая еволюція портових буксирів характеризується неперервним нарощуванням їх потужностей і удосконаленням характеристик управляємості. Розміри портових буксирів також неперервно змінюються. Більш потужні двигатели встановлюються в корпусах менших розмірів. Небольші, дуже потужні і маневренні буксири стають необхідними для розвитку портів, так як їх простір з збільшенням продуктивності причалів і збільшенням розмірів обслуговуваних судів залишається обмеженим.

© Некрасов В.А., Бондаренко А.В., Ястреба А.П., 2015

Вслед за увеличением мощности портовых буксиров повсеместно наблюдается и относительное уменьшение их числа в обслуживании судов, как в расчете на одно судно, так и в составе буксирного флота порта.

В связи с этим высказываются предположения о том, что сокращение числа буксиров из-за введения более мощных единиц может иметь в целом негативные последствия для портов. Суть этих предположений состоит в следующем [1]:

- уменьшенное число буксиров может вызвать проблемы в случаях появления суровых погодных условий или пиков в движении судов;

- ввод в строй более мощных буксиров, приводящей к сокращению числа буксиров, использующихся на одном судне, например, – от четырех до двух единиц, обусловит появление дополнительных рисков, которые смогут быть компенсированы только соответствующим увеличением надежности используемых технических средств;

- буксиры, к тому же, должны быть подходящими по размерам к размерам судна. Это означает, что малые суда должны предпочтительно управляться малыми буксирами;

- замена ряда малых буксиров более мощным буксиром может принести выгоду владельцу буксирного флота, благодаря сокращению общих расходов и уменьшению расходов на содержание команд. Однако введение в строй более мощных буксиров не будет автоматически означать, что капитаны входящих в порт судов будут заказывать меньше буксиров. В таких случаях буксирная компания, направившая большие инвестиции в развитие своего флота, может понести убытки, так как суда, использующие увеличенное число буксиров, платят те же буксирные сборы.

Несмотря на высказываемые предположения, переход к использованию мощных портовых буксиров повсеместно осуществляется. Обуславливается это экономическими приоритетами заинтересованных сторон [1]. Судовладелец, например, обычно желает ускорения портовых операций, что, в свою очередь, ведет к применению более мощных буксиров. Порт же, с одной стороны, стремится в связи с ожидаемым сокращением расходов использовать более мощные буксиры, однако, с другой – опасается не иметь повторного использования очень больших и мощных буксиров и не вернуть инвестиции, направленные на развитие своего буксирного флота.

Решение этих проблем, очевидно, должно соответствовать балансу, который складывается в среде функциональных операций рассматриваемого порта. Так как каждый порт существенно отличается один от другого, то и требования к количеству и мощности вводимых портовых буксиров должны формироваться индивидуально. При этом использование более мощных буксиров, связанное с увеличением инвестиций в их приобретение и с ростом затрат на эксплуатацию, становится оправданным при соответствующем увеличении продуктивности порта и обслужи-

вании судов с характеристиками, обусловленными увеличением продуктивности.

Тенденция использования все более мощных буксиров обуславливает также появление трудностей в оценке значений их мощности и тяговых усилий с точки зрения обеспечения безопасности управления судами в порту. Надлежащая оценка таких значений особенно важна для больших судов с большим сопротивлением движению, число которых непрерывно растет. Эти значения особенно важно знать портовым властям, когда приходят суда, для которых должно быть реализовано буксирное сопровождение. В таких случаях используются два способа определения искомых значений:

- генерирование текущих оценок необходимого количества буксиров и их мощности в зависимости от габаритов судна, расположения причала и гидрометеорологической обстановки в порту на время выполнения буксирной операции;

- внесение фиксированных значений количества и мощности буксиров в требования порта к буксирному сопровождению, отражаемому в составе планов или схем швартовки судна к каждому из причалов.

Очевидно, что генерирование текущих оценок является удобным направлением решения проблемы необходимого количества буксиров и их тяговых усилий. Однако наиболее приемлемым является путь, в результате которого на основе генерирования текущих оценок необходимого количества буксиров и их тяговых усилий за достаточно длительный период эксплуатации порта формируются его требования к буксирному сопровождению при лоцманских проводках для последующего однозначного решения вопросов взаимодействия капитанов судов с лоцманской службой и властями порта.

Таким образом, до того, как появятся такие решения законодательного характера, процедура выбора необходимого количества буксиров и их тяговых характеристик должна пройти все стадии ретроспективного анализа и перспективного синтеза, которые обычно сопровождают всякую реформу, в том числе и наблюдаемую реформу буксирного обеспечения портов Украины.

Краткий анализ последних исследований и публикаций. Рекомендации ИМО. Для определения современного буксирного обеспечения порта Международная морская организация рекомендует руководствоваться изданием Навигационного института, Лондон, «Использование буксира в порту – Практическое руководство» [2; 3]. Основным положением этого руководства является обоснование того, что буксирное обеспечение порта должно формироваться не только в зависимости от назначения и размерений швартуемых судов, но и в соответствии с географическим положением и конкретными климатическими условиями территории порта.

Наиболее близкой к теме статьи является «Методика выбора оптимальных типов и количества буксиров для морского порта», которая

была разработана Т.Ф. Алявдиной в 1984 году [4]. С тех пор существенно изменились, как сами буксиры – в отмеченных выше направлениях компактности, мощности и маневренности, так и модели их функционирования – в направлении более подробного учета взаимодействия с окружающими средами, учета случайности явлений захода судов в порт и погодных факторов эксплуатации, оценки результатов функционирования по критериям рыночной экономики.

Выделение нерешенных вопросов общей проблемы. Изложенные обстоятельства обуславливают необходимость последовательного решения следующих проблем:

- определения необходимых тяговых усилий буксиров для швартовки всех типов судов, посещающих морские порты, с целью обеспечения безопасности швартовых операций в соответствии с предложениями Международной морской организации (ИМО) [2], которая рекомендует осуществить это определение на основе рассмотрения аэрогидродинамического взаимодействия транспортируемых к причалам судов с окружающей средой для установления усилий, действующих на них в конкретных гидрометеорологических условиях порта, и назначения соответствующих тяговых усилий буксирного сопровождения [3];

- сравнения полученных результатов с аналогичными данными отечественных и зарубежных нормативных документов;

- разработки оперативного метода выбора необходимого количества и тяговых усилий буксиров из состава существующего или проектируемого буксирного флота порта для всех типов судов, посещающих порт, в текущих гидрометеорологических условиях порта;

- формирования предложений по обновлению требований порта к количеству буксиров, обслуживающих посещающие порт суда;

- определения возможных экономических результатов обслуживания существующим или назначаемым составом буксирного флота порта действующего или расширяемого комплекса его причалов;

- оптимизации на основе использования критериев рыночной экономики состава существующего или нового буксирного обеспечения порта по типам буксиров и развиваемым ими тяговым усилиям, выполненной в соответствии с особенностями акватории, количеством причальных стенок порта и производительностью портового оборудования.

Изложенная последовательность решения проблемы выбора буксиров, принимающая во внимание местный опыт швартовки судов, должна привести к более реалистическому и экономически выгодному использованию портовых буксиров и буксирных флотов портов Украины. Улучшение результатов неизбежного выбора более мощных буксиров следует ожидать и при его использовании в процессе передачи местного практического судоводительского опыта соответствующими инструкторами, которые обучат нововведениям судоводителей, лоцманов и капитанов буксиров.

Постановка проблеми. Целью статьи является разработка теоретических и практических методов расчета безопасности, эффективности и оперативного управления флотами портовых буксиров, обеспечивающих реформирование этих подразделений портов на основе существенного увеличения продуктивности и прибыльности буксирных операций.

Метод расчета сил, действующих на суда. На основе рекомендаций [2; 3] в Национальном университете кораблестроения (НУК) разработан соответствующий метод определения сил, действующих на суда, швартуемые в украинских морских портах [5]. В основу метода положены долговременные распределения интенсивностей ветра над территорией юга Украины (см. рис. 1) и распределение дедвейта всех типов судов, посещающих порты. При этом учтено то, что морские порты Украины расположены в географической зоне, где отсутствуют приливные, отливные и интенсивные речные течения, а также то, что защищенные акватории портов имеют относительно малые разгонные участки ветрового течения и волнообразования.

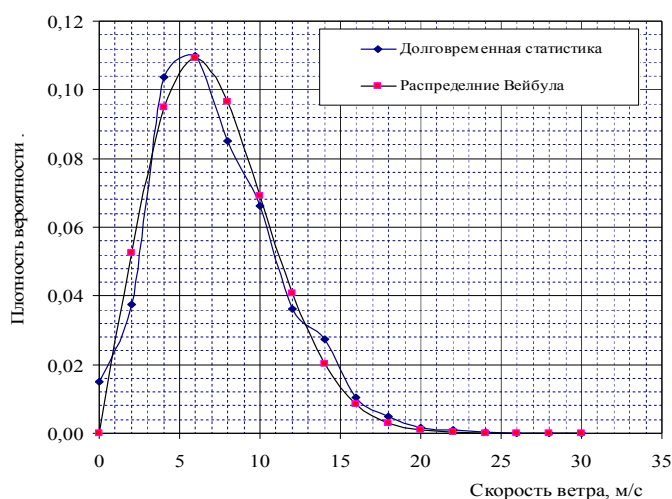


Рис. 1. Долговременное распределение скоростей ветра в акваториях морских портов Украины

Разработка метода осуществлена на основе численного моделирования процессов сопровождения и причаливания/отчаливания судов в условиях ветра, волнения и течения [6]. В результате этого моделирования установлено, что наиболее напряженная ситуация по силовой отдаче буксиров возникает в предельно допустимых погодных условиях функционирования порта по швартовым операциям, в момент расположения судна на расстоянии 40-50 м от причала, параллельно причалу. В этот момент буксирами развиваются тяговые усилия, обеспечивающие последующее погашение скорости движения судна до требуемого значения в момент касания причала. В соответствии с рекомендациями [3], гарантированная

безопасность этого финала буксирной операции достигается в том случае, если выбираемое суммарное тяговое усилие буксиров увеличивается на ~ 25-50 %.

Необходимость такого выбора обуславливается тем, что в процессе движения судна к причалу буксиры могут расположиться не перпендикулярно ДП судна и потерять часть необходимого тягового усилия в направлении причала на создание взаимно компенсирующихся боковых сил.

Произведено сравнение результатов разработанного метода определения действующих на судно сил и перевода их в выбираемую суммарную тягу буксиров, обеспечивающую безопасность швартовых операций, с результатами, определяемыми по методу:

- изложенному в Справочнике проектанта порта [7] (General);
- регламентируемому Британским стандартом проектирования портов [8] (BS 6349-1:2000);
- определяемому Испанским стандартом проектирования портов [9]; (ROM 0.2-90);
- рекомендованному Международным морским форумом нефтяных компаний [10] (OCIMF);
- предложенному Обществом международных операторов транспортировки сжиженных газов [11] (SIGTTO);
- определяемому действующими в Украине Нормами технологического проектирования морских портов [12] (РД 31.31.37-78).

Сравнение выполнено для тех типов и дедефитов судов, которые швартуются в портах Украины в настоящее время и будут швартоваться в будущем. Выбранное для сравнения силовое воздействие определено существующими предельными погодными условиями функционирования портов по швартовым операциям с обеспечением условий безопасности проведения таких операций, а именно:

- при скорости ветра 12,0-14,0 м/с, в зависимости от типа судна, с направлением 90 °, по отношению к ДП судна;
- при волнении, интенсивностью 3 балла, характеризуемого высотой волны (significant wave height) $H_{1/3} = 0,7$ м ($h_{3\%} = 0,924$ м), с направлением 90 °, по отношению к ДП судна, и средней длиной волн ~ 20 м;
- при течении со скоростью 0,2 м/с, или при эквивалентной скорости ветрового течения жидкости, или при такой же скорости ветрового дрейфа судна;
- при остаточной скорости движения судна, равной допустимой скорости буксирного сопровождения 0,26 м/с (0,5 узла);
- с начальной скоростью погашения инерции 0,26 м/с на дистанции 40 м от причала;
- с назначенным запасом суммарного усилия буксиров, равным 25 % минимально необходимого суммарного тягового усилия буксиров, ориентированным на обеспечение безопасности швартовой операции.

Результаты сравнения для судов в балласте приведены в табл. 1 и для судов в грузу – в табл. 2.

Таблиця 1

Суммарные тяговые усилия буксиров, необходимые для выполнения безопасной швартовки судов в балласте в предельных погодных условиях функционирования порта по швартовым операциям

1	Методы определения действующих на судно сил и потребных тяговых усилий буксиров-кантовщиков							
	2	3	4	5	6	7		
Тип судна дедвейтом 20 000 т	НУК	General	ROM 0.2-90	BS 6349 1:2000	OCIMF/SIGTTO	РД 31.31.37-78		
	т	т	т	т	т	л.с.	т	шт.
Сухогруз	46,8	64,0	43,6	55,6	-	3600	50,4	2
Танкер	38,9	50,5	34,8	45,7	40,8	3600	50,4	2
Балкер	40,8	55,1	37,4	48,2	-	3600	50,4	2
Контейнеровоз	54,2	76,3	52,0	74,9	-	не регламентируется		
Газовоз LNG	65,7	93,4	63,8	79,4	86,2	3600	50,4	2
Газовоз LPG	50,9	71,2	48,6	61,3	48,7	3600	50,4	2
Накатное Ro-Ro	65,3	91,8	62,6	89,9	-	не регламентируется		
Тип судна дедвейтом 50 000 т	НУК	General	ROM 0.2-90	BS 6349 1:2000	OCIMF/SIGTTO	РД 31.31.37-78		
	т	т	т	т	т	л.с.	т	шт.
Сухогруз	-	-	-	-	-	-		
Танкер	62,4	82,0	56,2	71,0	63,6	5800	81,2	3
Балкер	65,8	87,3	59,7	75,3	-	8400	117,6	4
Контейнеровоз	96,8	134,2	92,5	132,0	-	не регламентируется		
Газовоз LNG	112,0	158,4	108,7	132,7	144,9	9000	126,0	4
Газовоз LPG	86,0	120,0	82,2	101,5	80,2	8400	117,6	4
Накатное Ro-Ro	97,4	133,7	90,5	128,0	-	не регламентируется		
Тип судна дедвейтом 100 000т	НУК	General	ROM 0.2-90	BS 6349 1:2000	OCIMF/SIGTTO	РД 31.31.37-78		
	т	т	т	т	т	л.с.	т	
Сухогруз	-	-	-	-	-	-		
Танкер	95,2	121,8	83,7	104,4	93,5	11600	162,4	4
Балкер	97,4	124,8	86,4	107,5	-	11600	162,4	4
Контейнеровоз	148,9	203,5	141,3	199,3	-	не регламентируется		
Газовоз LNG	170,1	237,0	163,6	196,9	215,8	не регламентируется		
Газовоз LPG	130,0	179,0	123,1	149,8	117,7	11600	162,4	4
Накатное Ro-Ro	-	-	-	-	-	-		

Продолжение табл. 1

1	2	3	4	5	6	7		
Тип судна дедвейтом 200 000 т	НУК	General	ROM 0.2-90	BS 6349 1:2000	OCIMF/ SIGTTO	РД 31.31.37-78.		
	т	т	т	т	т	л.с.	т	шт.
Сухогруз	-	-	-	-	-	-		
Танкер	146,7	180,1	125,3	153,3	136,5	15800	221,2	4
Балкер	147,2	178,5	127,1	177,6	-	не регламентується		
Контейнеровоз	231,8	309,3	216,7	301,7	-	не регламентується		
Газовоз LNG	261,9	355,6	247,2	293,5	322,3	не регламентується		
Газовоз LPG	199,2	267,8	185,1	222,0	173,8	не регламентується		
Накатное Ro-Ro	-	-	-	-	-	-		

Таблица 2

*Суммарные тяговые усилия буксиров, необходимые для выполнения
безопасной швартовки судов в грузу в предельных погодных условиях
функционирования порта по швартовым операциям*

Тип судна Дедвейтом 20 000 т	Методы определения действующих на судно сил и потребных тяговых усилий буксиров-кантовщиков							
	НУК	General	ROM 0.2-90	BS 6349 1:2000	OCIMF/ SIGTTO	РД 31.31.37-78.		
	т	т	т	т	т	л.с.	т	шт.
Сухогруз	42,9	50,0	37,2	39,7	-	3600	50,4	2
Танкер	34,3	36,6	26,9	31,6	32,6	3600	50,4	2
Балкер	36,4	41,1	30,5	33,9	-	3600	50,4	2
Контейнеровоз	62,0	81,8	58,4	77,5	-	не регламентується		
Газовоз LNG	63,4	81,1	57,6	56,4	83,0	3600	50,4	2
Газовоз LPG	50,6	63,1	46,8	47,1	66,8	3600	50,4	2
Накатное Ro-Ro	67,2	85,1	61,6	82,0	-	не регламентується		
Тип судна дедвейтом 50 000 т	НУК	General	ROM 0.2-90	BS 6349 1:2000	OCIMF/ SIGTTO	РД 31.31.37-78.		
	т	т	т	т	т	л.с.	т	шт.
Сухогруз	-	-	-	-	-	-		
Танкер	57,4	60,4	49,1	48,8	50,3	5800	81,2	3
Балкер	58,9	60,8	49,4	50,4	-	8400	117,6	4
Контейнеровоз	119,3	153,6	116,5	145,8	-	не регламентується		
Газовоз LNG	111,4	137,8	99,3	93,0	139,6	9000	126,0	4
Газовоз LPG	88,5	110,1	85,3	78,0	112,6	8400	117,6	4
Накатное Ro-Ro	103,1	123,0	86,9	113,7	-	не регламентується		

Продолжение табл. 2

1	2	3	4	5	6	7		
Тип судна дедвейтом 100 000 т	НУК	General	ROM 0.2-90	BS 6349 1:2000	OCIMF/ SIGTTO	РД 31.31.37-78.		
	т	т	т	т	т	л.с.	т	шт.
Сухогруз	-	-	-	-	-	-		
Танкер	90,7	88,0	77,0	70,0	72,2	11600	162,4	4
Балкер	89,2	87,7	77,8	70,3	-	11600	162,4	4
Контейнеровоз	193,3	248,9	191,9	228,3	-	не регламентируется		
Газовоз LNG	174,2	206,7	152,7	136,7	207,9	не регламентируется		
Газовоз LPG	138,1	165,0	139,8	115,1	168,0	11600	162,4	4
Накатное Ro-Ro	-	-	-	-	-	-		
Тип судна дедвейтом 200 000 т	НУК	General	ROM 0.2-90	BS 6349 1:2000	OCIMF/ SIGTTO	РД 31.31.37-78.		
	т	т	т	т	т	л.с.	т	шт.
Сухогруз	-	-	-	-	-	-		
Танкер	146,6	142,6	133,8	101,3	104,5	15800	221,2	4
Балкер	140,8	135,7	137,6	100,6	-	не регламентируется		
Контейнеровоз	316,5	395,0	309,6	356,8	-	не регламентируется		
Газовоз LNG	277,7	316,8	239,0	201,8	310,7	не регламентируется		
Газовоз LPG	219,6	262,1	231,3	170,6	251,5	не регламентируется		

Сравнение расчетных и нормативных данных таблиц 1 и 2 показывает, что положения действующего РД 31.31.37-78 не охватывают часть современных типов судов, таких как контейнеровозы и накатные суда, в средней же по дедвейту части регламентируемых типов судов они предлагают, в основном, завышенное по тяговым усилиям и мощности буксирное обеспечение, а в области больших и сверх больших дедвейтов – практически его не регламентируют. В целом РД в области своей регламентации предлагает завышенное для географического положения и климатического состояния портов Украины количество используемых буксиров в расчете на одно судно.

Вопрос о достаточности количества используемых буксиров раскрывается статистическими данными мировой практики портов, приведенными на рис. 2 [3]. Рисунок показывает, что полученные значения необходимых суммарных тяговых усилий буксирного сопровождения судов, посещающих порты Украины, образуют линию, которая располагается ниже линии «Средняя тяга» всемирной статистики и почти совпадает с нижней линией заштрихованной зоны. Это свидетельствует о том, что в тех областях дедвейтов, в которых РД 31.31.37-78 назначает 3-4 буксира, могут успешно использоваться 2-3.

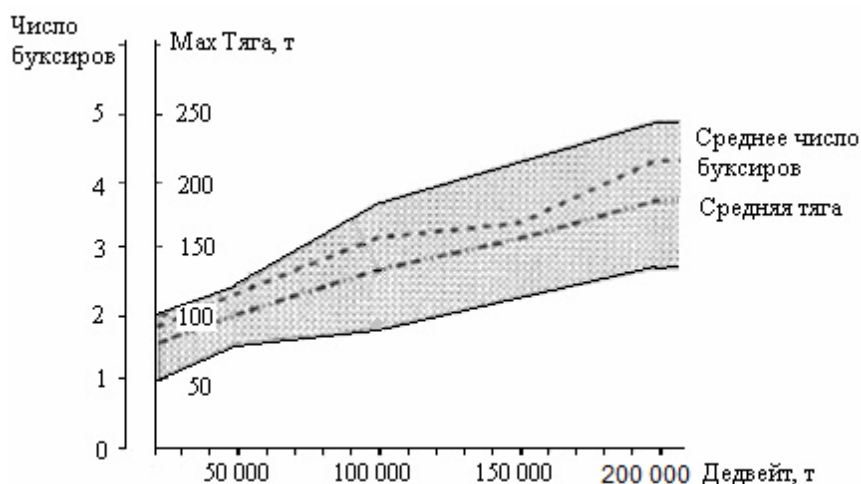


Рис. 2. Мировые статистические данные по использованию количества буксиров и их суммарной тяги на буксировку танкеров и балкеров в портах

Оперативный способ определения суммарного тягового усилия буксиров и их количества при маневренных операциях с одним судном. Предназначен для реализации первого метода определения буксирного сопровождения судна, прибывающего в порт – генерирования оценок необходимого количества буксиров и их мощности в зависимости от текущих погодных условий. В этом случае анализ существующих и осуществление запланированных маневренных операций с одним судном осуществляется на основе созданного метода определения тяговых усилий буксиров с помощью программы вычисления необходимого суммарного тягового усилия и выбора буксиров из состава флота портовых буксиров. Программа предназначена для применения к судам всех типов, во всем диапазоне их дедвейтов и во всем диапазоне погодных условий функционирования порта. Она обуславливает безопасность швартовых операций на основе введенного запаса на суммарное тяговое усилие буксиров и достоверных данных по краткосрочным метеопрогнозам, достаточным по времени для проведения всего комплекса запланированных буксирных операций с судном.

Способ формирования требований к буксирному обеспечению порта. Предназначен для реализации второго метода определения буксирного сопровождения судна, прибывающего в порт – внесения фиксированных значений количества и мощности буксиров в требования порта к буксирному сопровождению судна.

На основе программного генерирования текущих по метеоусловиям оценок необходимых тяговых усилий и количества буксиров, обеспечивающих обслуживание характерных для украинских портов судопото-

ков на протяжении длительного периода их эксплуатации, получено обобщение проблемы выбора необходимого количества и тяговых усилий буксиров. Оно сформировалось в результате перехода в рассматриваемых зависимостях от аргумента «дедвейт» к независимой переменной «наибольшая длина судна». В этом случае необходимое суммарное тяговое усилие буксиров становится очень слабо зависящим от типа и нагрузки обслуживаемых судов, но существенно изменяется при вариациях средней скорости ветра.

На рис. 3 представлены такие обобщенные зависимости для двух скоростей ветра, равных 14 и 7 м/с. Первая из них соответствует существующему официальному ограничению функционирования портов по швартовым операциям и может быть определена как граница потребных суммарных тяговых усилий буксирного обеспечения портов. Вторая – соответствует среднему значению скоростей ветра в акваториях портов (см. рис. 1).

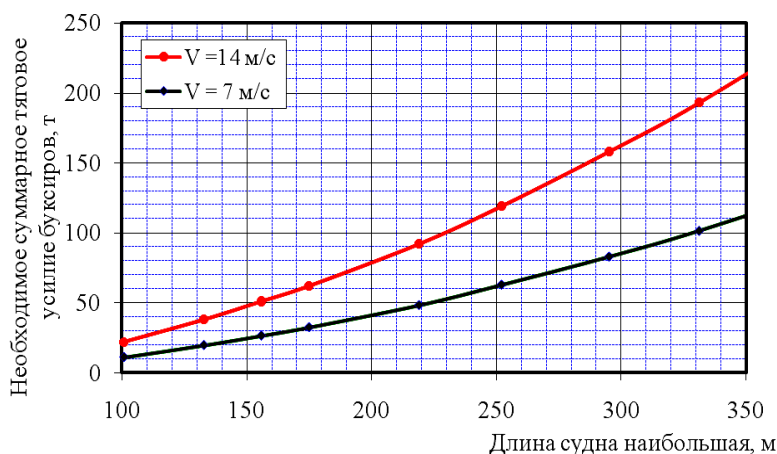


Рис. 3. Обобщенные зависимости необходимых суммарных тяговых усилий буксиров для обслуживания одного судна в морских портах Украины

Представленные на рис. 3 зависимости свидетельствуют о том, что при достаточно часто встречающихся благоприятных погодных условиях суммарное тяговое усилие буксирного обслуживания порта может быть уменьшено вдвое. Это обстоятельство обуславливает значительную экономическую целесообразность использования обнаруженных закономерностей, оно же определяет необходимость подразделения состава буксирного флота порта на «мощные» и «стандартные» буксиры и сосредоточения внимания на нормативном регламентировании, в основном, мощных единиц.

К числу мощных единиц буксирного флота портов относится Z Peller с тяговым усилием 50 тонн, т.е. ASD буксир фирмы Damen. В качестве стандартного – используется двухвинтовой буксир с тяговым усилием 16 тонн. В связи с этим совокупность наиболее часто используемых «мощных» и «стандартных» буксиров может быть представлена в виде следующего ряда:

- А – Z Peller с тяговым усилием 50 тонн;
- В – Z Peller с тяговым усилием 30 тонн;
- С – двухвинтовой буксир с тяговым усилием 16 тонн.

Примером использования введенной градации буксиров и зависимостей, отображенных на рис. 4, является предложение по обновлению требований к буксирному сопровождению транспортных судов при их лоцманских проводках к специализированным причалам порта «Южный». Эти предложения, ориентированные на формирование новой редакции Обязательных постановлений порта, представлены в табл. 3.

Модель функционирования буксирного флота порта. Для определения необходимого состава и характеристик портовых буксиров, обслуживающих комплекс действующих причалов порта или систему причалов ближайшего будущего, составлена соответствующая модель функционирования буксирного флота порта. В основу модели положены методы теории массового обслуживания [13] и теории корабля. При этом подходной канал, причалы и буксиры представлены обслуживающими устройствами, которые могут быть в двух состояниях – свободно или занято, а приходы судов в порт – заявками, распределяемыми по причалам. В целом совокупность причалов порта отражена многоканальной системой массового обслуживания, находящейся в переменных (случайных) погодных условиях эксплуатации при случайном потоке заявок.

При реализации модели функционирования для каждого причала генерируется случайное время появления очередного судна – заявки на обслуживание. Для полученной заявки в зависимости от типа судна, его дедвейта и случайных погодных условий на время проведения маневренных операций определяется суммарный требуемый упор портовых буксиров и подбирается их количество из рассматриваемого состава буксирного флота порта с учетом занятости буксиров в операциях с другими судами. Проверяется возможность входа судна в порт. Для этого должны выполняться следующие условия: канал должен быть свободен, причал – свободен, имеется достаточное количество буксиров требуемой тяги.

При выполнении указанных условий моделируется проведение следующих этапов буксировочных операций: эскортирования или сопровождения судна по подходному каналу, транспортировки его к причалу и причаливания-швартовки. В случае невыполнения условий входа судна в порт, заявка ставится в очередь, а судно – на якорную стоянку.

Таблиця 3

*Швартовка/отшвартовка судов (мощные буксиры) –
внутренняя акватория порта «Южный» **

Длина судна наи- большая (Loa) м,от и до включительно	100-120		120-135		135-165		165-210		210-245	245-275	>275	
	Л	П	Л	П	Л	П	Л	П				
Борт причаливания	Л	П	Л	П	Л	П	Л	П				
Причалы 1, 2	Вход	1	1	1	1	2	2	2	2	3**		
	Выход			1	1	1	1	2	2	2		
Причалы 3, 4	Вход	1	2	2	2	2	2					
	Выход			1	1	2	1					
Причалы 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 11А, 12, 17, 18, 19, 20, 21, 22Б	Вход	1	1	1	1	2	2	2	2	3**	4**	***
	Выход			1	1	1	2	2	2	2	3**	***
Причалы 5А, 5Б, 3Н	Вход	1	1	1	1	2	2	2	2	3**	4**	***
	Выход			1	1	1	2	2	2	2	3**	***
Причалы 34, 35, ГОИН	Вход	1	1	1	2	2	2	2	2	3**	4**	***
	Выход			2	1	2	1	2	2	2	3**	***
Причалы 15,16	Вход	1	1	2	2	2	2	2	2			
	Выход			1	2	2	2	2	2			
Причал 22А	Вход	1	1	1	1	2	2	2	2			
	Выход			1	1	1	1	2	2			
Причалы 4А, 22В	Вход	1	1	1	1							
	Выход			1	1							

* При средних скоростях ветра до 7 м/с мощный буксир может быть заменен стандартным с тягой не менее 16 тонн;

** Число мощных буксиров может быть уменьшено на единицу при условии, что, по крайней мере, два из оставшихся буксиров являются буксирами Z Peller типа с тяговым усилием не менее 50 тонн каждый;

*** Буксировка судов длиной (Loa) более 275 метров назначается индивидуально, на основе использования программы оперативного определения суммарного тягового усилия буксиров и их количества при операциях с одним судном и местного лоцманского опыта проводки судов. При этом определяющим остается мнение капитана судна.

Время стоянки судна у причала при выполнении погрузочно-разгрузочных работ моделируется в зависимости от производительности оборудования причала, которая также является случайной величиной.

После погрузки или разгрузки судна выполняется аналогичная последовательность операций по выводу его из порта. По завершению времени маневренных операций с судном, покидающим порт, заявка уходит из модели, буксиры и канал освобождаются.

Процесс моделирования производится одновременно ко всем причалам на интервале времени, равном календарному году, с шагом по времени, равном одной минуте.

Экономические характеристики буксиров. Разработанная модель функционирования дополнена блоком расчета показателей эффективности портовых буксиров. При этом положено, что доход буксира состоит, в основном, из двух составляющих: почасовой платы за сопровождение при движении по подходному каналу и платы за выполнение швартовных операций (буксирного сбора). У буксиров, обслуживающих суда-газовозы, дополнительный доход определяется эскортированием судна-газовоза в прибрежных водах и дежурством возле судна-газовоза при его стоянке у причала.

В эксплуатационные расходы портового буксира включены расходы на экипаж, амортизацию, ремонт, техобслуживание, докование, классификационное освидетельствование и топливо.

Определение эффективности буксирного флота порта. На основе предложенной модели функционирования портовых буксиров и способа расчета показателей эффективности их работы разработана программа определения эффективности существующего или назначаемого состава буксиров, обслуживающего существующий или назначаемый судопоток, распределенный по комплексу всех существующих причалов или по комплексу причалов ближайшего будущего. Программа учитывает накопление всех перечисленных буксирных доходов от операций эскортирования, сопровождения, «швартовки», «отшвартовки» и дежурства у судов, а также перечисленные статьи эксплуатационных расходов. При этом расходы топлива определяются текущими затратами мощности, необходимыми для развития потребной тяги, обеспечивающей выполнение буксирной операции в текущих погодных условиях, с учетом дополнительных сил, обусловленных кинематикой судна и буксиров.

Программа успешно прошла тестирование, включающее сравнение данных моделирования с данными работы буксирного флота порта «Южный» в 2013 году.

Поиск оптимальных характеристик буксирного обеспечения порта. Определение оптимальных характеристик буксиров и состава буксирного флота порта выполнено с помощью оптимизационной задачи, в которой в качестве критериев оптимальности рассмотрены критерии минимума используемой суммарной тяги буксирного флота при заданном судопотоке и максимума производительности (прибыли) на интервале времени, равном календарному году. В качестве основного ограничения задачи использована допустимая на этом интервале разность количества судов, вошедших в порт и вышедших из него, минимизирующая ущерб судовладельцев от простоя судов.

Оптимизационные задачи построены таким образом, чтобы получить решения, как для существующего причального комплекса, так и для комплекса причалов ближайшего будущего. Ядром этих задач явилась минимизация суммарного тягового усилия за счет соответствующего подбора буксиров для каждой буксирной операции, производимой в текущих погодных условиях.

Выводы. Для буксирного обеспечения портов Украины разработаны:

– методы определения необходимого количества и состава буксиров при практической реализации процессов швартовки/отшвартовки судов в портах, направленные на создание современной оперативной и нормативной базы буксирного обеспечения портов с целью увеличения его эффективности при сохранении безопасности швартовых операций;

– методы оценки эффективности и оптимизации состава буксирного флота порта по критериям достижения в результате выполнения этих операций минимума суммарной тяги флота и максимума его производительности, способствующие увеличению конкурентоспособности подразделений портов, занятых эксплуатацией буксиров.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Captain Henk Hensen. Using experience to asses required tug power / H. Hensen // Port Technology International. – 2003. – № 26. – P. 95-97.*
2. *Ship/Port Interface. Availability of tug assistance [Text] – IMO, Ref. T3/3.01. – 8 Sept. – 2003.*
3. *Henk Hensen. Tug use in port. A practical guide. Second edition. – Port Rotterdam, Nautical Institute, 2003. – 192 p.*
4. *Алявдина Т.Ф. Разработка методики выбора оптимальных типов и количества буксиров для морского порта [Электронный ресурс]: Дис. ... канд. Технические науки: 05.22.19. М.: РГБ, 2007.*
5. *Некрасов В.А. Методика выбора оптимального состава буксирного обеспечения порта [Электронный ресурс] / А.В. Бондаренко, В.А. Некрасов, А.П. Ястреба // Вісник Національного університету кораблебудування. – Миколаїв: НУК, 2015. – № 4. – С. 43-52.*
6. *Заварукин Л.Г., Некрасов В.А., Бондаренко А.В. Определение необходимого количества и мощности современных буксиров для швартовки судна к причалам АО «СК «Авлита» // Інновації в суднобудуванні та океанотехніці: матеріали IV Міжнародної науково-технічної конференції. – Миколаїв: НУК. – С. 37-39.*

7. *Thoresen C.A. Port Designer's Handbook: Recommendations and guidelines.* – London: Thomas Telford Publishing, 2007. – 549 p.
8. *British Standards.BS 6349 – 1:2000. Maritime structures – Part 1: Code of practice for general criteria.* – London: British Standards Institution, 2003. – 240 p.
9. *ROM 0.2-90. Actions in the Design of Marine and Harbour Works.* – Madrid: Departamento Tecnico de Tecnologia y Normativa, 1994. – 264 p.
10. *OCIMF. Mooring equipment guidelines. Second edition.* – Bermuda: Oil Companies International Marine Forum, 1997. – 185 p.
11. *SIGTTO. Prediction of Wind Loads on Large Liquefied Gas Carriers.* – London: Society of International Gas Tanker & Terminal Operator, 2007. – 28 p.
12. РД 31.31.37-78. *Нормы технологического проектирования морских портов. Основные положения [Текст]* – М.: Минморфлот СССР, 1978. – 122с.
13. *Саати Т.Л. Элементы теории массового обслуживания и ее приложения [Текст].* – М.: Советское радио, 1965. – 510 с.
14. *Справочник по теории корабля.* – В 3-х т. / Под ред. Я.И. Войткунского. – Л.: Судостроение, 1985.

Стаття надійшла до редакції 20.11.2015

УДК 532.593.3

А.С. Котельникова, В.А. Кочин, В.В. Мороз,
В.И. Никишов, В.Ю. Филимонов

**ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ КОРАБЕЛЬНЫХ УЕДИНЕННЫХ ВОЛН
С ВЕРТИКАЛЬНОЙ СТЕНКОЙ ПРИ НАКЛОННОМ ПАДЕНИИ**

Представлены результаты экспериментального исследования взаимодействия уединенной волны, сгенерированной моделью судна, двигающейся в мелководном канале в диапазоне критических скоростей, с вертикальной стенкой при наклонном падении. Продемонстрировано возникновение волны Маха, распространяющейся вдоль стенки. Проведены измерения параметров падающей волны и волны Маха. Рассмотрен случай составной вертикальной стенки, имеющей форму угла.

Ключевые слова: корабельная уединенная волна, мелкая вода, наклонное падение, вертикальная стенка, «ножка» Маха.

Представлено результати експериментального дослідження взаємодії поодинокі хвилі, яка генерувалась моделлю судна, що рухається в мілководному каналі в діапазоні критичних швидкостей, з вертикальною стінкою при нахиленому падінні. Продемонстровано виникнення хвилі Маха, що поширюється вздовж стінки. Проведено вимірювання параметрів падаючої хвилі і хвилі Маха. Розглянуто випадок складеної вертикальної стінки, яка має форму кута.

Ключові слова: корабельна поодинокі хвиля, мілка вода, нахилене падіння, вертикальна стінка, «ніжка» Маха.

The results of experimental study of the interaction of obliquely incident solitary wave with a vertical wall are presented. A solitary wave is generated by the model of ship moving in the shallow water channel in the critical speed range. The emergence of Mach wave propagating along the wall is shown. Measurements of parameters of the incident wave and the Mach wave are carried out. The case of the sectional vertical wall having an angle shape is considered.

Keywords: ship solitary wave, shallow water, oblique incidence, vertical wall, Mach stem.

Введение. Исследования корабельных волн на мелкой воде в последнее время приобретают все больший интерес. Во-первых, это связано с тем, что в мелководных и ограниченных акваториях большая вероятность генерации нелинейных волн, в частности, уединенных, движущимися суднами. Во-вторых, взаимодействие таких волн друг с другом или с береговыми структурами может приводить к появлению областей высокого локального поднятия уровня свободной поверхности.

© Котельникова А.С., Кочин В.А., Мороз В.В., Никишов В.И., Филимонов В.Ю., 2015

Области аномально больших волн могут образовываться не только в виде внезапного всплеска, но и существовать в течение относительно долгого времени, увеличивая тем самым вероятность столкновения с суднами и морскими сооружениями. При этом большое значение играет угол падения волн.

Обычно полагается, что волна, которая сталкивается с препятствием, будет либо отражаться от него, либо рассеиваться, либо и то и другое. Но существует другой сценарий взаимодействия, когда в случае наклонного падения на преграду наблюдается существенная деформация свободной поверхности, а при определенных углах падения имеет место нелинейное взаимодействие падающей и отраженной волны с образованием новой волны (stem wave), которая связана с «маховским» отражением [1]. Это явление не ограничивается только корабельными волнами и может происходить во многих других областях исследований. Оно является универсальным механизмом возбуждения возмущений в ситуации, где нелинейные и дисперсионные эффекты определенно сбалансированы [2].

Актуальность изучения описанного явления обусловлена необходимостью изучения механизмов нелинейного взаимодействия волн для выяснения вопроса об устойчивости формирующейся волны, выработки прогнозных оценок для определения степени воздействия волны на прибрежную зону и гидротехнические сооружения, а также для безопасного и экономического проектирования береговых структур.

Обзор литературы. Особенности образования нелинейных уединенных волн движущимся судном рассмотрены в работах [2-5]. Согласно [2] механизм их формирования становится эффективным, когда групповая скорость длинных волн, излучающихся из области силового воздействия, является близкой к скорости судна. Локальные волны получают энергию от движущегося источника в течение относительно длительного временного интервала. В результате в ограниченных водных путях формируются уединенные нелинейные волны, описываемые уравнениями Кортевега-де Вриза, которые часто движутся перед судном. Скорость судна является определяющим фактором в формировании этих волн. Уединенные волны являются наиболее интенсивными при транскритической скорости судна, когда число Фруда находится в интервале $0,84 < Fr < 1,15$ [3]. При этом численные исследования, проведенные в работе [4], продемонстрировали существенную роль фактора изменчивости числа Фруда на формирование и развитие уединенных волн, генерируемых движущимся судном. Авторы показали, что следует различать режимы с уменьшающимися и растущими числами Фруда и что уединенные волны с большими амплитудами генерируются, когда число Фруда изменяется медленно при переходе через транскритическую область.

Важным параметром, определяющим генерацию уединенных волн на мелкой воде, является также коэффициент блокировки, который представляет собой отношение площадей поперечных сечений судна и канала [5; 6].

Изучение явления «маховского» отражения уединенных волн представлено работами [1; 7-13]. Наблюдения [1] и эксперименты [7] показали, что в зависимости от значения угла падения отражение уединенной волны от вертикальной стенки может быть регулярным или нерегулярным (маховское отражение). Продемонстрировано, что если угол падения составляет меньше 45° , кроме падающей и отраженной волн, возникает третья волна (называемая «ножкой» Маха), фронт которой перпендикулярен стенке. При этом вершины падающей и отраженной волны и «ножка» Маха пересекаются в точке, которая находится на некотором расстоянии от стенки.

Теоретический анализ наклонного падения уединенной волны на стенку проведен в [8]. Показано, что процесс взаимодействия наклонно падающей уединенной волны с препятствием и последующим появлением третьей волны эквивалентен случаю резонансного взаимодействия двух идентичных уединенных волн, распространяющихся под углом друг к другу. Получены аналитические формулы для максимального наката, амплитуды отраженной волны, угла отражения, и угла, при котором может быть сформирована «ножка» Маха. Показано, что маховское взаимодействие имеет место, когда угол между волнами меньше некоторого критического значения, а подъем уровня свободной поверхности может в 4 раза превышать амплитуду уединенной волны.

Теоретическая модель маховского отражения [8] была протестирована лабораторными экспериментами [9]. Отмечено, что ширина и высота «ножки» Маха увеличиваются, когда волна распространяется вдоль стенки, но вместе с тем существует несоответствие между моделью [8] и измерениями наката, выполненными в [9]. Некоторые отличия с теорией [8] замечены также в работе [10], основанной на численном моделировании процесса маховского отражения с применением спектрального метода высокого порядка. В частности, переход от маховского отражения солитонов к регулярному происходит при меньших углах, не обнаружено четырехкратного увеличения уровня свободной поверхности и др. Результаты расчетов, выполненных на основе дискретной модели несжимаемой жидкости [11], подтвердили факт существования тройных конфигураций в случае нелинейных взаимодействий уединенных волн и показали, что результаты асимптотической теории [8] могут быть применены для волн относительно малой амплитуды. Получено неплохое соответствие с результатами экспериментальных исследований [9]. Проведенные экспериментальные исследования [12; 13] также показали постепенное возрастание маховской волны при ее перемещении вдоль стенки, однако ограниченные поперечные размеры волнового лотка не позволили достигнуть асимптотического значения амплитуды, прогнозируемого в [8].

Тем не менее, увеличение амплитуды волны до 2,5 раз для некоторых волн было получено. В работах [12; 13] увеличение наклонно падающей уединенной волны на вертикальной стенке также было проанализировано, основываясь на уравнении Кадомцева-Петвиашвили, которое эквивалентно по степени аппроксимации теории, развитой в [8].

Цель данной работы заключается в установлении основных характеристик волн, образующихся при взаимодействии поверхностной корабельной уединенной волны с вертикальной стенкой при наклонном падении, а также исследовании волновой картины процесса взаимодействия в случае составной вертикальной стенки, имеющей форму угла. Работа основана на экспериментальном исследовании, проведенном в опытовом бассейне Института гидромеханики НАН Украины.

Описание экспериментальной установки. Эксперименты были выполнены в опытовом бассейне шириной 6,8 м и длиной 50 м. Глубина воды составляла 0,15 м.

Генерация уединенных волн осуществлялась путем буксирования модели водоизмещающегося судна в диапазоне критических скоростей. В качестве модели судна была использована схематизированная модель частично разгруженного с помощью воздушной подушки катамарана [14].

Как уже отмечалось, наравне с числом Фруда, которое выражает отношение скорости судна к максимальной скорости распространения волны при данной глубине воды, $Fr_h = U/\sqrt{gh}$ (U – скорость судна; g – ускорение свободного падения; h – глубина канала), на процесс генерации уединенных волн в условиях мелкого фарватера существенное влияние оказывает коэффициент блокировки, представляющий собой отношение максимальной площади поперечного сечения корабля к площади поперечного сечения канала [5; 6]. При проведении исследований размеры модели судна и уровень налива воды были выбраны таким образом, что при соотношении площадей поперечного сечения судна и канала $F_c/F_k = 0,03$ диапазон критических скоростей охватывал числа Фруда от $Fr_h = 0,8$ (первая критическая скорость) до $Fr_h = 1,2$ (вторая критическая скорость).

Для регистрации профиля волн, которые образуются во время движения модели судна, на разгонном участке бассейна вдоль направления движения модели был установлен волновой профилограф. При этом регистрация профиля волны была синхронизирована с регистрацией положения модели судна относительно профилографа при помощи автоматизированной системы сбора и обработки данных опытового бассейна [15]. На рис.1 отображен характерный вид волнообразования вокруг модели судна в жестко связанной системе координат, начало которой расположено в кормовой части модели.

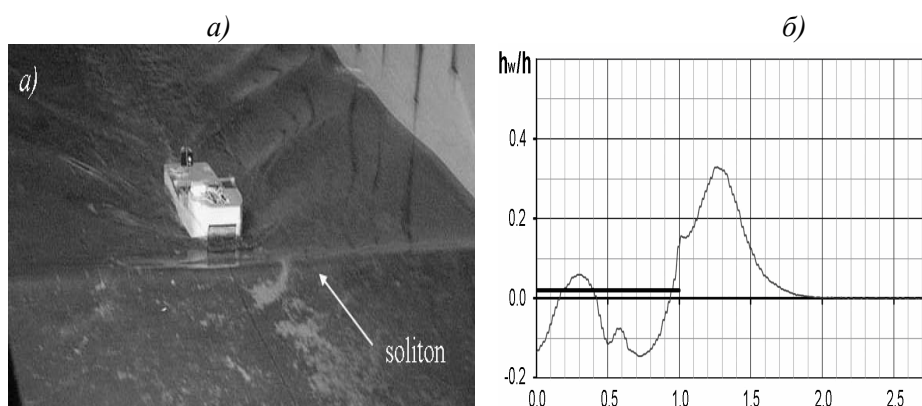


Рис. 1. Характерный вид волны-солитона при движении судна в канале:
а) общий вид; б) профиль волны

Наблюдения за процессом возникновения волны-солитона начались с того момента, когда модель после старта уже достигла стационарной скорости. К этому моменту вокруг модели судна уже сформировался профиль водной поверхности, который полностью соответствует представлениям о волнообразовании вокруг судна, которое движется в диапазоне критических скоростей на мелководье, а именно: в носовой части судна наблюдается повышение уровня воды, а в кормовой части – понижение. С течением времени повышение уровня воды в носовой части модели судна увеличивается и приобретает все признаки уединенной волны. После формирования перед судном уединенной волны модель судна останавливалась, а волна-солитон продолжала свое движение.

Для исследования отражения наклонно падающих уединенных волн от вертикальных препятствий в мелководном канале на рабочем участке опытового бассейна была смонтирована и установлена под углом 40° к продольной оси бассейна вертикальная стенка высотой 500 мм и длиной 8000 мм (рис. 2).

Распространение уединенной волны в канале и ее взаимодействие с вертикальной стенкой также регистрировалось с помощью серийной фотосъемки, что позволяло проводить сравнение результатов, полученных от профилографа и при анализе цифровых фотографий.

Результаты экспериментальных исследований. В процессе проведения экспериментов модель судна буксировалась со второй критической скоростью $U \approx 1,45$ м/с. На расстоянии примерно 20 - 25 метров от места старта модель судна останавливалась, а сформированная уединенная волна продолжала свое движение по направлению к вертикальной стенке со скоростью $v \approx 1,3$ – $1,4$ м/с. Относительная высота генерируемой волны составляла $h_w/h \approx 0,3$... $0,35$ (см. рис. 1, б). Спустя небольшой промежуток времени уединенная волна достигала переднего края препятствия.



Рис. 2. Фотокадр рабочего участка опытового бассейна

При взаимодействии корабельного солитона с препятствием наблюдалось заметное увеличение локального уровня свободной поверхности и возникновение волны Маха, которая распространяется вдоль стенки. Измерение профиля и определение основных параметров этой волны (максимальной высоты h_w и скорости ее распространения v_w) проводилось с использованием многоканального волнового профилографа, установленного в непосредственной близости от вертикальной стенки. Для получения общей картины исследуемого явления менялось положение профилографа относительно вертикальной стенки (вдоль стенки или перпендикулярно ей) и место установки относительно переднего края препятствия. Расстояние между сенсорами волнового профилографа составляло 200 мм.

Характерный вид волны Маха и записи данных датчиками на расстоянии 3-х метров от переднего края препятствия представлены на рис.3. Отметим, что профилограф был установлен перпендикулярно вертикальной стенке. Запись максимального поднятия уровня свободной поверхности соответствует датчику, расположенному вблизи стенки. Дальний датчик регистрирует падающий и отраженный возмущенный фронты у внешнего края ножки Маха.

Анализ полученных данных показал, что амплитуда маховской волны приблизительно в два раза превышает амплитуду падающей волны (на вертикальной стенке относительная высота волны составляла $h_w/h \approx 0,6...0,7$), а ее скорость также значительно выше скорости солитона ($v_w = 1,88 м/с$).

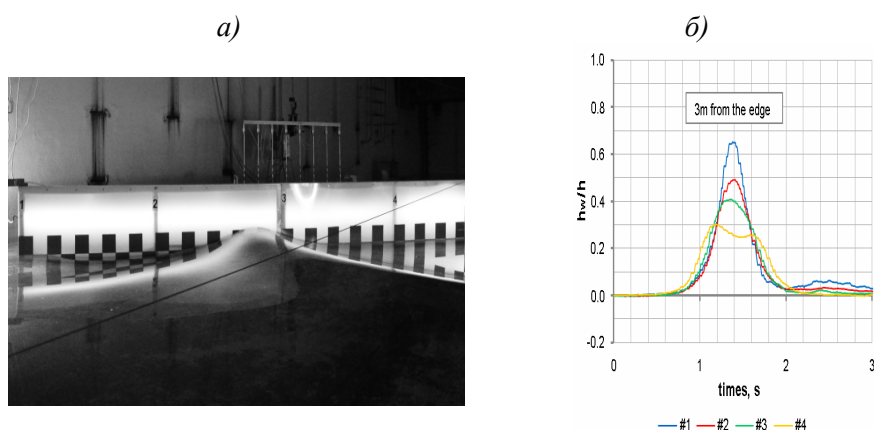


Рис.3. Характерный вид волны Маха, распространяющейся вдоль вертикальной стенки: а) общий вид; б) профиль волны

При этом скорость распространения волны Маха определялась по результатам измерений, полученных двумя крайними датчиками (профилограф расположен вдоль стенки), расстояние между которыми составляло $\Delta L = 980 \text{ мм}$. Необходимо также заметить, что скорость распространения маховской волны вдоль вертикальной стенки зависит от угла установки вертикальной стенки относительно фронта корабельного солитона.

Таким образом, можно отметить, что при взаимодействии уединенной волны с вертикальным препятствием при наклонном падении наблюдается конфигурация трех возмущений около стенки – это падающий и отраженный волновой фронт и непрерывно растущая «ножка» Маха, формирующаяся перпендикулярно к стенке. Отраженный волновой фронт разветвляется от падающего на некотором расстоянии от вертикальной стенки – у внешнего края «ножки» Маха. В экспериментах отраженная волна становилась ярко выраженной на расстояниях более 3-х метров от переднего края вертикальной стенки.

Для изучения влияния формы вертикальной стенки на процесс отражения корабельных уединенных волн были проведены исследования с составной вертикальной стенкой, имеющей форму угла (некоторая модель бухты).

Для этого была создана модель вертикальной стенки, состоящая из двух частей высотой 500 мм и длиной 4000 мм, которые были установлены под углом 40° градусов к продольной оси опытового бассейна (рис. 4).

На рис. 4, б также схематически отображена картина распространения волн в случае сложной вертикальной стенки. Видно, что формирование волны Маха и отраженной волны происходит на каждой составной части границы. Скорость распространения волн Маха при этом остается примерно постоянной. Высота корабельного солитона и волн Маха соответствует вышеизложенным результатам.

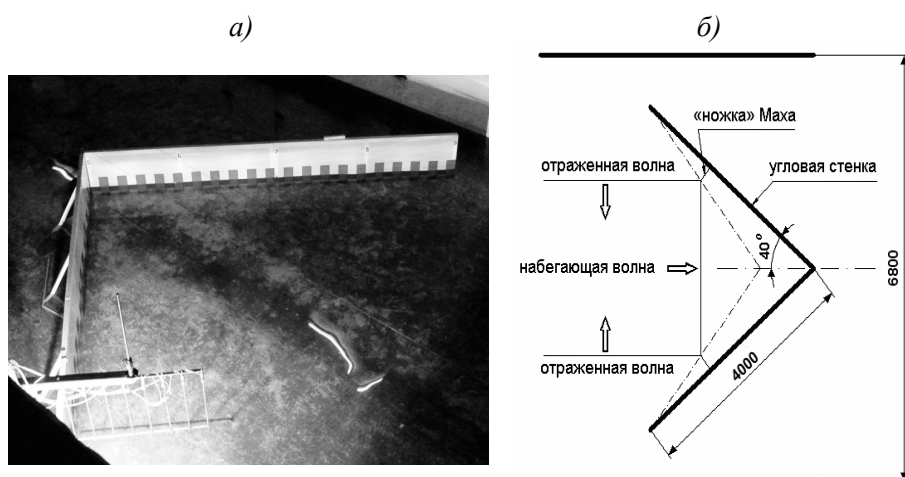


Рис. 4. Фотокадр рабочего участка (а) и схема установки сложенной вертикальной стенки в опытном бассейне (б)

В результате распространения «маховских» волн вдоль стенок составного вертикального препятствия наблюдается сложный процесс взаимодействия таких волн в зоне угла с существенным увеличением возмущений свободной поверхности. Происходит преобразование волн Маха в кумулятивную струю, высота которой в несколько раз превышает высоту самой волны Маха.

Фотокадры серийной съемки процесса распространения «ножки» Маха вдоль составной вертикальной стенки представлены на рис.5.

Видно, что данная форма стенки приводит к концентрации волновой энергии. Т. е. проведенные исследования еще раз подтверждают факт, что появление волны Маха может оказаться важным механизмом повышения локального уровня жидкости и, в частности, приводит к образованию на мелкой воде аномально высоких т. н. «волн-убийц», опасных для судоходства и способных вызвать значительные разрушения на берегу.

Выводы. В работе экспериментально исследованы процессы взаимодействия корабельной уединенной волны с вертикальной стенкой при наклонном падении. Продемонстрировано возникновение волны Маха, распространяющейся вдоль стенки. Проведены измерения параметров падающей волны и волны Маха. Показано, что амплитуда маховской волны в два раза превышает амплитуду падающей волны, а ее скорость заметно выше скорости корабельного солитона.

Также исследована волновая картина процесса взаимодействия в случае составной вертикальной стенки, имеющей форму угла. Показано, что волна Маха и отраженная волна формируется на каждой части стенки.

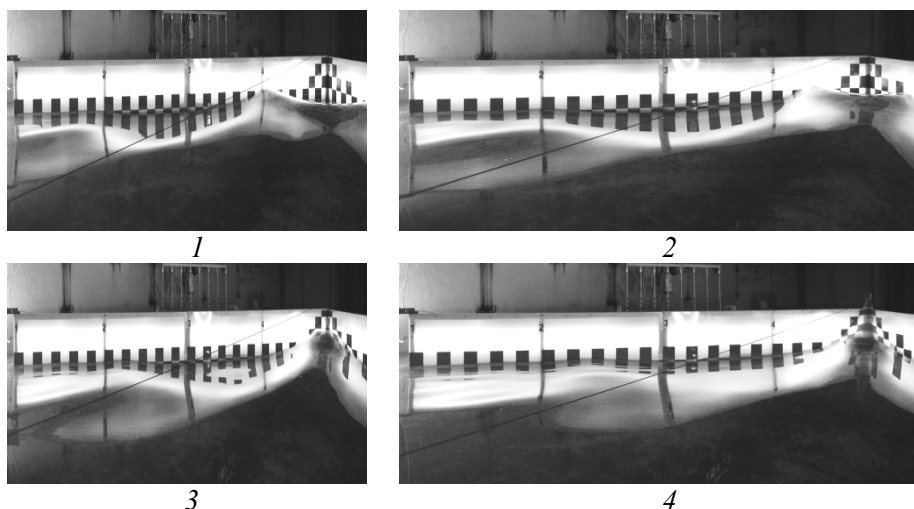


Рис. 5. Фотокадры взаимодействия маховских волн в зоне угла сложенной вертикальной стенки

При этом наблюдается сложный процесс взаимодействия маховских волн вблизи вершины угла составной стенки и существенное увеличение локального уровня свободной поверхности. Другими словами, данная форма стенки приводит к концентрации волновой энергии.

Полученные результаты имеют важное практическое значение для повышения безопасности эксплуатации судов, движущихся в каналах, а также предупреждения опасных ситуаций, связанных с накатом нелинейных волн на берег.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Wiegel R. L. Water wave equivalent of Mach reflection / R.L. Wiegel // Proc. 9th Conf. Coastal Engineering A.C.S.E., cha.6. – 1964. – P. 82-102.*
2. *Soomere T. Fast ferries as wavemakers in a natural laboratory of rogue waves // Rend. Sem. Mat. Univ. Pol. Torino. – 2007. – Vol. 65, 2. – P. 287-299.*
3. *Li Y., Sclavounos P. D. Three-dimensional nonlinear solitary waves in shallow water generated by an advancing disturbance / Y. Li, P. D. Sclavounos // J. Fluid Mech. – 2002. – Vol. 470. – P. 393-410.*
4. *Torsvik T., Dysthe K. and Pedersen G. Influence of variable Froude number on waves generated by ships in shallow water / T. Torsvik, K. Dysthe, G. Pedersen // Phys. Fluids. – 2006. – 18, 062101. – P. 1-11.*
5. *Pedersen G. Three-dimensional wave patterns generated by moving disturbances at transcritical speeds // J. Fluid Mech. – 1988. – Vol. 196. – P. 39-63.*

6. Zhang D., Chwang A. T. *On solitary waves forced by underwater moving objects* / D. Zhang, A.T. Chwang // *J. Fluid Mech.* – 1999. – Vol. 389. – P. 119-135.
7. Chen T. *Experimental study on the solitary wave reflection along a straight sloped wall at oblique angle of incidence* // *U.S. Beach Erosion Board Tech. Mem.* 124. – 1961. – P. 1-24.
8. Miles J. *Resonantly interacting solitary waves* // *J. Fluid Mech.* – 1977. – Vol. 79, part 1. – P. 171–179.
9. Melville W. *On the mach reflexion of a solitary wave* // *J. Fluid Mech.* – 1980. – Vol. 98, part 2. – P. 285-297.
10. Tanaka M. *Mach reflection of a large-amplitude solitary wave* // *J. Fluid Mech.* – 1993. – Vol. 248. – P. 637-661.
11. Serebrennikova O. A., Frank A. M. *Numerical modeling of mach reflection for solitary waves* / O.A. Serebrennikova, A.M. Frank // *Journal of Applied Mechanics and Technical Physics.* – 1993. – Vol. 34, Issue 5. – P. 610-618.
12. Li W., Yeh H., Kodama Y. *On Mach reflection of a solitary wave: revisited* / W. Li, H. Yeh, Y. Kodama // *J. Fluid Mech.* – 2011. – Vol. 672. – P.326-357.
13. Yeh H., Li W., Kodama Y. *Mach reflection and KP solitons in shallow water* / H. Yeh, W. Li, Y. Kodama // *Eur. Phys. J. Special Topics.* – 2010. – 185. – P. 97-111.
14. Кочин В.А., Мороз В.В. *Буксировочные исследования модели частично разгруженного с помощью воздушной подушки катамарана, который движется в канале в диапазоне критических скоростей* // *Вісник ОНМУ.* – Одеса: Вид-во ОНМУ. – 2013. – Вып.1 (37). – С. 28-38.
15. Кочин В., Мороз В. *Автоматизированная система сбора и обработки данных скоростного опытового бассейна* // *Современные технологии автоматизации.* – 2009. – № 3. – С. 48-50.

Стаття надійшла до редакції 20.11.2015

УДК 532-528

В.В. Серебряков

КАВИТАЦИОННЫЕ ТЕЧЕНИЯ В ПОЛЕ СИЛ ТЯЖЕСТИ УДК 629.51

Статья содержит анализ наиболее полной картины взаимодействия течений с развитой кавитацией, близких к осесимметричным, с полем сил тяжести. Это включает формирование целостной картины достигнутого уровня понимания основных физических явлений в этой области а также усовершенствованием имеющихся и разработкой новых методов расчета совместно с исследованием возможностей уменьшения воздействия поля сил тяжести на кавитационное течение.

Ключевые слова: суперкавитация, каверна, весомость.

Стаття містить аналіз якнайповнішої картини взаємодії течій з розвинутою кавітацією, близьких до осесиметричних, з полем сил тяжіння. Це включає формування цілісної картини досягнутого рівня розуміння основних фізичних явищ в цій області а також удосконаленням наявних і розробкою нових методів розрахунку спільно з дослідженням можливостей зменшення дії поля сил тяжіння на течію кавітації.

Ключові слова: суперкавітація, каверна, ваговитість.

The paper contain analysis of overall pictures for interaction flows with developed cavitation close to axisymmetric with gravity actions. This includes formation of overall picture of achieved level of understanding in this field and also perfecting having methods and development of new approaches for calculations together with research of possible ways for decreasing of the gravity action on cavitation flow.

Keywords: supercavitation, cavity, gravity.

Введение. Применение кавитации к проблеме снижения сопротивления ограничено очень высокими скоростями движения, что не всегда приемлемо для ряда движущихся средств. С учетом **актуальности** применения кавитации для снижения сопротивления в диапазоне недостаточно высоких скоростей, в работе проводится анализ основных решений и экспериментальных данных в области воздействия поля сил тяжести на кавитационное течение.

Необходимость применения кавитации в диапазоне недостаточно высоких скоростей движения тесно связана с проблемами расчета и надежной оценки существенного воздействия поля сил тяжести на кавитационное течение. Цель настоящей работы заключается в том, чтобы представить целостную картину понимания основных физических эффектов, связанных с взаимодействием развитых кавитационных течений, с полем сил тяжести.

Это включает разработку возможно более полной системы практических методов расчета развитых кавитационных течений, близких к осесимметричным с учетом существенного воздействия весомости жидкости и исследованием возможностей уменьшения или компенсации этого воздействия.

Проблемы исследования взаимодействия кавитационного течения с полем сил тяжести имеют долгую историю начиная, с известных работ по входу тела в воду G. Birkhoff, J. Levi, A. May, I. Moran и др., начиная с 40-х годов XX столетия [1].

Результаты исследований влияния поля сил тяжести в рамках плоской модели представлены рядом работ [A. Acosta, C. Leno-R. Street, O. Киселев-Л. Котляр, А. Кузнецов, А. Терентьев и др. Наиболее полный обзор этих исследований содержится в монографии [2]

В случае осесимметричных течений наиболее эффективное решение задачи о входе тел в воду было получено фактически на основе известного принципа независимости расширения каверны [3] в работах [4]. Достаточно простые решения для вертикальных каверн были получены после разработки простых уравнений для расчета каверн переменного давления [6-8]. В работе [8] определено условие существования каверн с точкой заострения. Форма и основные размеры вертикальных каверн определены в работах [10; 11] Нелинейный численный расчет каверны с учетом влияния весомости представлен работами Л. Гузевского [12] и др. Экспериментальные исследования в этой области проведены в большом количестве работ, отметим здесь, исследования [13; 14]. Теория возмущений осесимметричных каверн при воздействии поля сил тяжести представлена рядом работ Ю. Журавлев, В. Буйвол, А. Болотин, В. Воронин, Г. Субханкулов, I. Kirshner современное состояние исследований в этой области представлено монографией [2].

В настоящем кавитационные течения в поле сил тяжести могут быть рассчитаны на основе нелинейного численного расчета, но нелинейный численный расчет нестационарных и трехмерных, в частности близких к осесимметричным течений является не простой проблемой. Однако, в любом случае наиболее эффективными практическими методами расчета подавляющей части задач в этой области, являются методы расчета в той, или иной мере связанными с известной Гидродинамикой Тонких Тел и известным «Принципом независимости расширения каверны» Г. Логвиновича [3]. Наиболее важным с точки зрения воздействия поля сил тяжести на кавитационное течение является определение осесимметричных деформаций формы каверны совместно с наибольшей частью трехмерной деформации, обусловленной искривлением оси каверны. При этом каждая из этих частей деформации может быть определена независимо.

Принцип независимости расширения каверны [3], сформулированный ранее на основе экспериментов, в настоящем является одним из следствий асимптотической теории тонких осесимметричных каверн [6-8; 10; 15].

Осесимметричные каверны-основы теории. Основой теории тонких осесимметричных каверн является интегро-дифференциальное уравнение стационарной каверны $r = R(x)$ за кавитатором $r = r_n(x)$ на основе известной Гидродинамики Тонких Тел [6]. Это уравнение, записанное в цилиндрической системе координат, связанной с кавитатором при обтекании его потоком жидкости со скоростью U_∞ имеет вид

$$\frac{1}{2R^2} \left(\frac{dR^2}{dx} \right)^2 + \frac{d^2R^2}{dx^2} \ln \frac{R^2}{4x(L-x)} - \int_0^{x_s} \frac{\frac{d^2r_n^2}{dx^2} \Big|_{x=x_1} - \frac{d^2R^2}{dx^2}}{|x_1-x|} dx_1 - \int_{x_s}^L \frac{\frac{d^2R^2}{dx^2} \Big|_{x=x_1} - \frac{d^2R^2}{dx^2}}{|x_1-x|} dx_1 - \frac{dr_n^2}{dx} \Big|_{x=0} + \frac{dR^2}{dx} \Big|_{x=L} = 2\sigma(x) \quad (1)$$

Здесь $\sigma = 2(P_\infty - P_c)/\rho U_\infty^2$ – число кавитации при переменной по x величине разности внешнего давления P_∞ и давления в каверне P_c : $\sigma = \sigma(x)$, U_∞ – скорость внешнего потока, ρ – массовая плотность жидкости, координата $x = x_s$ соответствует сечению отрыва струй. Тонкой предполагается поверхность, поперечные размеры которой малы, по сравнению с ее длиной. Точность этого уравнения соответствует нелинейной теории 2-го порядка.

Нестационарный вариант уравнения (1) определяется при его записи в системе координат, связанной с неподвижной жидкостью.

Асимптотическое решение уравнения (1) при $\sigma = const$ в приближении теории тонких тел при $1/\lambda \rightarrow 0$ определяет зависимости 2го порядка для основных параметров стационарной при $\sigma = const$ осесимметричной каверны: величину числа кавитации $\sigma = \sigma(\lambda)$ в зависимости от удлинения каверны $\lambda = L_k/R_k$, наибольший радиус каверны R_k , полудлину каверны L_k [1; 15]

$$R_k^2 = R_n^2 \frac{c_d}{\sigma} \left[1 + 2 \frac{\ln 2/\sqrt{e}}{\ln \lambda^2} \right], L_k = R_n \frac{\sqrt{c_d \ln \lambda^2}}{\sigma} \left[1 - \frac{\ln e/2}{\ln \lambda^2} \right], \quad (2)$$

$$\sigma = \frac{2 \ln \lambda / \sqrt{e}}{\lambda^2}.$$

При фиксированном размере кавитатора уменьшение $\sigma \rightarrow 0$ приводит к неограниченному увеличению удлинения каверны $\lambda \rightarrow \infty$, при этом размеры кавитатора по сравнению с каверной, стремятся к нулю. Решению (2) соответствует симметричная каверна за очень малым $\sim O(1/\lambda^2)$ при $1/\lambda \rightarrow 0$ кавитатором $\sim O(1/\lambda^2)$. Результаты расчета по зависимостям (2) в сравнении с данными нелинейного численного расчета [16] иллюстрируются таблицей

$\backslash \sigma$	0,03	0,04	0,05
λ зависимость (2)	11,327	9,291	7,924
λ нелинейный численный расчет [16]	11,456	9,453	8,132
R_k / R_n зависимость (2)	5,537	4,834	4,357
R_k / R_n нелинейный численный расчет [16]	5,5544	4,8448	4,3624
L_k / R_n зависимость (2)	63,497	45,583	36,109
L_k / R_n нелинейный численный расчет [16]	63,5181	45,8	35,4731

Зависимости (2) могут быть представлены в виде известных выражений, содержащих достаточно медленно изменяющиеся величины μ, k

$$R_k^2 = R_n^2 \frac{c_d}{k\sigma}, L_k = \frac{R_n}{\sigma} \sqrt{\frac{2c_d\mu}{k}}, \lambda^2 = \frac{2\mu}{\sigma} \quad (3)$$

С учетом данных нелинейных численных расчетов для каверны за конусом, включая диск, по симметричной схеме Рябушинского [16], и специфических расчетов каверн за тонкими конусами при замыкании на диск [17], асимптотические зависимости решений (2) для μ, k существенно уточняются с увеличением их диапазонов пригодности в виде

$$\begin{aligned} \gamma > 1^\circ \div 2^\circ, \lambda > 3: \mu &= \ln \frac{\lambda + 0,9}{\sqrt{e}}; \\ \gamma > 10^\circ, \sigma_0 < 0,2: k &\approx 1 - \frac{2 \ln 2 / \sqrt{e}}{\ln(0,7\lambda + 4)^2}, k \approx 1 - \frac{2 \ln 2 / \sqrt{e}}{\ln(4/\sigma_0 + 18)}. \end{aligned} \quad (4)$$

Размеры тонких каверн в рамках первого приближения зависят только от удлинения каверны λ и эта зависимость достаточно слабая. Величина $k \sim 0,96 \div 1$ [3] является очень слабой зависимостью от σ и λ . При $\sigma_0 > 0$ величина k формируется в районе передних участков каверн при $\sigma = \sigma_0$ в этой области. С учетом опыта расчетов, зависимости (4) пригодны также для расчета основных размеров каверн различной формы существенно отличных от обычной каверны с учетом применения удлинения рассчитываемых каверн.

Сопротивление, подъемная сила кавитаторов – практический расчет. При стационарном обтекании с учетом выражения для сопротивления кавитатора: $D = c_d S_n \rho U_\infty^2 / 2$, $S_n = \pi R_n^2$, R_n – радиус кавитатора в сечении отрыва струй, величина c_d для конусов определяется на основе

аппроксимации данных нелинейных численных расчетов [16; 17]. В диапазоне углов $0^\circ < \gamma < 90^\circ$, $\beta(\gamma) = \gamma^\circ/90^\circ$ аппроксимирующие зависимости для c_d в форме $c_d = c_{d0} + \kappa_\sigma \sigma$, включая диск – $c_d \approx 0,82(1 + \sigma)$, получены в следующем виде:

$$c_{d0} = \frac{\pi^2 \beta(\gamma)^2}{2} \ln \left[\frac{1,74 \left[1 - 0,45 \sqrt{\beta(\gamma)} + 2\beta(\gamma) \right]}{\pi \beta(\gamma)} \right] - 0,87 \beta(\gamma)^{1,7} \quad (5)$$

$$\kappa_\sigma = \left[0,46 + 0,39 \beta(\gamma) + \frac{0,89 \cdot 0,017}{\beta(\gamma)^{1,36} + 0,028} \right].$$

Зависимости (5) для конусов могут быть также применены для достаточно надежной оценки сопротивления тонких кавитаторов различных форм при совпадении их удлинения и угла наклона в сечения отрыва струй с параметрами конуса. Коэффициенты подъемной силы c_{dy} диска и тонких кавитаторов определяются зависимостями (6) [3], где $(\pi/2 - \beta)$ – является углом атаки диска, α – углом атаки тонкого кавитатора.

Диск

$$c_{dy} = c_d (\cos \beta)(\sin \beta), \beta < 45^\circ, c_{dy} \sim 0,82 c_d \tan \beta \text{ при } \beta \rightarrow 0; \quad (6)$$

Тонкий кавитатор

$$c_{dy} = 2 \tan \alpha, \alpha < 15^\circ - 20^\circ.$$

Зависимость (6) для тонкого кавитатора пригодна при сохранения (в частности в экспериментах) безотрывного обтекания его верхней поверхности.

Тонкие каверны, близкие к осесимметричным – практический расчет. При малых возмущениях форма каверны, близкой к осесимметричной, может быть представлена в виде суперпозиции осесимметричного решения и деформации этого решения вследствие искривления оси каверны.

Расчет осесимметричной составляющей решения. Наибольшая по величине дифференциальная часть уравнения (1) является его первым приближением. Это позволяет достаточно точно аппроксимировать интегро-дифференциальное уравнение дифференциальным уравнением, содержащим величины μ, k , определяемые на основе решений второго приближения [6; 15]. При этом потеря начального условия в сечении отрыва струй компенсируется с помощью закона сохранения энергии радиального расширения сечения каверны в этом сечении. Элементарное уравнение для формы каверны совместно с начальными условиями в сечении отрыва для расчета тонких осесимметричных каверн при стационарном обтекании может быть представлены в виде 2-х альтернативных вариантов (7) [7; 8]

а) диск, тонкий кавитатор б) диск

$$\begin{aligned} \mu_{\bullet} \frac{d^2 R^2}{dx^2} + \sigma(x) = 0, & \quad \mu_{\bullet} \frac{d^2 R^2}{dx^2} + \sigma(x) = 0 \\ R^2|_{x=0} = R_n^2 & \quad \frac{dR^2}{dx}|_{x=0} = R_n \sqrt{\frac{2c_d}{k\mu_{\bullet}}} \\ & \quad R^2|_{x=0} = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

$$\mu_{\bullet} = \kappa_{\bullet} \mu = \frac{0,82}{0,82 - k\sigma} \mu, R_n \frac{2c_d - k\sigma_0}{k\mu_{\bullet}} \Big|_{\frac{1}{\lambda_*} \rightarrow 0} = R_n \sqrt{\frac{2c_d}{k\mu_{\bullet}}}, R_n^2 \Big|_{\frac{1}{\lambda_*} \rightarrow 0} = 0.$$

Вариант уравнений (7 а) применяется для случая каверн за тонкими кавитаторами и кавиторами типа диска, однако в случае диска форма каверны вблизи диска описывается достаточно грубо. В упрощенном варианте (7 б) размерами малой, порядка $\sim O(1/\lambda_*^2)$ по сравнению с размерами области области в районе кавитатора, пренебрегается, λ_* – характерная величина расчетных удлинений каверны. Этот вариант наиболее пригоден для расчета каверн за кавитатором типа диска, когда информация о форме поверхности каверны вблизи кавитора незначительна. Здесь величины μ, k в широком диапазоне форм кавитаторов и каверн с достаточной точностью могут определяться зависимостями (4) (независимо от формы кавитатора) при использовании в качестве λ — удлинения каверны, соответствующее конкретному расчетному случаю изменения $\sigma = \sigma(x)$. Физически величина μ характеризует инерционные свойства расширяющегося поперечного сечения каверны, k – небольшой перенос энергии течения вдоль сечений каверны, величина $\kappa_{\bullet} \sim 1$ небольшая поправка, существенная при расчете недостаточно тонких каверн. Решение системы уравнений (7 а) при $\sigma = const$ имеет вид

$$\begin{aligned} R^2 &= R_n^2 + R_n \sqrt{\frac{2(c_d - k\sigma)}{k\mu_c}} x - \frac{\sigma}{2\mu_c} x^2 \\ R_k &= R_n \sqrt{\frac{c_d}{k\sigma}}, L_n = \frac{R_n}{\sigma} \sqrt{\frac{2\mu_{\bullet}(c_d - k\sigma)}{k}}, L_k = \frac{R_n}{\sigma} \sqrt{\frac{2\mu_{\bullet}c_d}{k}} \\ L_c &= \frac{R_n}{\sigma} \sqrt{\frac{2\mu_c}{k}} (\sqrt{c_d - k\sigma} + \sqrt{c_d}) \end{aligned} \quad (8)$$

Здесь L_n – длина каверны от сечения отрыва до сечения с максимальным радиусом каверны R_k , L_k – длина задней части каверны после миделя, $L_c = L_n + L_k$ – полная длина каверны от сечения отрыва струй.

В случае достаточно больших удлинений можно использовать предельный при $1/\lambda \rightarrow 0$ вариант уравнений (7 б). Решение задачи в этом случае

$$R^2 = R_n \sqrt{\frac{2c_d}{k\mu} x - \frac{\sigma}{2\mu} x^2}$$

$$R_k = R_n \sqrt{\frac{c_d}{k\sigma}}, \quad L_c = 2L_k = \frac{2R_n}{\sigma} \sqrt{\frac{2\mu_c c_d}{k}}.$$

Нестационарный вариант системы уравнений (7) в системе координат, связанной с неподвижной жидкостью, имеет вид

$$\mu(x) \frac{\partial^2 R^2}{\partial t^2} + \frac{2\Delta P(x,t)}{\rho} = 0$$

$$\frac{\partial R^2}{\partial t} \Big|_{t=t_n(x)} = R_n(x) U(x) \sqrt{\frac{2[c_d(x) - k(x)\sigma_0(x)]}{k(x)\mu(x)}} \Big|_{\frac{1}{\lambda} \rightarrow 0} =$$

$$= R_n(x) U(x) \sqrt{\frac{2c_d(x)}{k(x)\mu(x)}}$$

$$R^2 \Big|_{t=t_n(x)} = R_n^2(x) \Big|_{\frac{1}{\lambda} \rightarrow 0} = 0. \quad (9)$$

Здесь, аналогично системе (7), также возможно применение 2-х вариантов начальных условий. При движении кавитатора с переменной скоростью $U_n = U_n(t)$ по закону $x_n = x_n(t)$ в неподвижной жидкости, время прохождения кавитатором неподвижного сечения жидкости определяется зависимостью $t_n = t_n(x)$ в виде функции, обратной $x_n = x_n(t)$. При этом величины исходных данных в задаче (9), задаваемых обычно в виде функций от t , преобразуются к виду функций от x . В частности, при скорости движения кавитатора в виде функции $U_n = U_n(t)$ эта функция при применении в уравнениях (9) преобразуется к виду $U_n = U_n(t) \Big|_{t=t_n(x)} = U(x)$. Аналогично должны быть представлены зависимости для всех исходных данных для этой задачи: c_d , σ_0 , R_n , μ , k , задаваемых обычно в виде функций от времени t .

Решение задачи (9) в системе координат, связанной с неподвижной жидкостью в общем случае определяется двойным интегрированием

$$R^2 = R_n^2(x) + 2R_n(x)U(x) \sqrt{\frac{2[c_d(x) - k(x)\sigma_0(x)]}{k(x)\mu(x)}} [t_n - t_n(x)] -$$

$$- \frac{2}{\rho\mu(x)} \int_{t_n(x)}^t \int_{t_n(x)}^t \Delta P(x,t) dt dt.$$

При $\Delta P = \Delta P(x)$, соответствующем постоянному давлению в каверне и при расширении сечения каверны в неподвижной жидкости, это решение находится в замкнутом виде

$$R^2 = R_n^2(x) + 2R_n(x)U(x)\sqrt{\frac{c_d(x) - k(x)\sigma_0(x)}{2k(x)\mu(x)}}[t_n - t_n(x)] - \frac{\Delta P}{\rho\mu(x)}[t_n - t_n(x)]^2$$

$$1/\lambda_*^2 \rightarrow 0: R^2 = R_n(x)U(x)\sqrt{\frac{2c_d(x)}{k(x)\mu(x)}}[t_n - t_n(x)] - \frac{\Delta P}{\rho\mu(x)}[t_n - t_n(x)]^2.$$

Зависимости (7)-(10) позволяют получать достаточно надежные результаты в большинстве случаев практического применения и проверены многократными экспериментами. В большинстве случаев в диапазоне $\lambda_* \sim 7 \div 17$ величины μ, k могут быть приняты в качестве универсальных констант $\mu \sim 2$, $k \sim 0,96$.

Каверны при вертикальном движении в поле сил тяжести.

Нестационарные каверны при входе и выходе тел из воды. Наиболее простым является определение формы каверны при вертикальном погружении и всплывании кавитатора типа диска. Рисунок 1 иллюстрирует результаты эксперимента по входу в воду и погружению совместно с данными расчета в случае постоянной скорости погружения, полученные в работе [5].

В пренебрежении размерами кавитатора и влиянием газа в каверне решение задачи в этом случае определяется интегралом (10). При постоянной скорости движения $x_n = Ut$, $t_n(x) = x/U$, $\Delta P = \rho gx$ и с учетом применения обезразмеривания по радиусу кавитатора $R_n = 1$, решение принимает вид

$$R^2 = \sqrt{\frac{2c_d}{k\mu}}(x_n - x) - \frac{1}{\mu} \frac{gR_n}{U^2} x(x_n - x)^2, x_0 = 0,5x_n \quad (11)$$

При этом на основе решения системы 2-х уравнений

$$R^2(x) = 0, \frac{dR^2}{dx} = 0, x_0 = 0,5x_n = Fr_{R_n} \sqrt{\frac{2\mu c_d}{k}}$$

определяется расстояние x_0 до сечения пережатия каверны от поверхности воды. При значениях констант: $\mu \sim 2$, $k \sim 0,96$ зависимости (10); (11) совпадают с решениями, полученным в работах [4; 5]. Расчеты нестационарных каверн при погружении и всплывании при переменных скорости, размеров кавитатора и сопротивления определяются аналогично на

основе интегралов (10), (11), как в случае кавитаторов типа диска, так и тонких кавитаторов.



$\overline{\hspace{1cm}}$
 $1/Fr_L = 0$
 $\overline{\hspace{1cm}}$
 $\sigma Fr_L = \frac{4}{3}$
 $\overline{\hspace{1cm}}$
 $\sigma Fr_L < \frac{4}{3}$

Рис. 1. Погружение – постоянная скорость, точки – расчет

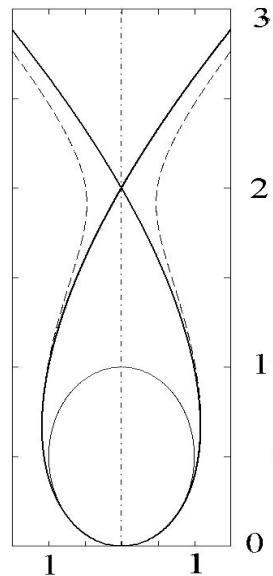


Рис. 2. Погружение – стационарная вертикальная каверна

Стационарные вертикальные каверны. Характерным в этом случае является изменение давления в каверне в процессе вертикального движения, при котором зависимость $\Delta P(x)$ в системе координат, связанной с движущимся кавитатором, остается неизменной. При этом разность давлений в сечении каверны в неподвижной жидкости оказывается переменной. Форма каверн в этом случае в системе координат, связанной с движущимся кавитатором при вертикальном погружении и всплывании, определяется на основе более простого варианта уравнений (7).

Погружение

$$\frac{d^2 R^2}{dx^2} = -\frac{\sigma_0}{\mu} + \frac{2}{\mu} \frac{gx}{U_\infty^2}; R^2 = R_n \sqrt{\frac{2c_d}{k\mu}} x - \frac{1}{2} \frac{\sigma_0}{\mu} x^2 + \frac{1}{3\mu} \frac{gx}{U_\infty^2} x^2. \quad (12)$$

Здесь σ_0 – величина числа кавитации в сечении каверны за кавитатором. Аналогично появлению сечения пережатия при входе в воду, здесь при соотношении $\sigma_0 Fr_L^2 = 4/3$ [9], (L – длина каверны), как это видно на рисунке 2, также имеется сечение пережатия в задней части каверны.

Всплывание

$$\frac{d^2 R^2}{dx^2} = \mp \frac{\sigma_0}{\mu} - \frac{2}{\mu} \frac{gx}{U_\infty^2} : R^2 = R_n \sqrt{\frac{2c_d}{k\mu}} x \mp \frac{1}{2} \frac{\sigma_0}{\mu} x^2 - \frac{1}{3\mu} \frac{gx}{U_\infty^2} x^2. \quad (13)$$

Здесь случай $\sigma_0 < 0$ соответствует давлению P_c в каверне большему, по сравнению с гидростатическим давлением. В этом случае также имеется сечение пережатия в районе кавитатора при соотношении $\sigma_0 Fr_L^2 = 2/3$. Физически этот случай соответствует условиям возможности образования каверны без кавитатора. По-видимому, аналогичная возможность может иметь место также в случае всплывания нестационарной каверны при равенстве давлений в каверне и в жидкости в начальном сечении образования каверны.

Зависимости для формы предельных каверн $\bar{x} = x/L$, $\bar{R} = R/R_k$.

Погружение

$$\sigma_0 Fr_L^2 = \frac{4}{3} : \bar{R} = \frac{4}{\sqrt{2}} \sqrt{\bar{x} - 2\bar{x}^2 + \bar{x}^3}; \frac{L}{2L_k} = 2; \frac{R_m}{R_k} = \sqrt{6} \frac{4}{9} \approx 1,089.$$

Всплывание

(14)

$$\sigma_0 < 0, \sigma_0 Fr_L^2 = \frac{2}{3} : \bar{R} = 4\bar{x}^2(1-\bar{x}), \frac{L}{2L_k} = 2; \frac{R_m}{R_k} = \sqrt{3} \frac{8}{9} \approx 1,54$$

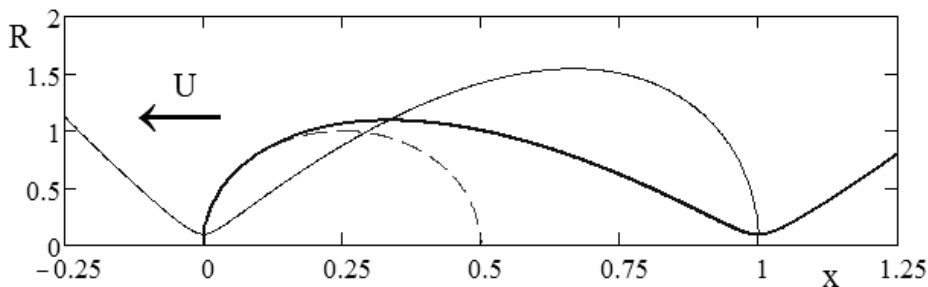


Рис. 3. Вертикальные каверны предельных форм, $\bar{x} = x/L$, $\bar{R} = R/R_k$:

- — погружение при $\sigma Fr_L^2 \approx \frac{4}{3}$;
- — всплывание при $1/Fr_L = \frac{2}{3}$;
- — каверна при $\sigma = \text{const}$, $1/Fr_L = 0$.

Формы предельных каверн при погружении $\sigma_0 Fr_L^2 = 4/3$ и всплывании $\sigma_0 Fr_L^2 = 2/3$ иллюстрируются на рисунке 3.

С учетом зависимостей (14) и асимптотической зависимости 2-го порядка для числа кавитации от удлинения (2) [6], уточненной на основе данных нелинейного численного расчета [16] включая зависимость (4) для μ , определяются также аналогичные приближенные зависимости $\sigma_0 = \sigma_0(\lambda)$ от удлинения предельных форм каверн при погружении (15) и всплывании (16).

Погружение

$$\sigma_0 Fr_L^2 = \frac{4}{3} : \sigma_0 = \frac{1}{(1,09\lambda)^2} 2 \ln \frac{1,09\lambda + 0,9}{\sqrt{e}}. \quad (15)$$

Всплывание

$$\sigma_0 < 0, \sigma_0 Fr_L^2 = \frac{2}{3} : \sigma_0 = \frac{1}{(1,54\lambda)^2} 2 \ln \frac{1,54\lambda + 0,9}{\sqrt{e}}. \quad (16)$$

Рисунок 4 иллюстрирует кривые предельных удлинений при погружении и всплывании, определяемых зависимостями (15; 16). Кривые предельных удлинений ограничивают диапазон возможных удлинений замкнутых каверн, удлинения которых не могут превосходить значений на этих кривых.

Практический расчет вертикальных каверн. С учетом достаточно громоздких зависимостей для наибольшего радиуса R_m и удлинения вертикальных каверн наиболее эффективно применение аналитических зависимостей для координаты миделя каверны L_n и длины каверны L .

При этом наибольший радиус выражается одной из зависимостей (12); (13) в безразмерном виде относительно радиуса кавитатора в сечении отрыва струй R_n (радиус диска) при $\bar{x} = \bar{L}_n$; $\bar{x} = x/R_n$, $\bar{L}_n = L_n/R_n$. Определяется величина удлинения каверны $\lambda = 2R_m/L$ и на основе зависимости (4) и составляется уравнение для определения величин μ

$$\mu = \ln \left[\frac{1}{\sqrt{e}} \left(\frac{L(\sigma_0, \omega, \mu)}{2R_m(\sigma_0, \omega, \mu)} + 0,9 \right) \right]. \quad (17)$$

Здесь $\omega = 1/Fr_{R_n}^2$, решение для μ находится численно. При решении уравнения (17) (системы уравнений) применяются зависимости для \bar{L}_n , \bar{L} .

Всплывание

$$\sigma_0 > 0: \quad \begin{aligned} \bar{L}_n &= \frac{\sigma_0}{2\omega} \left[\sqrt{1 + \frac{4\omega}{\sigma_0^2} \sqrt{\frac{2\mu c_d}{k}}} - 1 \right], \\ \bar{L} &= \frac{3\sigma_0}{4\omega} \left[\sqrt{1 + \frac{16\omega}{3\sigma_0^2} \sqrt{\frac{2\mu c_d}{k}}} - 1 \right] \end{aligned} \quad (18)$$

$$\sigma_0 > 0: \begin{cases} \bar{L}_n = \frac{\sigma_0}{2\omega} + \frac{1}{\sigma_0} \sqrt{\frac{2\mu c_d}{k} - \frac{2\mu\omega c_d}{k\sigma_0^3}} \\ \bar{L} = \frac{9\sigma_0}{4\omega} + \frac{2}{\sigma_0} \sqrt{\frac{2\mu c_d}{k} - \frac{16\mu\omega c_d}{3k\sigma_0^3}} \end{cases} \quad (19)$$

Погружение

$$\sigma_0 > 0: \begin{cases} \bar{L}_n = \frac{\sigma_0}{2\omega} \left[1 - \sqrt{1 - \frac{4\omega}{\sigma_0^2} \sqrt{\frac{2\mu c_d}{k}}} \right] \\ \bar{L} = \frac{3\sigma_0}{4\omega} \left[1 - \sqrt{1 - \frac{16\omega}{3\sigma_0^2} \sqrt{\frac{2\mu c_d}{k}}} \right] \end{cases} \quad (20)$$

Рисунок 5 содержит результаты расчета для μ при всплывании в зависимости от чисел Фруда по диаметру диска d .

Рисунок 6 содержит сравнение результатов расчета для наибольших радиусов вертикальных каверн $\bar{R}_m = R_m/R_k$ при всплывании в сравнении с экспериментальными данными, полученными в вертикальной трубе [15]. Кривая 1 – расчет без учета влияния трубы, кривая 2 – расчет с учетом влияния трубы на основе зависимостей работы [18]

Как следует из данных экспериментальных исследований, в зонах теоретически возможных точек заострения и также в задних частях каверн в реальности образуются небольшие нерасчетные зоны хаотического движения.

Горизонтальные каверны при действии поля сил тяжести.

Искривления осей каверны – элементарные зависимости. Искривления оси каверны h_g под действием гравитации и h_α – подъемной силы кавитатора определяются известными уравнениями [3], полученными на основе законов сохранения при поперечном движении сечений каверны

$$\frac{dh_g}{dx} = \frac{1}{R^2(x)} \frac{g}{U_\infty^2} \int_0^x R^2(x) dx : \frac{R^2(x)}{gR_n \sqrt{c_d}} > 11 \quad (21)$$

$$\frac{dh_\alpha}{dx} = -\frac{c_{dy}}{2} \frac{R_n^2}{R^2(x)} : c_{dy} < 0,3c_d. \quad (22)$$

Здесь c_{dy} – коэффициент подъемной силы кавитатора, уравнения (21), (22) пригодны для расчета в случае осесимметричных каверн различной формы. При расчете искривления осей в случае осесимметричной каверны – $\sigma = const$ применение зависимости для ее формы, за тонкими кавитаторами в виде

$$\bar{R}^2 = \frac{1}{\lambda} (\bar{x} + \bar{a}) [2 - (\bar{x} + \bar{a})] \bar{a} = 1 - \sqrt{1 - \frac{k\sigma}{c_d}}, \bar{R} = R/L_k, \bar{x} = x/L_k, \quad (23)$$

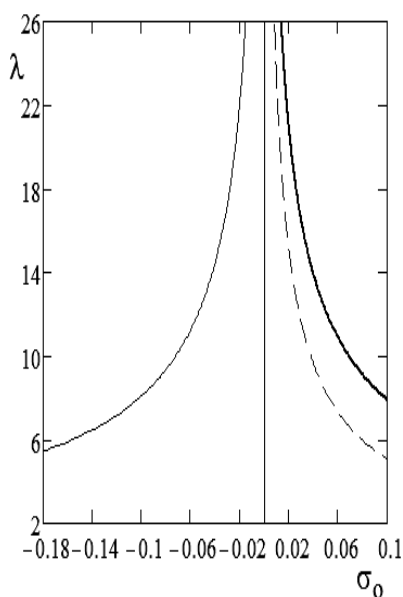


Рис. 4. Всплытие – погружение: предельные удлинения каверн λ
 ————— погружение: уравнение (15)
 ————— всплытие: уравнение (16)
 ————— $\sigma = \text{const}$, уравнения (2, 4)

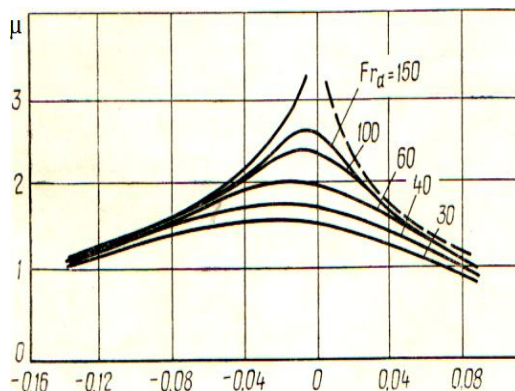


Рис. 5. Зависимости для μ – всплытие

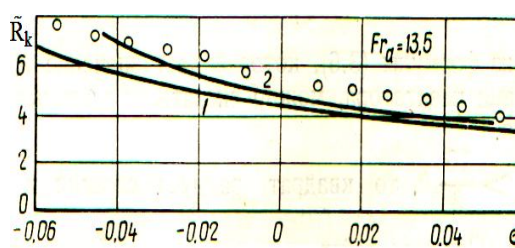


Рис. 6. Всплытие – сравнение величин наибольших радиусов с экспериментом

где L_k – полудлина невозмущенной каверны, позволяет получить зависимости [19] для искривления каверны, пригодные для каверн за тонкими кавитаторами

$$\bar{h}_g = \frac{1}{6} \frac{gL_k}{U_\infty^2} \left[\bar{x}^2 - 2(1-\bar{a})\bar{x} - 4 \ln \left(1 - \frac{\bar{x}}{2-\bar{a}} \right) \right], \bar{h}_g = h_g/L_k \quad (24)$$

$$h_\alpha = \frac{c_{dy}}{4} \ln \left(\frac{\bar{x} + \bar{a}}{\bar{a}} \right) - \ln \left(1 - \frac{\bar{x}}{2-\bar{a}} \right), \bar{h}_\alpha = h_\alpha/L_k. \quad (25)$$

Уточненные зависимости воздействия гравитации при всплытии. Всплытие может сопровождаться существенным увеличением размеров каверны и, особенно ее длины, вследствие уменьшения гидростатического давления при подъеме сечений каверны. На основе упрощенной зависимости для искривления оси каверны при всплытии кавитато-

ров типа диска [5] изменение разности давлений ($P_\infty - P_c$) на искривленной оси каверны определяется выражением ($L_0 = 2L_k$)

$$\bar{h}_g \cong \frac{1}{3} \frac{gL_0}{U_\infty^2} \bar{x}^2 : \frac{P_\infty - P_c}{\rho U_\infty^2 / 2} = \sigma_0 - \frac{2}{3} \left(\frac{gL_0}{U_\infty^2} \right)^2 \bar{x}^2, \bar{x} = x/L_0. \quad (26)$$

Форма осесимметричной части возмущенной каверны на основе задачи (7б), условие пережатия в задней части каверны (точки заострения) и форма предельной каверны определяются зависимостями (27; 28)

$$\bar{R}^2 = \frac{\sigma_0}{2\mu} \left[\bar{x} - \bar{x}^2 + \frac{1}{9} \left(\frac{gL_0}{U_\infty^2} \right) \bar{x}^4 \right], L_0 = 2L_k, \frac{gL_0}{U_\infty^2} = Fr_{L_0}^2, \quad (27)$$

$$\sigma_0 Fr_{L_0}^2 = \frac{3}{4} : \bar{R}^2 = 4\bar{x} \left[(1 - \bar{x}) + \frac{4}{27} \bar{x}^3 \right], \bar{R} = \frac{R}{R_k}, \frac{L_g}{L_0} = 1,5, \frac{R_g}{R_k} \sim 1. \quad (28)$$

Здесь L_g – длина предельной каверны.

С учетом более точной зависимости для формы каверны искривление оси при всплывании может быть уточнено при применении этой формы при интегрировании уравнения (21).

Расчет формы и размеров каверны в общем случае зависит от величин μ , которые в случае горизонтальной каверны изменяются существенно меньше, чем в случае вертикальных каверн и величина μ здесь может быть рассчитана аналогичным методом.

Результаты расчета предельной формы горизонтальной каверны с формальной точкой заострения при с учетом всплывания ее сечений иллюстрируются рисунком 7.

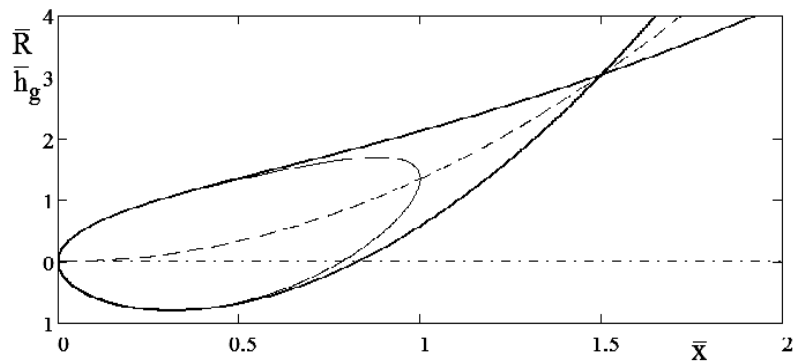


Рис. 7. Предельная горизонтальная каверна с точкой заострения:

- — — — — предельная каверна – расчет при $\sigma_0 Fr_{L_0}^2 = \frac{3}{4}$;
- — — — — расчет формы при $\sigma = const$ без учета влияния всплывания;
- - - - - искривление оси каверны при всплывании, зависимость (26)

Физически область в районе расчетной точки заострения в реальности является областью образования 2-х вихревых шнуров и рассчитанная форма каверны достаточно точно подтверждается данными экспериментов.

Пределы небольшого воздействия гравитации. Деформации формы каверны в первую очередь связаны с всплыванием ее сечений и, соответственно, искривления ее оси. Зависимость для искривления оси каверны (26) $\bar{h}_g = h_g/L_0$ может быть представлена в виде зависимости при ее обезразмеривании по наибольшему радиусу невозмущенной каверны в виде

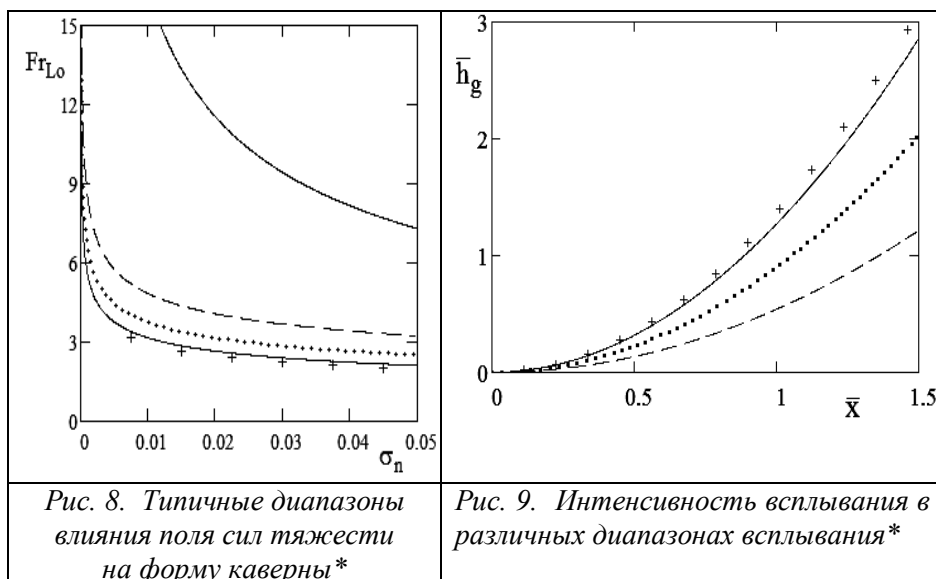
$$\bar{h} = (h/R_k) = \frac{4}{3} \sqrt{\frac{2c_d}{k}} \frac{\bar{x}^{-2}}{\sigma \sqrt{\sigma Fr_d^2}} = \frac{2\sqrt{2\mu}}{3} \frac{\bar{x}^{-2}}{\sqrt{\sigma Fr_{L_0}^2}}. \quad (29)$$

В зависимостях (29) величины искривления оси каверны сравниваются с величиной максимального радиуса невозмущенной каверны R_k . Это позволяет рассматривать параметры $v_s = \sqrt{\sigma Fr_{L_0}^2}$, $v_b = \sigma \sqrt{\sigma Fr_d^2}$, в качестве характеристик степени возмущения осесимметричности формы каверны под действием гравитации. По данным систематических расчетов возмущений формы каверны за диском под воздействием гравитации [19] в обычной расчетной области $0 < \bar{x} < 0,75L_0$, диапазон величин $v_b \sim 2 \div 4$ соответствует существенным отличиям формы сечения каверны от круговой формы, диапазон $v_b \sim 4 \div 10$ характеризуется малыми отличиями сечения каверны от круговой, при $v_b > 10$ влияние гравитации пренебрежимо мало. Аналогично эти 3 диапазона типичных величин возмущений под действием гравитации могут характеризоваться также параметрами: $v_s \sim 1 \div 2$, $v_s \sim 2 \div 5,5$, $v_s > 5,5$. Исходя из этого, условие существования формальной точки заострения дает значение $v_s = \sqrt{3/4} \sim 0,87$, соответствующие области значительных деформаций круговой формы сечений каверны в обычной расчетной области.

Рисунок 8 иллюстрирует результаты расчета зависимостей чисел Фруда от числа кавитации, ограничивающих типичные области существенности воздействия гравитации на форму стационарных каверн.

Рисунок 9 иллюстрирует результаты расчета всплывания каверн, при соответствии типичным областям существенности влияния гравитации.

Одной из основных задач в этой области является не только проблема достаточно эффективного расчета воздействия гравитации на суперкавитационные течения при недостаточно высоких скоростях, но также и исследование возможностей этого влияния.



**Примечания:*

- вертикальная каверна с точкой заострения $\sigma_n Fr_{L0}^2 = 8/3$;
- горизонтальная каверна с формальной точкой заострения $\sigma_n Fr_{L0}^2 = 3/4$;
- граница значительных деформаций сечений каверны $\sqrt{\sigma} Fr_{L0}^2 = 1$;
- граница существенных деформаций сечений каверны $\sqrt{\sigma} Fr_{L0}^2 = 2$;
- граница незначительности влияния поля сил тяжести на форму поперечных сечений каверны $\sqrt{\sigma} Fr_{L0}^2 = 5,5$.

Эффективность одной из таких возможностей компенсации воздействия гравитации на форму каверны, с помощью тонких кавитаторов под углом атаки, экспериментально доказана в работе [20].

Выводы. Проведен анализ целостной картины воздействия поля сил тяжести на течения с развитой кавитацией, близкие к осесимметричным, усовершенствованы известные и разработаны новые эффективные методы расчета этих течений, совместно с их верификацией данными ряда экспериментальных работ. Наиболее эффективным направлением дальнейшего развития исследований в этой области является исследование возможностей компенсации воздействия поля сил тяжести на течения с развитой кавитацией.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Knapp R.T. *Cavitation* / R.T. Knapp, J.W. Daili and F.G. Hammit. – New York: Mc. Graw Hill Book, 1970. – 680 p.
2. Terentiev A.G. *The Hydrodynamics of Cavitating Flows* / A.G. Terentiev, I. Kirschner, J. Uhlman: Backbone Publishing, USA. – 2011. – 598 p.
3. Логвинович Г.В. *Гидродинамика течений со свободными границами*. – К.: Изд-во «Наук. думка», 1969. – 215 с.
4. Abelson H.I. *A prediction of water entry cavity shape* / H.I. Abelson // *Pa. Amer. Soc. Eng.* – 1970. – N WA/FE-8. – P.1-3. – 3 p.
5. Журавлев Ю.Ф. *Методы теории возмущений в пространственных струйных течениях* // ЦАГИ. – 1973. – Вып. 1532. – 23 с.
6. Серебряков В.В. *Асимптотические решения задачи о тонкой осесимметричной каверне* // Докл. АН УССР. Сер. А. – 1973. – № 2. – С. 1119-122.
7. Серебряков В.В. *Кольцевая модель для расчета осесимметричных течений с развитой кавитацией* // *Гидромеханика*. – К.: Изд-во «Наукова думка», 1974. – Вып. 27. – С. 25-29.
8. Serebryakov V.V. *Physical-mathematical bases of the principle of independence of a cavity expansion* // *Proc. of the 7th International Symposium on Cavitation*. – Ann Arbor, Michigan, USA. – 2009. – Paper № 51. – 14 p.
9. Ефремов И.И. *О форме тонких каверн при малых числах кавитации в плоском и осесимметричном потоках* / И.И. Ефремов, В.В. Серебряков // *Гидромеханика*. – К.: Изд-во «Наукова думка», 1978. – Вып. 38. – С. 82-85.
10. Серебряков В.В. *Расчет формы тонких осесимметричных каверн в нестационарном потоке для ряда характерных случаев обтекания* // *Гидромеханика*. – К.: Изд-во Наукова думка, 1981. – Вып. 44. – С. 86-94.
11. Башарова В.Н., Буйвол В.Н., Серебряков В.В. *Тонкие осесимметричные каверны при обтекании тел в поле силы тяжести* // *Прикладная механика*. – 1983. – Т. 19. – № 4. – С. 86-94.
12. Гузевский Л.Г. *Плоские и осесимметричные кавитационные течения Рябушинского в поле сил тяжести* // *Гидродинамические течения и волновые процессы*. – Новосибирск: Изд-во Института Теплофизики СО АН СССР, 1983. – С.72-81.
13. Гульнев С.И., Капанкин Е.Н. *Об особенностях кавитационного обтекания тел вертикальным потоком жидкости* // *Ученые записки ЦАГИ*. – 1975. – Т. 6. – № 2. – С.56-62.

14. Болотин А.Ф., Дианов Д.И. Экспериментальное исследование искусственных каверн за диском при различных углах наклона набегающего потока к горизонтали // Экспериментальная гидромеханика судна. – Л.: Судостроение, 1975. – Вып. 226. – С. 53-70.
15. Serebryakov V.V. Some Models of prediction of supercavitation Flows Based on Slender Body Approximation // Proceedings of Forth International Symposium on Cavitation. – California Institute of Technology, Pasadena. – 2001. – 17 p.
16. Гузевский Л.Г. Численный анализ кавитационных течений // Препринт № 40-79. – Новосибирск: Изд-во Института Теплофизики СО АН СССР, 1979. – 36 с.
17. Краснов В.К. Кузнецов Ю.В. Применение метода граничных интегральных уравнений к расчету плоских и осесимметричных кавитационных течений // Актуальные задачи гидродинамики. – Чебоксары: Изд-во ЧГУ, 1989. – С. 71-75.
18. Эпштейн Л.А. Об учете влияния стенок канала на величину миделя каверны // Известия АН СССР, МЖГ. – 1968. – № 2. – С. 127-128.
19. Буйвол В.Н. Об основной характеристике действия весоности на тонкие пространственные каверны // Гидромеханика. – К.: Изд-во «Наукова Думка», 1975. – Вып. 32. – С. 54-57.
20. Kochin V.A., Moroz V.V., Nechitailo N. and Serebryakov V.V. Hydrodynamics of supercavitating bodies at an angle of attacks under conditions of considerable effect of liquid weightiness and closeness of free border // Proceedings MAST EurAsia. – Istanbul. – 2014. – P. 20.

Стаття надійшла до редакції 10.12.2015

УДК 623.97

О.М. Майборода

**ГІДРОДИНАМІЧНА СТАБІЛІЗАЦІЯ РУХУ
СУПЕРКАВІТУЮЧИХ ПІДВОДНИХ ТІЛ**

З метою стабілізації руху суперкавітуючих підводних тіл використовується демпфувальна дія кормових пружних інтерцепторів, що глісують по поверхні каверни. Розглянуто гідродинаміку глісування поверхонь скінченного подовження у діапазоні до-, транс- і надзвукових швидкостей. Досліджено газодинамічні властивості води та отримано результати розрахунку нормальних сил на глісуючих інтерцепторах при числах $M \leq 1.5$.

Ключові слова: глісування, надвисокі швидкості, суперкавітуючі підводні тіла, стабілізація руху.

С целью стабилизации движения суперкавитирующих подводных тел используется демпфирующее действие кормовых упругих интерцепторов, глissирующих по поверхности каверны. Рассмотрена гидродинамика глissирования поверхностей конечного удлинения в диапазоне до-, транс- и сверхзвуковых скоростей. Исследованы газодинамические свойства воды и получены результаты расчета нормальных сил на глissирующих интерцепторах при числах $M \leq 1.5$.

Ключевые слова: глissирование, сверхзвуковые скорости, подводные тела, стабилизация движения.

For stabilizing of motion of supercavitating underwater bodies the damping action of elastic aft interceptors planing on the surface of cavity is used. The hydrodynamics of planing surfaces of the finite extension in the range up to-, trans- and supersonic speeds. Studied gas dynamic properties of water and the obtained results of calculation of normal forces on planing interceptors at Mach numbers $M \leq 1.5$.

Keywords: planing motion, supersonic speeds, submersible bodies, stabilization of motion.

Вступ. Технічним недоліком суперкавітуючих підводних тіл є власна нестійкість руху, оскільки прикладання сили опору в околі носової критичної точки виключає появу гідродинамічних демпфувальних сил. Забезпечити стабілізацію руху таких тіл можливо установленням кормових пружних пластин – інтерцепторів, що глісують по поверхні каверни і створюють гідродинамічне демпфування.

© Майборода О.М. , 2015

Максимальна досягнута швидкість тіл у воді складає 1550 м/с, і за відомими даними перспективним для створення надшвидкісних підводних засобів вважається діапазон швидкостей до 2000-2200 м/с, що відповідає числам $M \leq 1.5$ (число M – відношення швидкостей тіла і звуку у незбуреній рідині). За цих умов суттєво проявляється стисливість води, і процес глісування супроводжується відомими газодинамічними ефектами – стрибками ущільнення, ударними хвилями тощо.

Глісування по поверхні нестисливої рідини, тобто при числах $M \leq 0.3$, достатньо досліджено [1; 2]. Надшвидкісне глісування до цього часу не розглядалось за відсутністю прикладного інтересу.

Постановка завдання. Отже необхідним є дослідження гідродинамічних характеристик пластин скінченного подовження при глісуванні у діапазоні до-, транс- і надзвукових швидкостей з урахуванням газодинамічних властивостей води.

Результати досліджень. Розглядувана робота містить дослідження гідродинаміки надшвидкісного глісування із урахуванням стисливості води.

Глісування профілю зображено на рис. 1, де l_0 – довжина профілю, занурена відносно незбуреної поверхні рідини; l – змочена довжина профілю; ψ – кут диференту; V – швидкість руху.

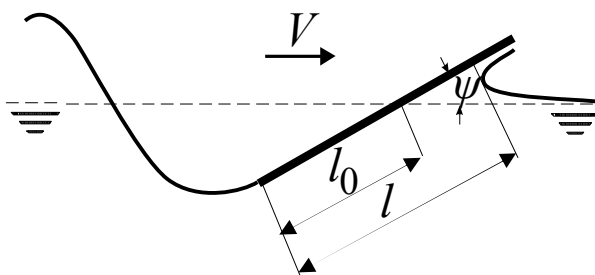


Рис. 1. Глісування плоского профілю

Приріст довжини l профілю відносно зануреної довжини l_0 відображає ефект носового підпору рідини. Зображений профіль є перерізом розглядуваної далі пластини із подовженням $\lambda \geq 0.01$ ($\lambda = \frac{l}{b}$, де b – ширина пластини), що глісує із швидкістю V і кутами диференту $\psi \leq 60^\circ$ при числах $M \leq 1.5$.

Прояв стисливості води має ряд характерних особливостей. У воді, як конденсованому середовищі, молекули знаходяться на близьких відстанях і мають сильну взаємодію. При стискуванні такого середовища швидко росте внутрішній тиск, що на відміну від газів має не теплову, а пружну природу.

При тисках до $3.0 \cdot 10^9$ Па внутрішня енергія води є пружною енергією, і рівняння стану води має ізоентропійну форму Гета [3]

$$p = B(s) \left[\left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^n - 1 \right], \quad (1)$$

де ентропійна функція $B(s)$ мало залежить від початкової ентропії S і можна прийняти $B = 2.987 \cdot 10^8$ Па в інтервалі температур від 0 до 60°C ;

ρ_0 – питома маса води, екстрапольована на нульовий тиск;

$n = 7.15$.

Тискам стискування $p < 3.0 \cdot 10^9$ Па відповідає діапазон чисел $M \leq 1.5$. Для наведеного діапазону відносяться всі подальші оцінки гідродинамічних характеристик глісуючої пластини.

При $B = \text{const}$ рівняння стану (1) приводиться до виду $p = p(\nu)$, де $\nu = \frac{1}{\rho}$ – питомий об'єм води. Отже для розглядуваних умов вода є баротропним середовищем, і її внутрішня енергія e являє собою суму двох функцій, одна з котрих залежить лише від питомого об'єму, а інша – лише від ентропії.

Рівняння стану (1) за наведених припущень можна привести до виду адиабати Пуассона

$$\frac{p + B}{p^n} = \frac{B}{p_0^n} = \text{const}. \quad (2)$$

Тоді, як відомо, рівняння Бернуллі для води буде відрізнятися від такого для газу додавкою величини B до тиску

$$\frac{v^2}{2} + \frac{n}{n-1} \frac{p + B}{\rho} = \text{const}. \quad (3)$$

Відповідно вирази для швидкості звуку та аналогічні відомим газодинамічним функціям питомої маси та тиску у випадку води мають вигляд

$$a = \sqrt{\frac{n(p + B)}{\rho}}, \quad (4)$$

$$\varepsilon(M) = \frac{\rho}{\rho_0} = \left(1 + \frac{n-1}{2} M^2\right)^{-\frac{1}{n-1}}, \quad (5)$$

$$\pi(M) = \frac{p+B}{p_0+B} = \left(1 + \frac{n-1}{2} M^2\right)^{-\frac{n}{n-1}}. \quad (6)$$

Дозвуковий режим. Характерною особливістю розподілу тиску на глісуючій пластині є наявність тільки додатних значень коефіцієнту тиску \bar{p} і чітко виражений максимум у критичній точці гальмування потоку. Як показано Кусукава [4], розподіл тиску на нижній поверхні плоского профілю в діапазоні $M \leq 1$ є афіноподібним. Отже, можна припустити, що і на глісуючій профілі розподіл тиску при дозвуковому обтіканні також буде афіноподібним із масштабом подібності k_M , що залежить від числа M . Отже величина k_M може бути визначена з рівняння ізоентропи у вигляді

$$k_M = \frac{2}{nM^2} \left[\left(1 + \frac{n-1}{2} M^2\right)^{\frac{n}{n-1}} - 1 \right]. \quad (7)$$

Зіставлення запропонованої величини k_M для води та повітря із коефіцієнтом Прандтля-Глауєрта [5], що характеризує в лінійній теорії крила вплив стисливості при $M < 1$, а також відносна зміна експериментального значення коефіцієнта тиску на нижній поверхні крила в повітрі [5] наведені на рис. 2.

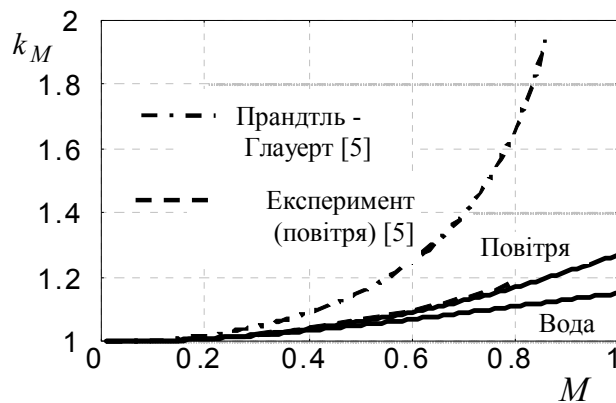


Рис. 2. Вплив числа M на зростання гідродинамічного навантаження профілю при дозвуковому обтіканні

Експеримент [5] показує задовільне узгодження із теоретичною оцінкою впливу стисливості через запропонований коефіцієнт подібності k_M (7).

Відсутність при глісуванні нелінійних ефектів крил скінченного розмаху дозволяє узагальнити відому теорію Юнга [5] на випадок глісування пластини скінченного розмаху. Відповідна узагальнена формула Юнга для коефіцієнта нормальної сили глісуючої із дозвуковою швидкістю пластини подовженням λ має вигляд

$$C_n^\psi = \frac{\pi C_{n0}^\psi}{\pi + 2\lambda C_{n0}^\psi}, \quad (8)$$

де C_{n0}^ψ – коефіцієнт нормальної сили глісуючого профілю ($\lambda = 0$) при відповіднім числі $M < 1$.

На глісуючій пластині обтікання у внутрішніх точках поверхні залишається дозвуковим при $M \leq 1$. У цьому ж діапазоні чисел M є справедливим вираз (7) для коефіцієнту k_M врахування впливу стисливості, отже при малих кутах ψ диференту маємо

$$C_{n0}^\psi = \frac{2\pi}{nM^2} \left[\left(1 + \frac{n-1}{2} M^2 \right)^{\frac{n}{n-1}} - 1 \right], M \leq 1. \quad (9)$$

Виходячи з припущення про афіноподібний розподіл коефіцієнтів тиску із зростанням числа M , можна отримати похідну коефіцієнта нормальної сили глісуючої пластини скінченного подовження λ при $M \leq 1$ і $\psi \geq 60^\circ$ у вигляді

$$C_n^\psi = \frac{\pi}{\frac{1}{k_\psi k_M} + 2\lambda}, M \leq 1, \psi \leq 60^\circ, \quad (10)$$

де коефіцієнт k_ψ враховує кут диференту згідно нелінійній теорії Л.І.Седова [6].

Розглянемо вплив стисливості на величину носового підпору рідини при дозвуковій глісуванні пластини скінченного подовження. У лінійному наближенні дозвукова безвихрова течія стислої рідини є потенціальною. Отже, у відомій моделі Вагнера [7] може бути використано модифікований вираз для потенціалу швидкості при ударі пластини у стисливій рідині, що відрізняється від потенціалу аналогічної течії нестислої рідини множником Прандтля-Глауєрта [5].

Після розв'язання інтегрального рівняння занурення Вагнера, узагальненого в наведений спосіб на випадок дозвукового руху стислої рідини, можна отримати вираз для відносного носового підпору при глісуванні

$$\frac{l}{l_0} = \frac{1}{\sqrt{1-M^2}} \left(\frac{l}{l_0} \Big|_{M=0} + 1 \right) - 1, M < 1. \quad (11)$$

У теорії крила метод Прандтля-Глауєрта вважається справедливим до критичного значення числа $M_{кр}$. У випадку глісування плоскої пластини $M_{кр} = 1$, і очевидно є фізична некоректність виразу (11) при числах M що є близькими до 1. Можна припустити, що заміна в (11) коефіцієнту Прандтля-Глауєрта на величину k_M (7), яка була успішно використана вище при визначенні навантаження (рис. 2), буде оправданою і в цьому випадку. Отже, вираз для відносного носового підпору при числах $M \leq 1$ буде мати вигляд

$$\frac{l}{l_0} = \frac{3 + \sqrt{1 + \frac{1}{\lambda_0}}}{nM^2} \left[\left(1 + \frac{n-1}{2} M^2 \right)^{\frac{n}{n-1}} - 1 \right] - 1, M \leq 1. \quad (12)$$

Афіноподібний характер розподілу коефіцієнтів тиску із зростанням числа M дозволяє припустити зберігання відносного положення центра тиску. Оскільки при нульовій нормальній силі на глісуючій пластині поздовжній момент дорівнює нулю, то фокус по куту диференту співпадає із центром тиску.

Коефіцієнт опору тиску глісуючої пластини при $M \leq 1$ визначається за відомим означенням

$$C_{xp} = C_n^\psi \psi \sin \psi, \quad (13)$$

де C_n^ψ приймається у відповідності із (10), а коефіцієнт опору тертя можна оцінити за формулою Прандтля-Шліхтінга з поправкою на стисливість [5].

Надзвуковий режим. При глісуванні із надзвуковою швидкістю перед пластиною рухається стрибок ущільнення. Ізоентропний характер рівняння стану води (1) дозволяє розглядати цей стрибок у квазіакустичному наближенні і використовувати основні співвідношення, що відрізняються від відомих для газу тільки додаванням до тиску величини B . Натомість додатковою складністю є необхідність урахування вільної межі рідини.

У точці перетину фронту стрибка із вільною межею відходить центрована хвиля розрідження Прандтля-Майєра, і потік повертає у напрямку вільної межі [8]. Така задача має автомодельний розв'язок тільки для достатньо слабкого стрибка, швидкість середовища за яким є звуковою або надзвуковою [9].

Наскільки відомо, розв'язок задачі про надзвукове обтікання тіла скінчених розмірів рідиною із вільною межею до цього часу не отримано. В усякому разі формулювання подібних задач має містити вибір можливої конфігурації стрибків ущільнення, приналежності стрибків до сильного або слабкого типів, а також критерію існування усталеного обтікання. Правильність вибору того чи іншого варіанту визначається остаточно відповідністю отриманого розв'язку дійсній картині обтікання та результатам експерименту.

Розглянемо виконання наведених вище умов єдиності розв'язку стосовно до розглядуваної задачі про надзвукове глісування. З огляду на складність проблеми спочатку проаналізуємо спрощений випадок – глісування плоского профілю, тобто пластини нескінченного розмаху або нульового подовження.

Оскільки на плоскім профілі за приєднаним стрибком відсутнє подальше збільшення тиску, то можна прийняти приєднаний стрибок таким, що належить слабкому типу. З урахуванням відсутності змішаного обтікання профілю і пов'язаної із цим нестійкості припустимо існування квазіусталеного розв'язку задачі.

У загальному випадку можливі три характерні області обтікання глісуючого профілю при $M > 1$:

$1 < M < M'$ – обтікання із від'єднаним стрибком ущільнення, де M' – число M , коли максимальний кут повороту у стрибку дорівнює куту диференту профілю;

$M' \leq M \leq M''$ – обтікання із приєднаним криволінійним стрибком ущільнення, де M'' – число M , коли швидкість за стрибком стає надзвуковою;

$M > M''$ – надзвукове обтікання за приєднаним косим стрибком ущільнення.

Як показано в ряді робіт по надзвуковим газовим струменям [10], оцінка граничних кутів відхилення потоку у приєднаним стрибку ущільнення зберігається і для течій із вільною межею. За цих припущень було виконано наближений розрахунок кутів повороту потоку та нахилу стрибка ущільнення у воді при $M \leq 1.5$.

На рис. 3 наведено кути α відхилення потоку води у стрибку ущільнення із кутом нахилу β при різних числах M , а на рис. 4 – залежність числа M' , при яким із зростанням швидкості стрибок приєднується до профілю, від кута диференту ψ . На рис. 4 додатково наведено відповідну залежність для повітря, що у порівнянні підкреслює винятково малу стисливість води. Як можна бачити, плоский глісуючий профіль при кутах диференту $\psi > 2.6^\circ$ у розглядуваному діапазоні швидкостей руху $M \leq 1.5$ завжди обтікається із від'єднаним стрибком ущільнення.

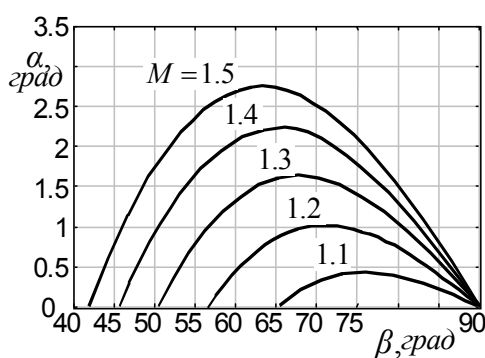


Рис. 3. Залежність кута відхилення потоку води у стрибку ущільнення від кута нахилу стрибка

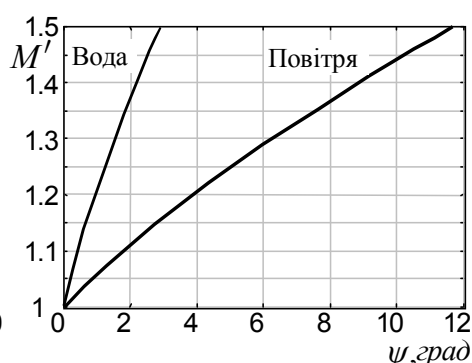


Рис. 4. Залежність числа M' приєднання стрибка ущільнення у воді та повітрі від кута диференту профілю

У застосуваннях теорії течій стисливих середовищ велике значення мають закони подібності. Зокрема, термодинамічні властивості середовища враховуються фундаментальним термодинамічним параметром Γ [9].

$$\Gamma = \frac{a^4}{v^3} \left. \frac{\partial^2 v}{\partial p^2} \right|_s - 1, \quad (14)$$

де a – швидкість звуку;

v – питомий об'єм, і похідна береться при сталій ентропії S . Для досконалого газу із сталими теплоємкостями параметр Γ є сталим і дорівнює показнику адіабати k .

Для води величина n у рівнянні Тета (1) формально має смисл показника адіабати, але не є відношенням теплоємкостей. Проте, безпосередньо диференціюючи рівняння стану (1) і підставляючи в (14) вираз (4) для швидкості звуку у воді, можна показати, що для води при $p < 3 \cdot 10^9$ Па параметр Γ також є сталим і дорівнює n . Отже, для води у межах справедливості рівняння стану Тета можуть застосовуватись закони подібності динаміки досконалого газу при заміні в критеріях подібності показника k адіабати газу на величину n . Ця обставина дозволяє використовувати для води результати точних розв'язків і експериментів, отриманих для подібних течій газу. Зокрема, наближена оцінка режиму приєднання стрибка ущільнення у воді, що зображена на рис. 4, по значенню критерію подібності Кармана-Ченя задовільно узгоджується із розв'язком аналогічної задачі, отриманим Вінценті та Вагонером [11] методом годографа.

Профіль із від'єднаним стрибком ущільнення. Розглянемо глісування профілю при $1 < M < M'$ (рис. 5), коли стрибок ущільнення C є від'єднаним і взаємодіє із вільною межею A рідини.

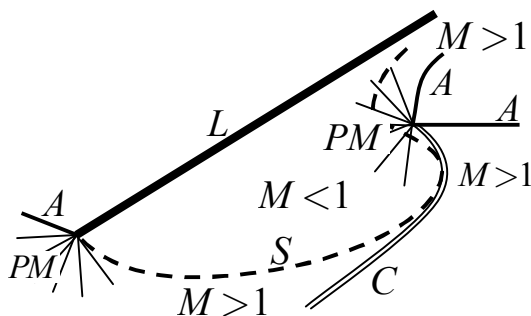


Рис. 5

Стрибок є скривленим і в опуклій головній частині, поверненій у напрямку руху профілю L , є прямим. Надзвуковий потік у головній частині стрибка перетворюється в дозвуковий. У напрямку від головної частини інтенсивність стрибка зменшується, потік за ним залишається надзвуковим, і стрибок вироджується у слабкий розрив. Від вільної межі стрибок відбивається центрованою хвилею розрідження PM , що викривляє та ослаблює його, і потік в околі межі залишається надзвуковим. У точці відбиття тиск зменшується до незбуреного значення, а деформація вільної межі визначається відстанню від стрибка до обтічного профілю, так званою товщиною ударного шару.

Товщина ударного шару визначається параметром Γ (14) та числом M і за інших рівних умов у воді є більшою, ніж у повітрі. При малій товщині ударного шару (число M близько до значення M') в точці відбиття стрибка вільна межа різко викривляється [10], утворюючи бризковий струмінь. При більшій товщині ударного шару збурення вільної межі є незначним (випадок, близький до автотельного) і їм можна знехтувати [3].

Глісуючий профіль обтікається дозвуковим потоком. Спереду він обмежується прямим стрибком ущільнення, позаду – лініями PM течії розширення Прандтля-Майєра. Від надзвукових течій внизу і у вільній межі дозвуковий потік відмежує лінія S контактного розриву.

При оцінці навантаження профілю припустимо, що дозвуковий потік на профілі умовно має швидкість на нескінченості із числом M за прямим стрибком ущільнення. Таке не зовсім строге припущення, відоме як принцип відповідності, наближено виконується для достатньо великої товщини ударного шару за відсутності на обтічній тілі надзвукових зон [12]. Отже, можна із достатньою для інженерних застосувань точністю отримати з формули Релея вираз для величини k_M , що показує

відносну зміну коефіцієнта нормальної сили глісуючого профілю під впливом числа M ,

$$k_M = \frac{2}{nM^2} \left[\frac{\left(\frac{n+1}{2}M^2\right)^{\frac{n}{n-1}}}{\left(\frac{2nM^2}{n+1} - \frac{n-1}{n+1}\right)^{\frac{1}{n-1}}} - 1 \right], 1 < M < M' \quad (15)$$

Вираз (15) є достатньо справедливим в усьому діапазоні чисел $M \leq 1.5$ при кутах диференту $\psi > 2.6^0$.

Для прийнятих припущень можна вважати, що у діапазоні $1 < M < M'$ зміна відносного розташування центра тиску глісуючого профілю буде незначним. За даними Вінченці та Вагонера [11], наприклад, в указаному діапазоні зміщення центра тиску до задньої крайки складає 4 % хорди.

Профіль із приєднаним стрибком ущільнення. При числі $M = M'$ стрибок ущільнення приєднується до профілю у точці його перетину із незбуреною вільною межею. У наближенні ідеальної рідини критична точка гальмування на профілі є відсутня [13]. Течія за стрибком при $M = M'$ є дозвуковою і в подальшому із зростанням швидкості руху при $M = M''$ стає надзвуковою. Величина інтервалу $\Delta M = M'' - M'$ залежить від числа M набіжного потоку і для $M \leq 1.5$ у воді не перевищує значення 0.05. За малості інтервалу ΔM із достатньою для практичних застосувань точністю можна прийняти $\Delta M = 0$ і як число M_s приєднання стрибка, коли швидкість за стрибком стає надзвуковою, вважати значення $M_s = M'$.

Отже для розрахунку похідної коефіцієнта нормальної сили глісуючого плоского профілю при обтіканні із скінченим кутом диференту надзвуковим потоком за приєднаним стрибком ущільнення може бути використано відомий вираз

$$C_n^\psi = \frac{4}{\psi(n+1)} \left(\sin^2 \beta - \frac{1}{M_2} \right), M_s \leq M \leq 1.5, \quad (16)$$

де кут β нахилу стрибка ущільнення визначається із рівняння

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{2[(M^2 - 1) \operatorname{tg}^2 \beta - 1]}{[(n-1)M^2 + 2] \operatorname{tg}^3 \beta + [(n+1)M^2 + 2] \operatorname{tg} \beta}. \quad (17)$$

На рис. 6 в критеріях транзвукової подібності

$$\overline{C_n^\psi} = (n+1)^{\frac{1}{3}} \alpha^{\frac{1}{3}} C_n^\psi \quad (18)$$

та

$$\overline{M} = \frac{(n+1)^{\frac{1}{3}}}{\psi^{\frac{2}{3}}} \left(\frac{M}{\sqrt{\frac{n+1}{2} - \frac{n-1}{2} M^2} - 1} \right). \quad (19)$$

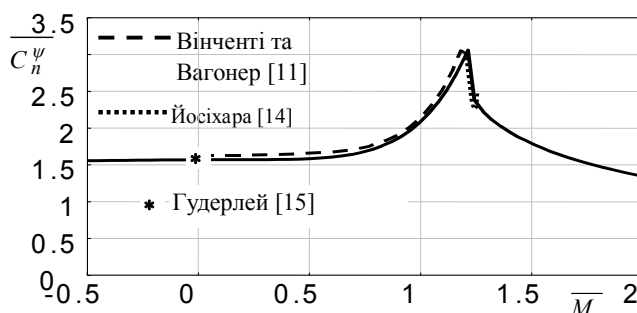


Рис. 6. Гідродинамічні характеристики профілю при транзвуковому тлісуванні із малими кутами диференту

результати розрахунку за запропонованою методикою навантаження на глісуючим профілі при малих кутах диференту в діапазоні $0.95 \leq M \leq 1.25$ порівнюються із результатами Вінченці та Вагонера, Гудерлея и Йосіхари. У прийнятих позначеннях режими руху при M' і M'' відповідають значенням критерію $\overline{M} = 1.18$ і $\overline{M} = 1.26$, режим при $M = 1$ відповідає значенню $\overline{M} = 0$.

Вінченці і Вагонер [11] на основі чисельного розв'язку рівняння Трікомі дослідили обтікання тонкого клину із від'єднаним стрибком ущільнення при $0 < M < 1.05$ і експериментально підтвердили свої результати. Йосіхара [14] отримав наближений розв'язок рівняння годографа для обтікання тонкого клину в діапазоні режимів $1.18 \leq \overline{M} \leq 1.26$, тобто із початку приєднання стрибка ущільнення, коли швидкість за ним ще залишається дозвуковою, до формування приєданого косоного стрибка із надзвуковою швидкістю на клині. У діапазоні $1.05 \leq \overline{M} \leq 1.18$, тобто при наближенні до нуля товщини ударного шару перед приєднанням стрибка, на рис. 6 наведено інтерпольовані значення $\overline{C_n^\psi}$. Оскільки в лінійній теорії надзвукового обтікання прийнято вважати, що навантаження розподіляється порівну між нижньою та верхньою частинами профілю, результати работ [11] и [14] зображено на рис. 6 для половини розрахунку-

кового навантаження клину. Наведені на рис. 6 розрахункові значення $\overline{C_n^\psi}$ для надзвукового обтікання за приєднаним стрибком ущільнення при $\overline{M} > 1.26$, що отримані із використанням співвідношення (16), практично співпадають із наведеними в монографії Гудерлея [12]. Точкою на рис. 6 показано результат Гудерлея [15] для обтікання нижньої поверхні пластини при $M = 1$.

Як видно на рис. 6, отримані у даній роботі розрахункові оцінки для навантаження плоского профілю, глісуючого при $M \leq 1.5$, задовільно узгоджуються із відомими теоретичними результатами та можуть бути використані для розрахунку гідродинамічних характеристик глісуючої пластини.

При $M \geq M''$ центр тиску глісуючого профілю зміщується до середини змоченої довжини. В діапазоні $M' \leq M \leq M''$ відносне розташування центра тиску може бути уточнено інтерполяванням на основі відомих положень щодо безперервності процесу наближення і приєднання стрибка із зростанням швидкості потоку [12].

Пластина скінченного подовження. Визначимо величину носового підпору рідини при надзвуковому глісуванні пластини скінченного подовження. Течія за від'єднаним стрибком ущільнення у воді в гідроакустичному наближенні є ізоентропійною і, отже, потенціальною. Отже при достатньо великій товщині ударного шару носовий підпір рідини у дозвуковому потоці, що обтікає глісуючий профіль за стрибком ущільнення, можна оцінити як для руху профілю при $M \leq 1$ із заміною коефіцієнту Прандтля-Глауєрта в (11) на величину k_M (15)

$$\frac{l}{l_0} = \frac{3 + \sqrt{1 + \frac{1}{\lambda_0}}}{nM^2} \left[\frac{\left(\frac{n+1}{2}M^2\right)^{\frac{n}{n-1}}}{\left(\frac{2nM^2}{n+1} - \frac{n-1}{n+2}\right)^{\frac{1}{n-1}}} - 1 \right], 1 \leq M < M_s. \quad (20)$$

Вираз (20) є достатньо справедливим в усьому діапазоні чисел $M \leq 1.5$ при кутах диференту $\psi > 2.6^\circ$.

При надзвуковій обтіканні ідеальною рідиною за приєднаним стрибком ущільнення на глісуючій профілі є відсутньою критична точка гальмування [13] і, отже, немає носового підпору рідини.

Урахування впливу скінченності подовження на гідродинамічне навантаження глісуючої пластини при надзвуковому обтіканні із від'єднаним стрибком ущільнення може бути виконано за узагальненою формулою Юнга (3), а із приєднаним стрибком – за методом Хілтона [5]:

із від'єднаним стрибком ущільнення при $1 < M \leq M_s$

$$C_{n\lambda}^\psi \Big|_M = \frac{\pi k_\psi k_M C_{n\lambda=0}^\psi \Big|_{M=0}}{\pi + 2\lambda k_\psi k_M C_{n\lambda=0}^\psi \Big|_{M=0}}, \quad (21)$$

із приєднаним стрибком ущільнення при $M_s \leq M \leq 1.5$

$$C_{n\lambda}^{\psi}|_M = \frac{4}{\psi(n+1)} \left(\sin^2 \beta - \frac{1}{M^2} \right) \left[1 - \frac{1}{2R} \right], \quad R = \lambda \sqrt{M^2 - 1} > 1,$$

$$C_{n\lambda}^{\psi}|_M = \frac{4}{\pi\psi(n+1)R} \left(\sin^2 \beta - \frac{1}{M^2} \right) \times \quad (22)$$

$$\times \left[(2R-1)\arcsin R + R(R-2)\ln \frac{1+\sqrt{1-R^2}}{R} + \right.$$

$$\left. + (1+R)\sqrt{1-R^2} \right] 0.5 < R \leq 1.0.$$

Для прийнятих припущень можна вважати, що врахування впливу скінченності подовження глісуючої пластини на відносне розташування центра тиску в діапазоні режимів $0 < M \leq M_s$ наближено можна оцінити методами, що є прийнятими для нестисливої рідини, а для режимів $M > M_s$ центр тиску розташовується на середині змоченої довжини.

На рис. 7 і рис. 8 зображено гідродинамічні коефіцієнти глісуючої пластини із різними початковими подовженнями та кутами диференту в діапазоні $0 \leq M \leq 1.5$. На рис. 7 показано режими із приєднанням стрибка ущільнення, а на рис. 8 – із від'єднаним стрибком.

Значення величин C_n^{ψ} при $M = 0$ на рис. 7 і рис. 8 відповідають відомим результатам для глісування по поверхні нестисливої рідини.

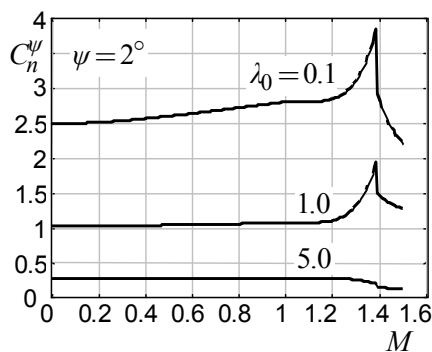


Рис. 7. Гідродинамічні характеристики пластин скінченого подовження при дозвуковому та надзвуковому глісуванні з приєднанням стрибка ущільнення

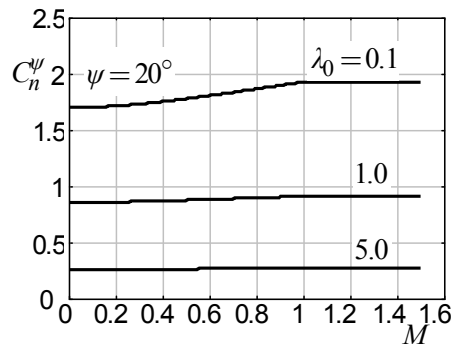


Рис. 8. Гідродинамічні характеристики пластин скінченого подовження при дозвуковому та надзвуковому глісуванні з від'єднаним стрибком ущільнення

Висновки. Для ізоентропійного рівняння стану води вперше отримано кількісну оцінку впливу стисливості при русі тіл із числами $M \leq 1.5$ із від'єднаним та приєднаним стрибком ущільнення.

Запропоновано правило перерахунку коефіцієнтів тиску при обтіканні нижньої поверхні тонкого профілю нестисливою рідиною на їхні значення при заданім числі $M \leq 1.5$. На відміну від правила Прандтля-Глауерта запропонований підхід враховує термодинамічні властивості середовища.

Виконано кількісну оцінку гідродинамічних характеристик і величини носового підпору пластини скінченного подовження $\lambda \geq 0.01$, глісуючої з кутами диференту $\psi \leq 60^\circ$ при числах $M \leq 1.5$ із від'єднаним і приєднаним стрибком ущільнення.

Отримані результати задовільно узгоджуються із відомими теоретичними розв'язками і експериментальними даними і можуть бути використані для розрахунку демпфувальних сил на глісуючих інтерцепторах суперкавітуючих підводних тіл.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Егоров И.Т. *Ходкость и мореходность глиссирующих судов*/ И.Т. Егоров, М.М. Буньков, Ю.М. Садовников. – Л.: Судостроение, 1978. – 335 с.
2. Vorus W.S. *A flat cylinder theory for vessel impact and steady planing resistance* // *Journal of Ship Research*. – 1996. – 40. – № 2. – P. 89-106.
3. Коул Р. *Подводные взрывы*. – М.: Изд. иностр. лит., 1950. – 494 с.
4. Kusakawa, Ken-Ichi. *On the two-dimensional compressible flow over a thin symmetric obstacle with sharp shoulders placed in an unbounded fluid and in a choked wind tunnel* // *J. Phys. Soc. Japan*. – 1957. – 12, № 9. – P. 1031-1041.
5. Хилтон У.Ф. *Аэродинамика больших скоростей*. – М.: Изд. иностр. лит., 1955. – 504 с.
6. Седов Л.И. *Плоские задачи гидродинамики и аэродинамики*. – М.: Наука, 1950. – 275 с.
7. Wagner H. *Über stoss – und gleitvorgänge an der oberfläche von flussigkeiten* // *ZAMM*. – 1932. – Н. 4. – S. 193-213.
8. Гриб А.А., Рыжов О.С., Христианович С.А. *Теория коротких волн* // *Журнал прикл. мех. и техн. физики*. – 1961. – № 1. – С. 63-75.
9. Чёрный Г.Г. *Газовая динамика*. – М.: Наука, 1988. – 424 с.
10. *Сверхзвуковые газовые струи*. – Новосибирск: Наука, 1983. – 201 с.

11. *Vincenti W.G., Wagoner C.B. Transonic flow past a wedge profile with detached bow wave // NACA Rep. 1180. – 1954.*
12. *Guderley K.G. Theorie schallnaher stromungen. – Berlin, 1957. – 421 s.*
13. *Нейланд В.Я. К асимптотической теории присоединения сверхзвукового потока // Труды ЦАГИ. – 1975. – Вып. 1650. – С. 3-16.*
14. *Yoshihara H. On the flow over a wedge in the upper transonic region // Proc. of the Second National Congress of Applied Mechanics. – Ann Arbor, 1954.*
15. *Guderley K.G. The flow over a flat plat with a small angle attack at Mach number 1 // Journ. of Aeronaut. Sci. – 1954. – 21, № 4. – P. 261-270.*

Стаття надійшла до редакції 11.11.2015

УДК 533.6.011:532.5.013

В.И. Коробов

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ
ГИДРОДИНАМИКИ КОЛЕБЛЮЩЕГОСЯ КРЫЛА

Приведены результаты исследований гидродинамических характеристик колеблющегося крыла относительно трансверсальной оси в гидродинамической трубе. Мгновенные значения коэффициентов подъемной силы и сопротивления / тяги по углу атаки, который изменялся по гармоническому закону, превышают данные для стационарной продувки.

Ключевые слова: колеблющееся крыло, мгновенные гидродинамические характеристики.

Приведені результати досліджень гідродинамічних характеристик крила, що коливається відносно трансверсальної осі в гідродинамічній трубі. Миттєві значення коефіцієнтів підйомної сили і опору / тяги по куту атаки, який змінювався за гармонійним законом, перевищують дані для стаціонарного продування.

Ключові слова: крило, що коливається, миттєві гідродинамічні характеристики.

Results over of researches of hydrodynamic characteristics of hesitating wing of relatively transversal axis are brought in a wind tunnel. The instantaneous values of lift and resistance/traction coefficients on the attack angle, which changed by harmonic law, exceed data for the stationary experiments.

Keywords: hesitating wing, instantaneous hydrodynamic characteristics.

Введение. В большинстве устройств, в которых в качестве рабочего элемента используется крыльевой профиль, реализуется нестационарное обтекание. Это характерно, например, для винта при работе в косом потоке, для гидротурбины с вертикальной осью (ротор Дарье).

Обоснованность применения поправок или дополнительных слагаемых при определении динамических характеристик многолопастной гидротурбины с использованием модифицированной теоремы Жуковского для решетки профилей, можно подтвердить или опровергнуть либо прямым численным решением нестационарной задачи обтекания ротора турбины, либо прямым экспериментом. Однако в эксперименте с турбиной практически не возможно отследить мгновенные характеристики профиля, из которых складываются параметры турбины. При этом можно воспользоваться данными по гидродинамике колеблющегося крыла.

© Коробов В.И., 2015

Изучению гидродинамических характеристик крыла, которое колеблется в потоке, посвящено много работ. В большинстве своем это теоретические и численные исследования [1-3]. Незначительная часть экспериментальных работ в основном направлена на оценку пропульсивных характеристик колеблющегося крыла [4-6].

Системный анализ характеристик колеблющихся профилей приведен в экспериментальной работе [7], однако там представлены только осредненные за период характеристики профиля, что делает эти результаты практически неприменимыми для турбины.

Учитывая эти обстоятельства целесообразно вернуться к анализу нестационарного обтекания одиночного профиля и определения мгновенных параметров (сопротивления-тяги, подъемной силы) при его колебательном движении в натекающем потоке.

Настоящая работа поставлена с целью определения мгновенных значений гидродинамических характеристик жесткого крыла, которое колеблется в потоке по углу атаки. В основу методики исследований положен эксперимент в гидродинамической трубе.

Изложение основного материала. В качестве объекта исследований использовано крыло малого удлинения прямоугольной формы в плане с небольшими торцевыми шайбами. Профиль крыла симметричный, хорда $b = 120$ мм, удлинение $\lambda = 1,5$ ($\lambda = l/b$, где l – размах крыла), толщина профиля $c = 20$ %. Ось вращения крыла смещена от носика профиля крыла на расстояние $x_{ц} = 0,3 b$.

Эксперименты проводились в гидродинамической трубе 5 (ГДТ) (рис.1) в диапазоне скоростей $U = 0,2-2,0$ м/с.

Крыло 4 крепилось в рабочем участке ГДТ к 2-х компонентным тензометрическим весам 1. Вращение крыла относительно трансверсальной оси Z (3) осуществлялось с помощью электромеханизма 2. При этом электромеханизм обеспечивал перекладку крыла таким образом, что угол поворота крыла во времени изменялся по гармоническому закону $\alpha(t) = \beta \sin \omega t$, где ω – круговая частота колебаний; β – амплитуда угловых колебаний; $\beta = 30^\circ$.

Частота колебаний крыла в экспериментах f регулировалась в пределах 0,2-2,0 Гц.

Сечение рабочего участка (РЧ) ГДТ квадратное с размерами 400 мм x 400 мм. Площадь поперечного сечения РЧ $F = 0,16$ м². Загромождение потока крылом РЧ ГДТ в пределах полупериода колебаний крыла изменялось в пределах от $S_{voz}/F = 1,95$ % до $S_{voz}/F = 4,5$ %.

В процессе эксперимента регистрировались мгновенные значения продольной (X) и поперечной (Y) компонент гидродинамической силы, действующей на крыло, а также текущий угол колебания крыла α .

Отображение и запись информации, получаемой от датчиков, производились на цифровом осциллографе Tektronix TDS 2014 В.

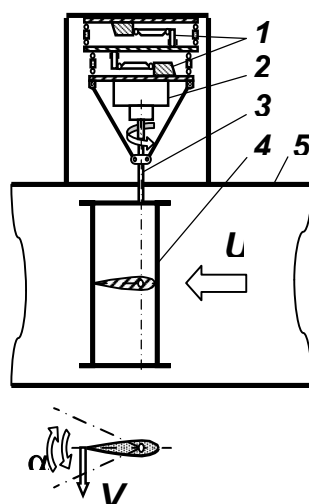


Рис. 1. Схема размещения крыла
в рабочем участке гидродинамической трубы

При разработке методики динамического эксперимента вопросу повышения точности измерений уделялось особое внимание.

Точность регистрации по углу перекладки составляла $\pm 0,25$ градуса и определялась дискретностью датчика.

В процессе экспериментов изменялась частота перекладки крыла и, соответственно, величина регистрируемых сил. Для повышения точности измерений силовых компонент весь диапазон измерений по частоте разбивался на ряд поддиапазонов с разным коэффициентом усиления сигнала таким образом, что погрешность измерений не превышала соответственно 5 % в начале и 3 % в конце поддиапазона.

Особенности конструкции тензоподвески, в которой реализован остронаправленный минимум жесткости во взаимно перпендикулярном направлении, обеспечили практически полное отсутствие взаимного влияния компонент X и Y .

Механизм колебательного привода в сборе с крылом максимально сбалансированы. Для устранения влияния остаточного сигнала от инерционной составляющей первоначально осуществлялись колебания крыла в воздухе. Затем зафиксированный сигнал вычитался из данных испытаний крыла в гидродинамической трубе. Итоговая информация содержала только данные по гидродинамической нагрузке.

Результаты экспериментов представлены в виде гидродинамических коэффициентов C_y и C_x , которые связаны с силами известными соотношениями

$$X = C_x S q, \quad Y = C_y S q,$$

где $q = (1/2) \rho U^2$ – скоростной напор;

S – площадь крыла.

Гидродинамические коэффициенты крыла (C_y , C_x) в зависимости от угла атаки α при стационарной продувке ($\omega = 0$), т.е. при отсутствии колебаний крыла, показаны на рис. 2: кривая 1 – $C_y(\alpha)$, кривая 2 – $C_x(\alpha)$. Эти данные согласуются с данными других авторов [7; 8] (крив. 3 и 4).

Экспериментальные зависимости амплитуды коэффициента подъемной силы C_{yA} от частоты колебаний f для разных значений скорости набегающего потока приведены на рис. 3.

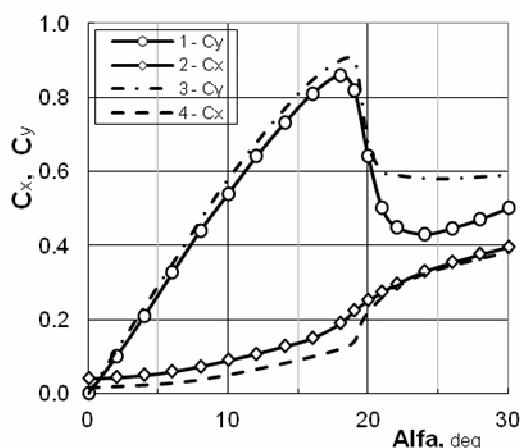


Рис. 2

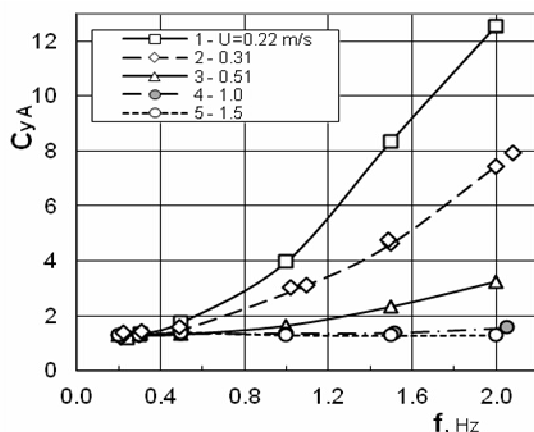


Рис. 3

Максимальные значения коэффициента продольной силы $C_{X \max}$ (тяга), а также минимальные значения коэффициента продольной силы $C_{X \min}$ (сопротивление), в пределах одного периода колебаний, в зависимости от частоты колебаний f для разных значений скорости набегающего потока приведены на рис. 4.

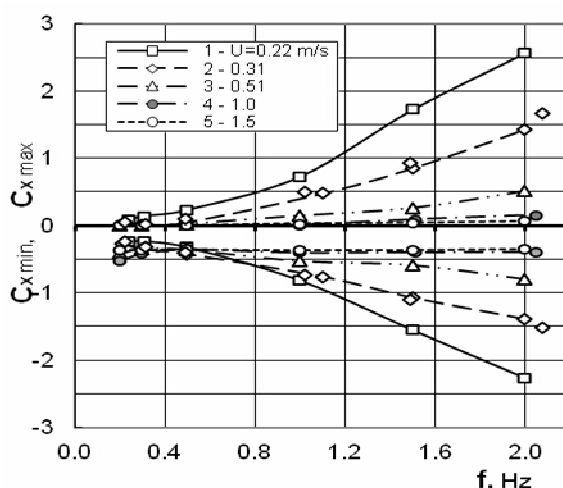


Рис. 4

Эти же гидродинамические характеристики колеблющегося крыла, представленные в виде зависимости от безразмерной скорости V_k / U , приведены соответственно на рис. 4 и рис. 5, где U – скорость потока в РЧ ГДТ, $V_k = \omega r$ – максимальное значение (поперечной) скорости задней кромки крыла за период колебаний (рис. 1), $r = b - x_{ц}$ – расстояние от задней кромки крыла до оси вращения. Кинематический параметр V_k / U является обратной величиной относительной скорости λ_p , который, в свою очередь, по своей сущности аналогичен относительной поступи гребного винта. Данные всех опытов на разных скоростях, представленные в таком виде, разместились на одной универсальной экспериментальной кривой.

Изменение величины продольной и поперечной компонент гидродинамической силы в пределах одного периода колебаний в зависимости от мгновенного значения угла колебания крыла показано на рис. 7 и рис. 8. Представлены характерные данные для 3-х режимов колебаний, отличающиеся по безразмерной скорости: кривая 1 – $V_k / U = 0,52$ ($U = 0,51$ м/с, $f = 1,0$ Гц); кривая 2 – $V_k / U = 1,29$ ($U = 0,31$ м/с, $f = 1,5$ Гц); кривая 3 – $V_k / U = 2,43$ ($U = 0,22$ м/с, $f = 2,0$ Гц).

Максимальные значения гидродинамических коэффициентов силы сопротивления (тяги) C_x , а также поперечной (подъемной) силы C_y , в пределах одного периода колебаний на соответствующих режимах, по абсолютной величине соответствуют данным, приведенным на графиках – рис. 5. и рис. 6.

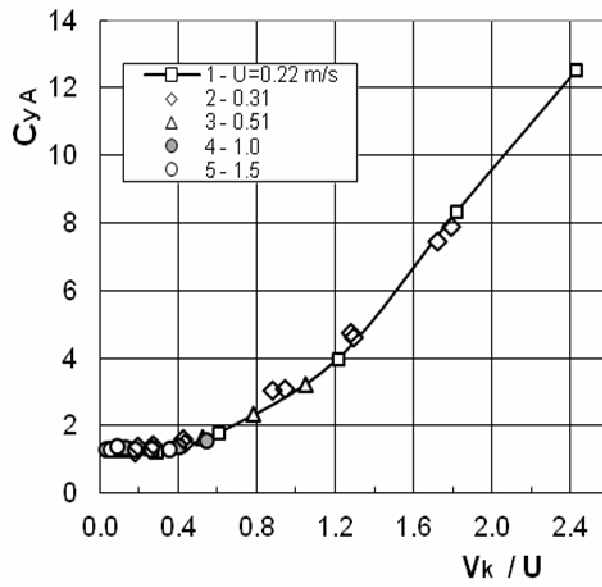


Рис. 5

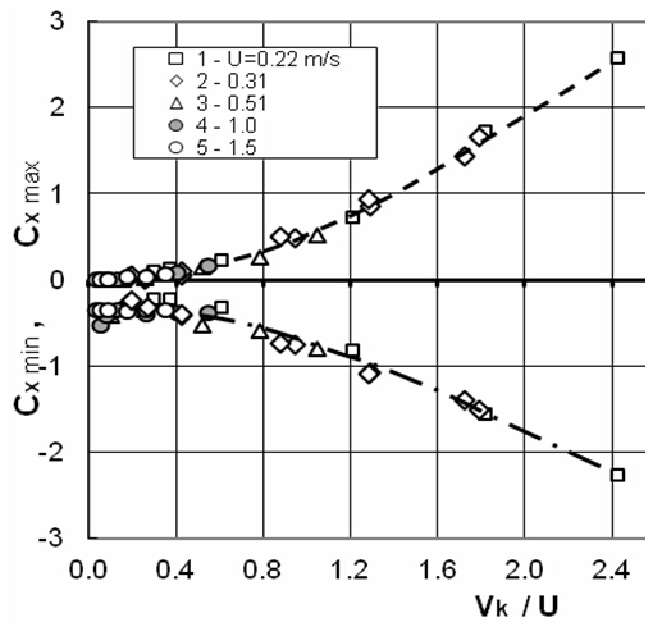


Рис. 6

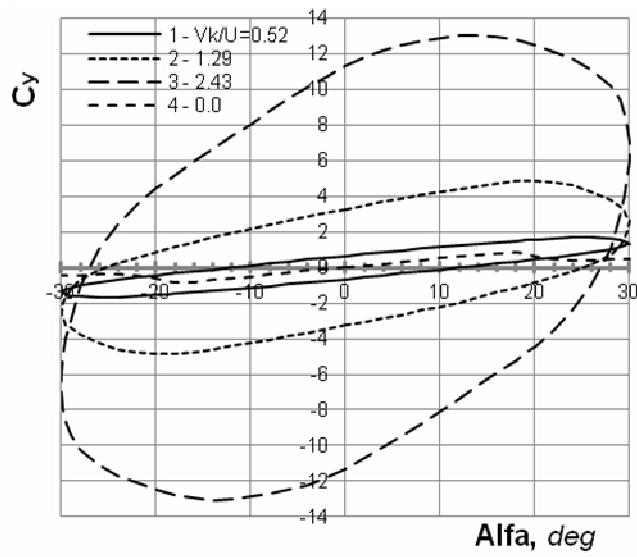


Рис. 7

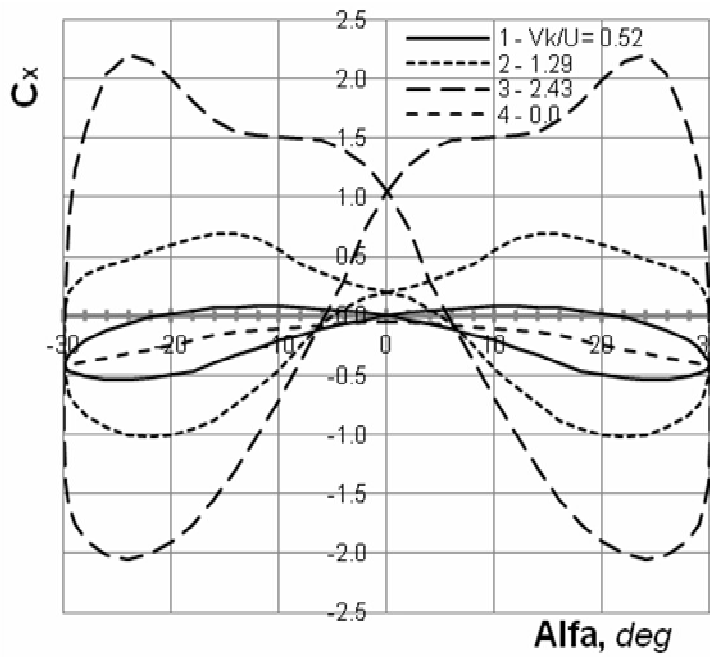


Рис. 8

С ростом частоты крутильных гармонических колебаний крыла (а также с увеличением параметра безразмерной скорости V_k/U) максимум значений коэффициента поперечной (подъемной) силы C_y , в пределах одного полупериода колебаний, смещается от предельных углов перекидки крыла в область меньших значений угла (от $\alpha = 28^\circ$ до $\alpha = 14^\circ$ на рис. 7).

Для значений коэффициента силы сопротивления (тяги) C_x наблюдается обратный эффект. С ростом величины безразмерного параметра V_k/U колебаний крыла максимум значений коэффициента C_x перемещается ближе к предельным значениям угла динамической перекидки крыла.

Следует отметить, что с ростом частоты крутильных колебаний крыла в пределах периода наблюдается преобладание силы тяги над силой сопротивления. На таких режимах обтекания колеблющееся по углу атаки крыло выполняет роль гидродинамического движителя. Однако гидродинамическая эффективность в этом случае ниже, чем у колеблющегося крыла с двумя степенями свободы [7].

Для сравнения на рис. 7 и рис. 8 (крив. 4) также приведены результаты стационарной ($\omega = 0$) продувки крыла (рис. 2). Мгновенные значения гидродинамических параметров колеблющегося крыла значительно превышают (в рамках эксперимента – на порядок) соответствующие характеристики при стационарном обтекании.

Выводы. С ростом частоты колебаний крыла мгновенные значения гидродинамической нагрузки многократно возрастают.

Режим нестационарного обтекания крыла приводит к значительным динамическим перегрузкам конструкции.

Результаты измерений гидродинамических характеристик колеблющегося крыла подтверждают вывод, полученный применительно к винтам при работе в косом потоке. Анализ натурных данных и результатов лабораторных экспериментов показывает, что определение переменной силы, возникающей на на лопасти в таком режиме, по кривым действия приводит к меньшему значению переменной нагрузки по сравнению с реальной ее величиной. А это, в свою очередь, приводит к недооценке циклической прочности винтов при работе за корпусом (например) судна на подводных крыльях.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Некрасов А.И. Теория крыла в нестационарном потоке. – М.-Л.: Изд-во АН СССР, 1947. – 258 с.
2. Белоцерковский С.М., Скрипач Б.К., Табачников В.Г. Крыло в нестационарном потоке газа. – М.: Наука, 1971. – 767 с.
3. Рождественский К.В., Рыжов В.А. Математические модели в теории машущего крыла. – Л.: Изд. Ленинградского кораблестроительного института, 1985. – 89 с.

4. Горелов Д.Н. Экспериментальное исследование тяги машущего крыла // Бионика. – К.: Наукова думка, 1980. – Вып.14. – С.42-45.
5. De Lourier J.D., Harris J.M. Experimental study of oscillating – wing propulsion // J. Aircraft. – 1982. – № 5. – P. 368-373.
6. Глушко В.Н., Каян В.П., Кочин В.А. Об оптимизации пропульсивных характеристик машущего двигателя // Бионика. – К.: Наукова думка, 1992. – Вып.2 5. – С.75-80.
7. Гребешов Э.П., Сагоян О.А. Гидродинамические характеристики колеблющегося крыла, выполняющего функции несущего элемента и двигателя // Тр. ЦАГИ. – М., 1976. – Вып. 1725. – С.3-30.
8. Табачников В.Г. Стационарные характеристики крыльев на малых скоростях во всем диапазоне углов атаки // Тр. ЦАГИ. – М., 1974. – Вып. 1621. – С.79-93.

Стаття надійшла до редакції 10.12.2015

УДК 629.5.018.71

С.В. Кривко, В.В. Мороз

**БУКСИРОВОЧНЫЕ ИСПЫТАНИЯ МОДЕЛИ
ПОЛУГЛИССИРУЮЩЕГО КАТЕРА С БОРТОВЫМИ КАВИТАТОРАМИ**

На конкретном примере демонстрируется возможность снижения буксировочного сопротивления полуглиссирующего катера с помощью бортовых кавитаторов. Приводятся результаты визуализации кавитационного течения вдоль борта катера за клинообразным кавитатором. Дана оценка эффективности бортового кавитатора с точки зрения снижения буксировочного сопротивления.

Ключевые слова: бортовой кавитатор, режимы плавания судов, буксировочное сопротивление.

На конкретному прикладі демонструється можливість зниження буксировочного опору напівглісуючого катера за допомогою бортових кавітаторів. Приводяться результати візуалізації кавітаційної течії вздовж борту катера за клиноподібним кавітатором. Дана оцінка ефективності ютового кавітатора з точки зору зменшення буксировочного опору.

Ключові слова: бортовий кавітатор, режими плавання суден, буксирний опір.

A specific example demonstrated the ability to reduce the towing resistance of semi planing boat using onboard cavitators. The results of visualization of the cavitation flow along the shipboard of the wedge-shaped boats cavitator. Efficiencies of board cavitator in terms of reduced towing resistance measured.

Keywords: board cavitator, modes of navigation, towing resistance .

Введение. Как известно [1], в зависимости от соотношения скорости и водоизмещения судна могут наблюдаться три характерных режима его плавания, а именно: водоизмещающий, переходный и глиссирование. Параметром, определяющим режим движения судна, является число Фруда, вычисленное по объемному водоизмещению судна, $Fr_V = v / \sqrt{g^3 V}$, где v – скорость судна; g – ускорение силы тяжести; V – объемное водоизмещение судна). При числах Фруда $Fr_V < 1$ наблюдается водоизмещающий режим движения. В диапазоне чисел Фруда $1 < Fr_V < 3$ наблюдается переходный режим движения. При числах Фруда $Fr_V > 3$ наблюдается режим глиссирования.

© Кривко С.В., Мороз В.В., 2015

В общем балансе гидродинамического сопротивления судна в зависимости от режима движения доминирующими являются силы той или иной природы. В частности, в водоизмещающем режиме движения доминирующими являются силы трения, в переходном режиме – силы волновой природы, а в режиме глиссирования — силы давления и трения. С целью снижения гидродинамического сопротивления в практике судостроения сложились определенные подходы к формообразованию обводов корпусов судов в зависимости от их режима движения [2; 3]. Так, например, суда, эксплуатирующиеся в переходном режиме движения, отличаются большим удлинением корпуса, подъемом батоксов в корме и острыми обводами носовой оконечности. Суда, эксплуатирующиеся в режиме глиссирования, имеют относительно небольшое удлинение корпуса и ярко выраженную глиссирующую площадку в кормовой части корпуса с прямыми батоксами.

В настоящее время все большее применение находят суда, эксплуатирующиеся в двух режимах. Чаще всего – в переходном и глиссирующем режимах [3; 4]. При этом переходный режим движения, как правило, является основным, а режим глиссирования — кратковременным. Такой тип судна называется полуглиссирующим. Исходя из этого, главные размерения и форма корпуса судна оптимизируются для плавания в переходном режиме, а для уменьшения гидродинамического сопротивления в режиме глиссирования используются различные гидродинамические приспособления, позволяющие уменьшить сопротивление трения или давления. Наибольшее распространение получили приспособления, позволяющие уменьшить смоченную поверхность путем организации искусственных вентилируемых каверн на отдельных участках корпуса судна [6]. Вентилируемые каверны образуются путем использования кавитаторов, которые имеют клиновидную форму и изготавливаются в виде накладок на корпус судна. Такой способ образования искусственных вентилируемых каверн имеет ряд преимуществ по сравнению с традиционным реданным корпусом, в частности, упрощается конструкция корпуса глиссирующего судна. В тоже время, для образования устойчивой вентилируемой каверны за кавитатором, например, на днище судна, необходима постоянная подача воздуха в каверну. Значительный интерес представляет образование вентилируемых каверн на вертикальных поверхностях. В этом случае кавитатор пересекает свободную поверхность, и воздух поступает в каверну самотеком вдоль кавитатора. Такой способ искусственной вентиляции каверн успешно применяется для создания вентилируемых каверн на вертикальных стойках судов на подводных крыльях [5]. Однако, имеется весьма ограниченное количество результатов экспериментальных исследований по созданию протяженных вентилируемых каверн на вертикальных стенках и их эффективности с точки зрения снижения гидродинамического сопротивления полуглиссирующего судна. Поэтому, поиск эффективных способов создания вентилируе-

мых каверн на бортах полуглиссирующего судна представляется **актуальной задачей**.

Целью настоящей работы является определение эффективности бортовых кавитаторов с точки зрения снижения буксировочного сопротивления полуглиссирующего судна.

Работа выполнялась путем проведения модельного эксперимента, основанного на методе буксировки модели судна в скоростном опытовом бассейне Института гидромеханики НАН Украины.

Изложение основного материала. Объектом исследований являлось буксировочное сопротивление модели полуглиссирующего катера, форма корпуса которого показана на рисунке 1. Форма корпуса модели полуглиссирующего катера аналогична известной форме модели Клемента-Блаунта [1], отличительной особенностью которой является то, что кормовая часть корпуса (от миделя до транца) имеет постоянный угол килеватости и, по сути, является плоско-килеватой пластиной.

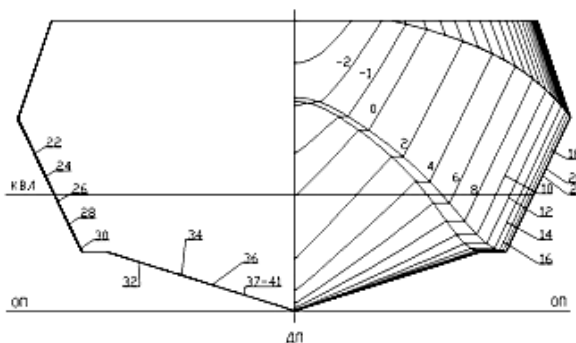


Рис. 1. Проекция корпуса теоретического чертежа полуглиссирующего катера

Модель катера была изготовлена из стеклопластика и имела следующие главные размерения:

- длина наибольшая, мм 1530
- длина по скуле, мм 1470
- ширина наибольшая, мм 320
- осадка по конструктивную ватерлинию, м 67
- угол килеватости на миделе/транце, град. 17
- весовое водоизмещение, кг 16,3
- отстояние центра тяжести от транца, мм 573

На обоих бортах модели катера были установлены клиновидные ботовые кавитаторы, схема установки которых показана на рисунке 2.

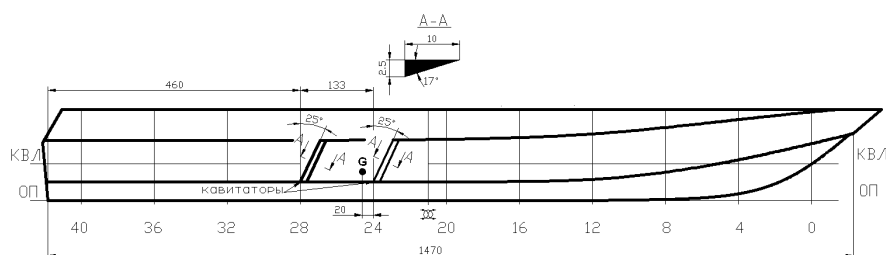


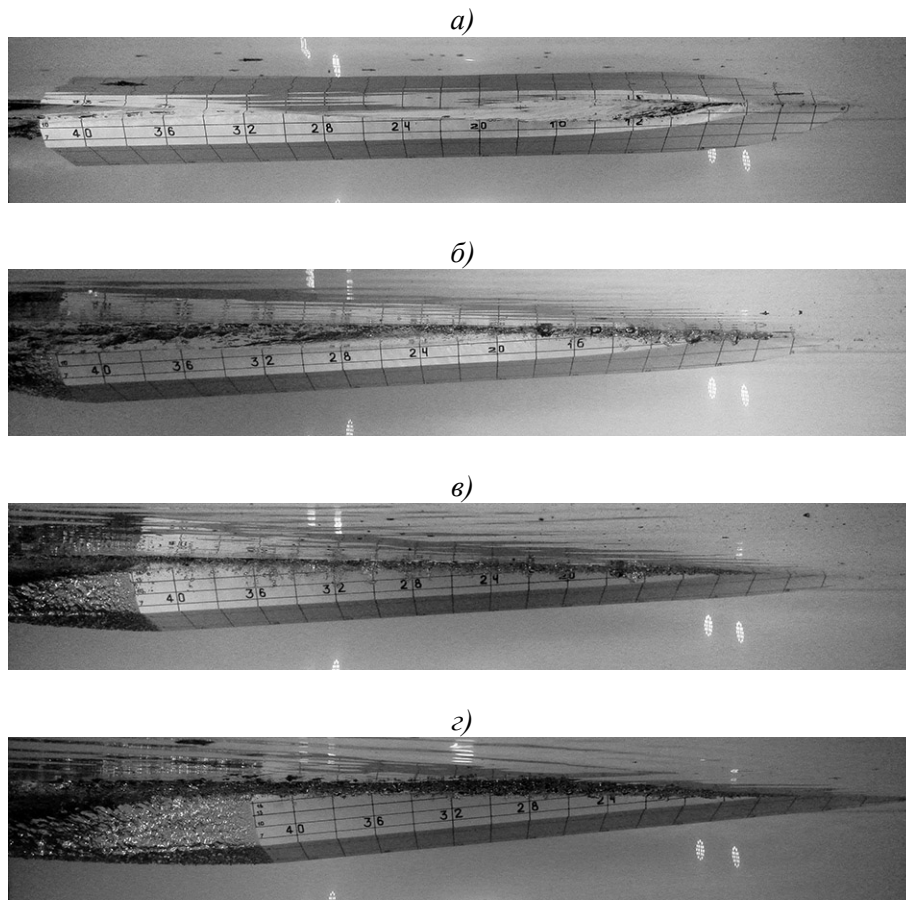
Рис. 2. Схема установки бортовых кавитаторов на модели катера

Кавитаторы были изготовлены в виде накладных планок и имели поперечное сечение в виде прямоугольного треугольника со сторонами 10 и 2,5 мм соответственно. Угол раствора кавитатора составлял 17 градусов.

Модель судна крепились к буксировочной системе опытового бассейна с помощью специальной шарнирной подвески, которая позволяла модели свободно осуществлять вертикальные перемещения и угловые колебания в продольно-вертикальной плоскости. На шарнирной подвеске были установлены датчики для регистрации вертикальных перемещений модели и ходового дифферента. Вся шарнирная подвеска бала закреплена к однокомпонентному тензометрическому динамометру, который позволял регистрировать буксировочное сопротивление модели.

Буксировочные испытания проводились в соответствии с рекомендациями ПТС №7.5-02-02-01 [7]. При этом модель катера была испытана в комбинации «с кавитаторами» и «без кавитаторов». Для оценки эффективности бортовых кавитаторов была рассмотрена зависимость обратного гидродинамического качества модели R_x/Δ , где R_x – буксировочное сопротивление модели; Δ – весовое водоизмещение модели) от числа Фруда Fr_V , вычисленного по объемному водоизмещению. Модель катера была испытана в диапазоне скоростей буксировки от 1,3 м/с до 6,0 м/с, что соответствует диапазону чисел Фруда Fr_V от 0,9 до 3,8. Таким образом, был исследован переходный режим движения и режим глиссирования. В процессе проведения буксировочных испытаний осуществлялась фотосъемка подводной части корпуса катера.

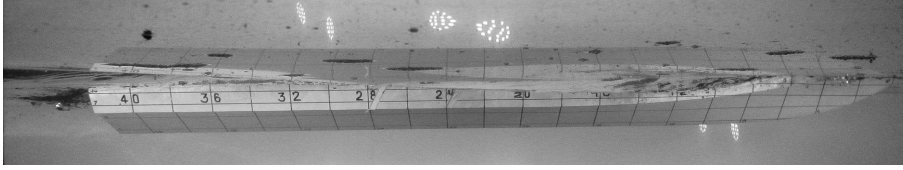
Характерный вид подводной части модели катера «без кавитаторов» при различных режимах движения показан на рисунке 3. На приведенных фотографиях видно, что при увеличении скорости буксировки борта модели остаются замытыми. Это приводит к увеличению смоченной поверхности и как следствие – к увеличению сопротивления трения модели при ее движении в режиме глиссирования.



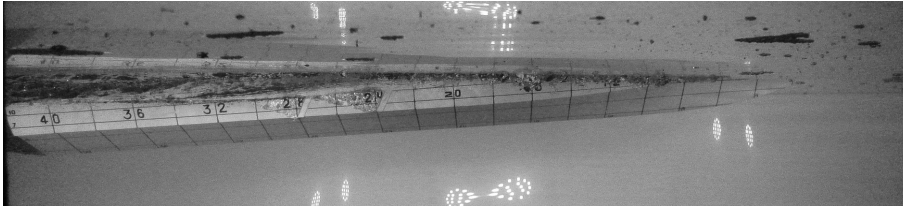
*Рис. 3. Характерный вид подводной части модели «без кавитаторов»:
а) скорость буксировки 1,31 м/с; б) скорость буксировки 2,40 м/с;
в) скорость буксировки 4,01 м/с; г) скорость буксировки 4,81 м/с*

На рисунке 4 показан характерный вид подводной части модели катера «с кавитаторами» при различных режимах движения. На приведенных фотографиях видно, что на малых скоростях буксировки, соответствующих началу переходного режима движения, каверны не образуются. На больших скоростях буксировки, соответствующих концу переходного режима и глиссированию, за бортовыми кавитаторами образуются вентилируемые каверны, которые с увеличением скорости буксировки охватывают весь борт модели катера.

а)



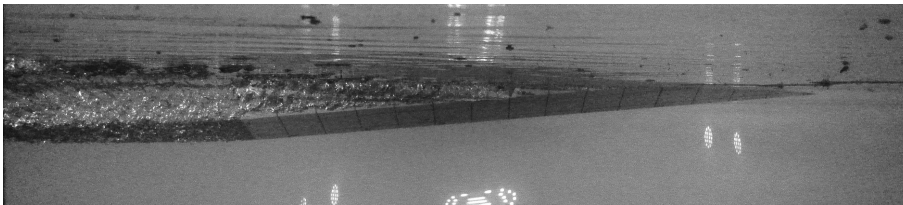
б)



в)



г)



*Рис. 4. Характерный вид подводной части модели «с кавитаторами»:
а) скорость буксировки 1,33 м/с; б) скорость буксировки 2,37 м/с;
в) скорость буксировки 4,53 м/с; г) скорость буксировки 6,09 м/с*

На рисунке 5 представлены результаты буксировочных испытаний. Результаты буксировочных испытаний позволяют сделать **ВЫВОД** о том, что бортовые кавитаторы позволяют уменьшить буксировочное сопротивление полуглиссирующего катера.

Степень уменьшения буксировочного сопротивления пропорциональна степени уменьшения смоченной поверхности. В исследованном варианте нагрузки полуглиссирующего катера уменьшение буксировочного сопротивления достигло $\approx 10\%$.

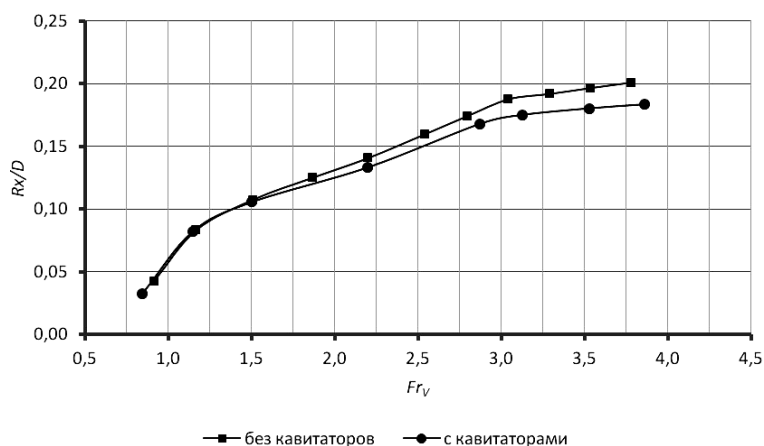


Рис. 5. Залежність зворотного гідродинамічного показника моделі полуглиссируючого катера від числа Фруда

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Егоров И.Т. Ходкость и мореходность глиссирующих судов / И.Т. Егоров, М.М. Буньков, Ю.М. Садовников. – Л.: Судостроение, 1978. – 336 с.
2. Odd M. Faltinsen. Hydrodynamics of High-Speed Marine Vehicles / Odd M. Faltinsen. – Cambridge University Press, 2005. – 454 p.
3. Рюмин С. Обводы быстроходных катеров: история и перспективы // Катера и яхты. – 2008. – № 4 (214). – С.72-75.
4. Масеев М.Б. Гидродинамические исследования двухрежимных обводов // Катера и яхты. – 1975. – № 6 (58). – С.37-39.
5. Егоров И.Т. Искусственная кавитация / И.Т. Егоров, Ю.Н. Садовников, И.К. Исаев, М.А. Басин. – Л.: Судостроение. – 1971. – 280 с.
6. Eugene P. Clement. The Dynaplane Design for Planing Motorboats / Eugene P. Clement, Lawrence J. Doctors and John G. Hoyt. III – Ninth International Conference on Fast Sea Transportation. FAST 2007. – Shanghai, China. – September 2007.
7. Testing and Extrapolation Methods. High Speed Marine Vehicles. Resistance Test // ITTC – Recommended Procedures and Guidelines № 7.5-02-05-01. – 25rd

Стаття надійшла до редакції 25.11.2015

УДК 629.5.018.1;629.5.018.712

Demidiuk A.V., Kosoy M.B.

**EVALUATION METHOD OF FRICTION
OF GRAVITATIONAL TYPE TOWING TANK TOWING SYSTEM**

The method of determination of the coefficients of friction forces of the gravity type towing tank towing system, based on the study of kinematic characteristics of the equivalent simulating system. The technique is based on a comparison of the values of velocity and acceleration of the towing load, obtained experimentally and calculated from the analytical solution of the problem of the motion of the towing system.

Keywords: *gravitational type towing tank, towing system, coefficients of forces and moments of friction.*

Запропоновано методику визначення коефіцієнтів сил тертя буксирувальної системи дослідного басейну гравітаційного типу, заснована на дослідженні кінематичних характеристик еквівалентної моделюючої системи. Методика побудована на порівнянні значень швидкості і прискорення буксирувального вантажу, отриманих експериментально і отриманих з аналітичного рішення задачі про рух буксирувальної системи.

Ключові слова: *дослідний басейн гравітаційного типу, буксирувальна система, коефіцієнти сил і моментів тертя.*

Предложена методика определения коэффициентов сил трения буксировочной системы опытового бассейна гравитационного типа, основанная на исследовании кинематических характеристик эквивалентной моделирующей системы. Методика построена на сравнении значений скорости и ускорения буксирующего груза, полученных экспериментально и вычисленных из аналитического решения задачи о движении буксировочной системы.

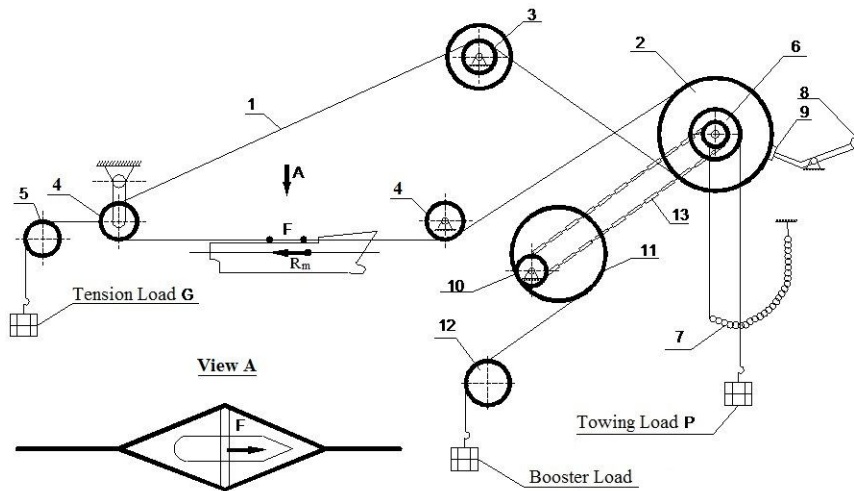
Ключевые слова: *опытовый бассейн гравитационного типа, буксировочная система, коэффициенты сил и моментов трения.*

Introduction. The Odessa National Maritime University (further ONMU) towing tank was founded in 1930, it came into operation in 1932. Structurally, it belongs to the gravitational type towing tanks of Wellenkamp system [1].

Unlike the basins of Froude type [2] the main feature of this type of towing tanks is the presence of a rope system, via which the vessels model is being towed. In this case the model is attached to the looped rope and moves under the action of the towing load, descending into a special shaft.

© Demidiuk A.V., Kosoy M.B, 2015

The scheme of the towing system of ONMU towing tank is shown on a Figure 1.



*Fig. 1. The scheme of the ONMU towing tank towing system:
1 – main towing rope; 2 – driving pulley; 3 – measuring pulley;
4 – discharging pulley; 5 – idler; 6 – towing load pulley;
7 – compensating chain load; 8 – starting lever; 9 – friction brake;
10 – accelerating device; 11 – accelerating load pulley;
12 – discharging pulley; 13 – chain belt*

The presence of the rope wiring causes appearance of inevitable forces of friction in pulleys. Thus, the control of friction of the towing system in the process of realization of towing tests is an important technological process influencing on the results of experimental researches.

Usually control of friction in the ONMU towing tank is conducted by running the system in free oscillation mode, i.e. without a model under the influence of small-sized towing load (0.1-0.2 kg). Force of friction was determined in dimensional form the in assumption of its permanence in a narrow range of velocity of the system (about 1.0 m/s). The disadvantage of such method is a necessity for the hand selection of ranges of speeds at the periods of acceleration and braking of the system, in the range of which will be valid the resulting values of the friction forces. Also, the disadvantage is the complexity of the accounting inertial effects on the area of the system braking, which is caused by motion of load point of a suspension on the phase of changing the direction of its motion.

The measuring system of ONMU towing tank was modernized in 2011-2012. During the modernization, a software «TowDrag» was developed. This program visualizes the process of recording the speed of the model,

automates the process of test results data processing. [3]. «TowDrag» has a special mode to control the system friction.

The velocity changing of the main rope of the towing system in the free oscillation mode is shown in Figure 2.

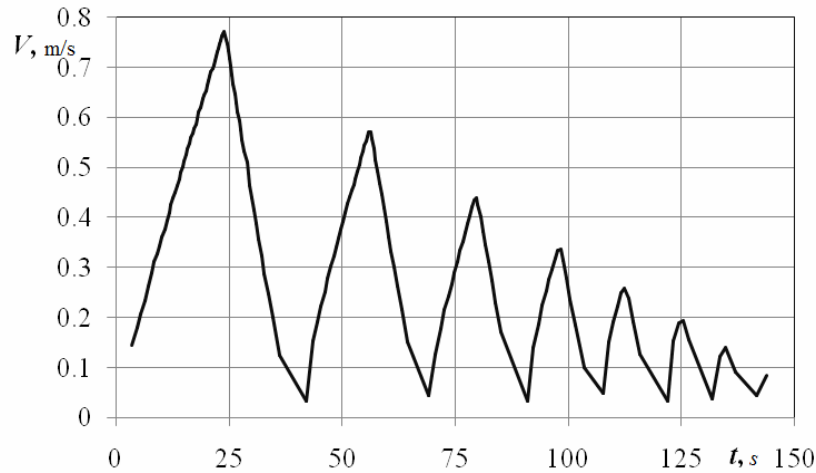


Fig. 2. A typical view of the process of changing the velocity of towing system in the free oscillation mode

The aim of the present investigation is development of methodology to determine the coefficients of friction of the towing system of towing tank that allows to determine force and moment of friction of the system depending on the rate of movement of towing load.

Methods of determining the coefficients of friction of the towing system is as follows.

Let $D_i[\varphi(\mu_0, \mu_1, \mu_2, t), \alpha(\mu_0, \mu_1, \mu_2, t)] = 0, i = 1, 2$ – a system of equations of motion of the tow $\varphi(\mu_0, \mu_1, \mu_2, t), \alpha(\mu_0, \mu_1, \mu_2, t)$ – the generalized coordinate system, depending on the coefficients of friction μ_0, μ_1, μ_2 . Let $l = f(\varphi(\mu_0, \mu_1, \mu_2, t), \alpha(\mu_0, \mu_1, \mu_2, t)) = l(\mu_0, \mu_1, \mu_2, t)$ – the law of the vertical movement of the towing load of a system also depends on the coefficient of friction due to the geometric and kinematic relationships with generalized coordinates. Also, experimental studies allow us to determine the values of velocity $\dot{l}_s(t)$ and acceleration $\ddot{l}_s(t)$ of towing load at a time interval $[0, T]$.

The coefficients (1) are the parameters of the system and their numerical values defines a specific law of motion of the load.

The coefficients μ_0, μ_1, μ_2 are the parameters of the system and their specific numerical values defines a specific law of motion of the towing load.

Coefficient values can only be determined from the experimental data on the movement of the towing system thus natural to assume that the true value of the coefficient of friction should provide a minimum standard deviation of analytical solutions of the experimental data. That is the problem of determining the values of the coefficient of friction is reduced to a variational problem of finding the minimum of the functional

$$F_1(\mu_0, \mu_1, \mu_2) = \sqrt{\int_0^T (\dot{i}(\mu_0, \mu_1, \mu_2, t) - \dot{i}_s(t))^2 dt}$$

and

$$F_2(\mu_0, \mu_1, \mu_2) = \sqrt{\int_0^T (\ddot{i}(\mu_0, \mu_1, \mu_2, t) - \ddot{i}_s(t))^2 dt}.$$

So, first we need to find an analytical solution $I(\mu_0, \mu_1, \mu_2, t)$ or that equivalent, changes of analytical laws of the generalized coordinates $\varphi(\mu_0, \mu_1, \mu_2, t), \alpha(\mu_0, \mu_1, \mu_2, t)$ of the towing system.

The complexity of the kinematic scheme of the towing systems as well as some of the technical difficulties associated with the determination of geometric and inertial parameters of its components determine the choice of a simple in a kinematic sense, but an equivalent effect of a mechanical system, which simulates the operation of the towing system.

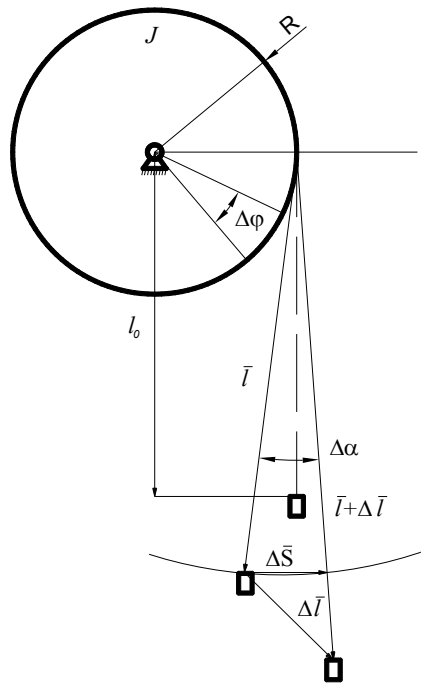


Fig. 3. The kinematic scheme of simulation system

The model of the towing system. The simulation system consists of a pulley rotating around a horizontal and fixed axis of the pulley coiled by inextensible and weightless thread and unknown moments of inertia and friction. Its scheme is shown in Figure 3. At the time of the system are forces of gravity, moment of friction forces on the axis of the pulley, as well as the centrifugal force of inertia of the oscillating load on the suspension. Since the towing system consists of many different elements, moving rotationally and progressively, the friction moment was adopted in the form of a polynomial of degree 2 of the angular velocity of the pulley.

The independent parameters of movement adopted the angles of rotation of the pulley φ and the suspension load α .

The system of equations in dimensional form, describing the dynamics of the system is as follows

$$\begin{cases} (J + mR^2)\ddot{\varphi} - mR(l_0 + R\varphi)\dot{\alpha}^2 + (\mu_2\dot{\varphi}^2 + \mu_1\dot{\varphi} + \mu_0) - mRg = 0; \\ m(l_0 + R\varphi)^2\ddot{\alpha} + 2mR(l_0 + R\varphi)\dot{\varphi}\dot{\alpha} + mg(l_0 + R\varphi)\sin(\alpha) = 0, \end{cases} \quad (1)$$

where l_0 – initial length of the suspension load;

m – mass of the load adopted for mass scale;

R – the radius of the pulley, taken as a linear scale of the task.

As the value of the selected time scale $T = \sqrt{\frac{2\pi R}{g}}$. Then the non-

dimensional system has the form

$$\begin{cases} \ddot{\gamma} - \frac{mR}{(J + mR^2)}\gamma\dot{\alpha}^2 + \left(\frac{\mu_2}{(J + mR^2)}\dot{\gamma}^2 + \sqrt{\frac{2\pi R}{g}}\frac{\mu_1}{(J + mR^2)}\dot{\gamma} + \frac{2\pi R}{g}\frac{\mu_0}{(J + mR^2)}\right) - \\ \frac{2\pi mR^2}{(J + mR^2)} = 0; \\ \ddot{\alpha} + \frac{2R\dot{\gamma}\dot{\alpha}}{\gamma} + \frac{2\pi R\sin(\alpha)}{\gamma} = 0, \quad \gamma \neq 0, \end{cases} \quad (2)$$

where $\gamma = (l_0 + R\varphi)$. Equation $\gamma = 0$ is performed only in the state of rest of the system.

In the first equation of the system (2) the term of the square of the angular velocity of the oscillation of the load is the moment of the centrifugal force acting on the load. Discard this term based on the smallness of the angle α unreasonable, especially as the load oscillates in the shaft at a depth of 10-12 meters, and the angle of oscillation is difficult to assess. It is important to evaluate the velocity of oscillations, since the meaning of $R\dot{\alpha}^2$ may have a finite value.

To estimate the quantity $R\dot{\alpha}^2$ consider the second equation (2). Isocline equation $\ddot{\alpha} = 0$ in the phase plane $(\alpha, \dot{\alpha})$ is given $\dot{\gamma}\dot{\alpha} + \pi \sin(\alpha) = 0$. The value of $\dot{\gamma} = \dot{\varphi}$ increases monotonically to a finite limit, so the amplitude isocline will decrease with the change of α in time to a finite value. We find regions of positive and negative values of $\ddot{\alpha}$, provided $\gamma > 0$, $\dot{\gamma} \geq 0$. These conditions mean that the speed of rotation of the pulley does not decrease, and the starting position of the pulley characterized by the value of the generalized coordinates of $\varphi = 0$. Then from the second equation (2)

$$\frac{l_0\ddot{\alpha} + 2R\dot{\gamma}\dot{\alpha}}{2\pi R} = -\sin(\alpha). \quad (3)$$

a) Let $\dot{\alpha} > 0$, $\alpha > 0$. If $\ddot{\alpha} \geq 0$ the left-hand side of the expression (3) has a positive value and the equation is not satisfied. For equal left and right sides (3) prerequisites $\ddot{\alpha} < 0$, then $\dot{\alpha}$ has reduced on the interval $\left(0, \frac{\pi}{2}\right)$;

b) Let $\dot{\alpha} > 0$, $\alpha < 0$. If $\ddot{\alpha} \geq 0$ at any point in time, it will cause the left side of the unlimited growth of the expression (3). So there must be a time interval where $\ddot{\alpha} < 0$, and therefore the moment of time at which the sign change of $\ddot{\alpha}$ occur from positive to negative;

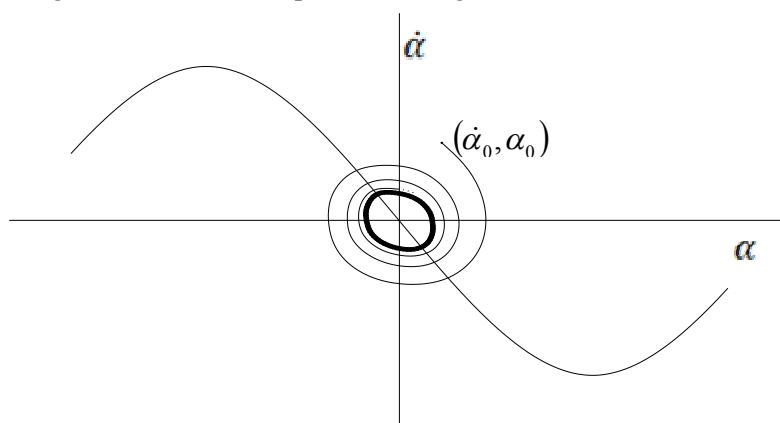


Fig. 4

c) The behavior of the phase trajectories for conditions $\dot{\alpha} < 0$, $\alpha < 0$ symmetrical condition a), and provided $\dot{\alpha} > 0$, $\alpha < 0$ – symmetrical to condition b) with respect to the coordinate system reference. It is seen that in the region above isocline acceleration $\ddot{\alpha}$ is negative, and under isocline – positive.

Consider the situation in the phase plane $(\alpha, \dot{\alpha})$ to the initial values of α_0 and $\dot{\alpha}_0$ (see Figure 4). When $\dot{\alpha}_0 > 0, \alpha_0 > 0$ and α grows, $\dot{\alpha}$ values decreases to zero. Further, the conditions $\dot{\alpha} < 0, \alpha > 0$. That is, there is a decrease in the value of α , and the point of intersection of the phase trajectory isocline $\dot{\alpha} = 0$ growth begins values of $\dot{\alpha}$. If $\dot{\alpha} = 0$ begin growth of α , and after crossing the phase trajectory with isocline decrease $-\dot{\alpha}$.

The process will be repeated cyclically, but the maximum values of $|\dot{\alpha}|$ at each new cycle will decrease. This follows from the following considerations.

Let $\alpha^* > 0$ value at which $\dot{\alpha} = 0$. From equation isocline find $\dot{\alpha}^* < 0$. Further, since the α^*, α values will decrease and, consequently, the intersection of the phase trajectory with isocline happens at $\alpha < \alpha^*$. And since isocline monotonically decreases on the interval $\left(-\frac{\pi}{2}, \frac{\pi}{2}\right)$, then the value of

$\dot{\alpha}$, corresponding to the point of intersection, there will be greater than $\dot{\alpha}^*$. Similarly, we find that in case of $\alpha^* < 0$ is executed $\dot{\alpha}^* > 0$, and at the intersection with isocline phase trajectory $\dot{\alpha} < \dot{\alpha}^*$. Thus phase trajectory is a spiral converging to a closed path, or to the point, with some $|\dot{\alpha}|$ limited to values $|\dot{\alpha}|_{\max}$. From the second equation of the system (2) for $\dot{\gamma}_0 = 0$ implies that $|\dot{\alpha}|_{\max} = |\dot{\alpha}_0|$. In the experiment for measurement of the characteristics of motion of the system is possible to limit the amplitude of the initial suspension deviation value $|\alpha_{\max}| = 5^\circ$. Then the average velocity of the oscillations in the

dimensional form equals $|\dot{\alpha}_{cp}^p| = \frac{\pi}{36} \sqrt{\frac{g}{l_0}}$, and the dimensionless average velocity of the oscillations – $|\dot{\alpha}_{cp}| = \frac{\pi}{36} \sqrt{2\pi \frac{R}{l_0}}$. When $l_0 \approx R$ $|\dot{\alpha}_{cp}| \approx 0.22$. From

this we can estimate the order of the moment of inertia of the pulley, which value is unknown and will be determined by solving the variational problem.

Considering The above assessment, the value of $\frac{mR}{(J + mR^2)} \gamma \dot{\alpha}^2$ first term of equation (2) is limited to values of $\frac{mR}{(J + mR^2)} (l_0 + R\varphi_{\max}) |\dot{\alpha}_{cp}|^2$. In the case where the value is of the order of 10^{-3} system of equations (2) can be linearized. Then the moment of inertia of the pulley must satisfy

$mR[2(l_0 + R\varphi_{\max})|\dot{\alpha}_{cp}|^2 \times 10^3 - R] \approx J$. After substituting $l_0 \approx R$, $R\varphi_{\max} \approx 15$, get $J \approx 240mR^2$.

The linearized system of equations. The linearized in the variables α and $\dot{\alpha}$ equations (2) has the form

$$\begin{cases} \ddot{\gamma} + \left(\frac{\mu_2}{(J+mR^2)} \dot{\gamma}^2 + \sqrt{\frac{2\pi R}{g}} \frac{\mu_1}{(J+mR^2)} \dot{\gamma} + \frac{2\pi R}{g} \frac{\mu_0}{(J+mR^2)} \right) - \frac{2\pi mR^2}{(J+mR^2)} = 0 \\ \ddot{\alpha} + \frac{2R\dot{\gamma}\dot{\alpha}}{\gamma} + \frac{2\pi R\alpha}{\gamma} = 0, \gamma \neq 0 \end{cases} \quad (4)$$

The first equation of this system does not depend on α and $\dot{\alpha}$. Let us refer to: $\frac{\mu_2}{(J+mR^2)} = a_2 \geq 0$; $\sqrt{\frac{2\pi R}{g}} \frac{\mu_1}{(J+mR^2)} = a_1 \geq 0$; $\frac{2\pi R}{g} \frac{\mu_0}{(J+mR^2)} = a_0 \geq 0$; $\frac{2\pi mR^2}{(J+mR^2)} = b \geq 0$; $\dot{\gamma} = y$. Then the first equation takes the form of

$$\begin{cases} \dot{y} + a_2 y^2 + a_1 y + a_0 - b = 0 \\ \dot{\gamma} = y \end{cases} \quad (5)$$

It is clear that the dynamic equilibrium of the system is possible with $\dot{y} = 0$. From the first equation (5) it follows that this equation is satisfied for $y_{1,2} = \frac{-a_1 \pm \sqrt{a_1^2 - 4a_2(a_0 - b)}}{2a_2}$. If $a_0 > \frac{a_1^2}{4a_2} + b$, then the system does not have a

point of dynamic equilibrium and $|y|$ increases indefinitely. This means that the velocity of rotation of the pulley will increase indefinitely. Therefore, you must perform the opposite condition $a_0 \leq \frac{a_1^2}{4a_2} + b$. Further, if you take the coefficients of friction and the moment of inertia of the pulley such that will satisfy the condition $b \leq a_0 \leq \frac{a_1^2}{4a_2} + b$, then $|\sqrt{a_1^2 - 4a_2(a_0 - b)}| < |\sqrt{a_1^2}| = a_1$. In

this case both have a negative balance point coordinates y_1 and y_2 . From a physical standpoint, this means that under the influence of gravity and frictional force load will be raised, not lowered. Therefore, the coefficients of friction and moment of inertia of the drum must necessarily satisfy the condition $a_0 < b$.

Then $\left| \sqrt{a_1^2 - 4a_2(a_0 - b)} \right| \geq \left| \sqrt{a_1^2} \right| = a_1$ and $y_1 = \frac{\left| \sqrt{a_1^2 - 4a_2(a_0 - b)} \right| - a_1}{2a_2} \geq 0$,
 $y_1 = \frac{-\left| \sqrt{a_1^2 - 4a_2(a_0 - b)} \right| - a_1}{2a_2} \leq 0$. In the (y, t) find the area of the positive and negative acceleration \dot{y} . If $\dot{y} = c \neq 0$ we have $a_2y^2 + a_1y + a_0 - b = -c$, and therefore $y = \frac{-a_1 \pm \sqrt{a_1^2 - 4a_2(a_0 + c - b)}}{2a_2}$. At the points of dynamic equilibrium $c = b - a > 0$. Let $y > y_1$.

Then $\left| \sqrt{a_1^2 - 4a_2(a_0 + c - b)} \right| > \left| \sqrt{a_1^2 - 4a_2(a_0 - b)} \right|$, which implies $(a_0 + c - b) > (a_0 - b)$ and $c < 0$. That is, above the point y_1 arranged isocline negative acceleration \dot{y} . A similar analysis at $y < y_2$ reveals that the lower point y_2 are also isocline negative acceleration \dot{y} . When $y_1 < y < y_2$, $\left| \sqrt{a_1^2 - 4a_2(a_0 + c - b)} \right| < \left| \sqrt{a_1^2 - 4a_2(a_0 - b)} \right|$ which implies $(a_0 + c - b) < (a_0 - b)$ and $c > 0$. Consequently, the point y_1 is a stable dynamic equilibrium of the system, as can be seen in Figure 5.

The solution of system (5) to be found in the class of functions monotonically converging to the point y_1 and satisfying the initial conditions of the problem.

Let

$$\begin{aligned} \alpha\beta &= -(a_0\alpha \cdot sh^2(\beta t) + a_1\alpha \cdot sh(\beta t)ch(\beta t) + (a_0 - b) \cdot ch^2(\beta t)) = \\ &= -\frac{1}{4}(a_0\alpha(e^{2\beta t} + e^{-2\beta t} - 2) + a_1\alpha(e^{2\beta t} - e^{-2\beta t}) + (a_0 - b) \cdot (e^{2\beta t} + e^{-2\beta t} + 2)) \end{aligned}$$

$$y = \alpha \cdot th(\beta t).$$

$$\text{Then } \dot{y} = \frac{\alpha\beta}{ch^2(\beta t)} = -\left(a_0\alpha \frac{sh^2(\beta t)}{ch^2(\beta t)} + a_1\alpha \frac{sh(\beta t)ch(\beta t)}{ch^2(\beta t)} + (a_0 - b) \right),$$

where

$$\begin{aligned} \alpha\beta &= -(a_0\alpha \cdot sh^2(\beta t) + a_1\alpha \cdot sh(\beta t)ch(\beta t) + (a_0 - b) \cdot ch^2(\beta t)) = \\ &= -\frac{1}{4}(a_0\alpha(e^{2\beta t} + e^{-2\beta t} - 2) + a_1\alpha(e^{2\beta t} - e^{-2\beta t}) + (a_0 - b) \cdot (e^{2\beta t} + e^{-2\beta t} + 2)) \end{aligned}$$

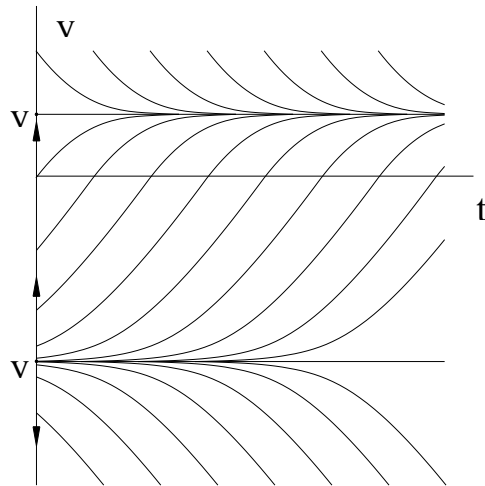


Fig. 5

When $t=0$ $\dot{y}_0 = (b-a_0) = \alpha\beta$, while $t \rightarrow \infty$ $\dot{y} \rightarrow 0$, $y \rightarrow \alpha$. Using equation $y_{1,2} = \frac{-a_1 \pm \sqrt{a_1^2 - 4a_2(a_0 - b + \dot{y})}}{2a_2}$, justified above, we obtain $\alpha_{1,2} = \frac{-a_1 \pm \sqrt{a_1^2 - 4a_2(a_0 - b)}}{2a_2}$ and therefore, $\beta_{1,2} = \frac{a_0 - b}{\alpha_{1,2}}$. Thus we find a function that satisfies the system (5) with given initial conditions. Given that $y = \dot{\gamma} = \dot{\phi}$, we can write this function in the generalized coordinates of the problem:

$$\begin{aligned} \dot{\phi}(J, \mu_0, \mu_1, \mu_2) &= \frac{\sqrt{a_1^2 - 4a_2(a_0 - b)} - a_1}{2a_2} \operatorname{th} \left(\frac{2(b-a_0)a_2 t}{\sqrt{a_1^2 - 4a_2(a_0 - b)} - a_1} \right) - \\ &\quad - \frac{\sqrt{a_1^2 - 4a_2(a_0 - b)} + a_1}{2a_2} \operatorname{th} \left(-\frac{2(b-a_0)a_2 t}{\sqrt{a_1^2 - 4a_2(a_0 - b)} + a_1} \right); \\ \ddot{\phi}(J, \mu_0, \mu_1, \mu_2) &= \left[\frac{(b-a_0)}{ch^2 \left(\frac{2(b-a_0)a_2 t}{\sqrt{a_1^2 - 4a_2(a_0 - b)} - a_1} \right)} - \right. \\ &\quad \left. - \frac{(b-a_0)}{ch^2 \left(-\frac{2(b-a_0)a_2 t}{\sqrt{a_1^2 - 4a_2(a_0 - b)} + a_1} \right)} \right]. \end{aligned}$$

Returning to the set at the beginning of the article the problem of finding the coefficients of friction, functional variational problem can be written as

$$\begin{cases} F_1(J, \mu_0, \mu_1, \mu_2) = \sqrt{\int_0^T (\dot{\phi}(J, \mu_0, \mu_1, \mu_2, t) - \dot{\phi}_s(t))^2 dt}; \\ F_2(J, \mu_0, \mu_1, \mu_2) = \sqrt{\int_0^T (\ddot{\phi}(J, \mu_0, \mu_1, \mu_2, t) - \ddot{\phi}_s(t))^2 dt}, \end{cases} \quad (7)$$

where $\dot{\phi}_s(t)$ and $\ddot{\phi}_s(t)$ derived from the processing of experimental data. Conditions of minimum values $F_1(J, \mu_0, \mu_1, \mu_2)$ and $F_2(J, \mu_0, \mu_1, \mu_2)$

$$\begin{cases} \text{grad } F_n = 0; \quad \left\| \frac{\partial^2 F_n}{\partial x_i \partial x_j} \right\| > 0, \\ n = \overline{1, 2}; \quad x_i = \overline{J, \mu_0, \mu_1, \mu_2}. \end{cases} \quad (8)$$

Verification of the data obtained from the solution of the system (8) is made by comparing the calculated and experimental data. Below is a graphs of the experimental and calculated curves of velocity and acceleration of the rotation of the pulley, the system simulates the towing system operation of three options for pulling loads.

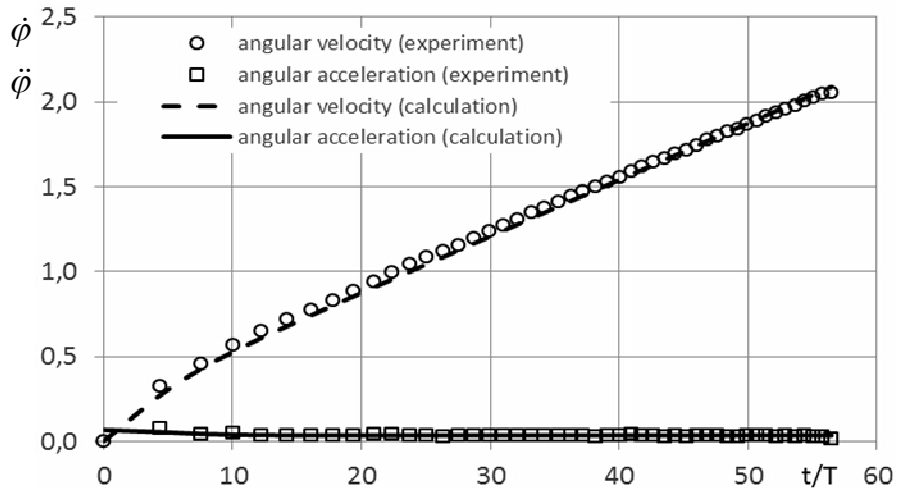


Fig. 6. Comparison of the calculated and experimental data, $m = 0.158 \text{ kg}$

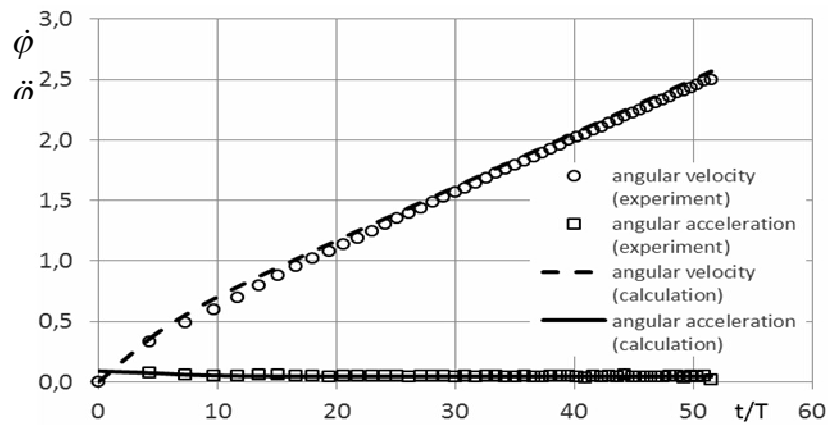


Fig. 7. Comparison of the calculated and experimental data, $m = 0.208$ kg

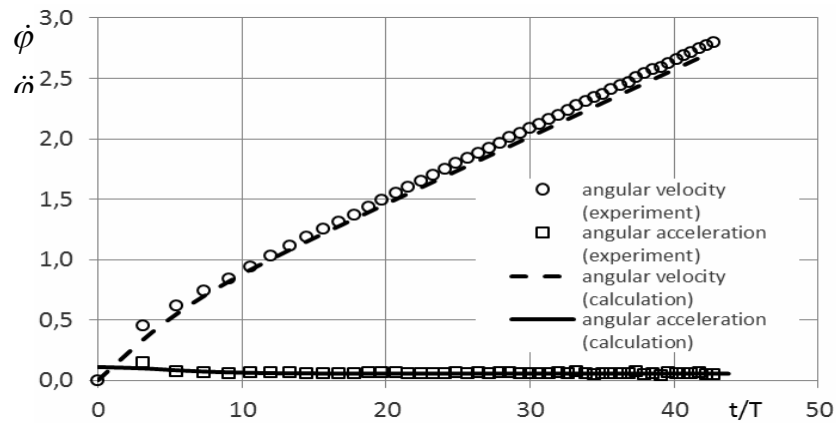


Fig. 8. Comparison of the calculated and experimental data, $m = 0.258$ kg

The developed method was tested during the model experiment. Friction coefficients were obtained towing system: $\mu_0 = 3 \cdot 10^{-3}$ Nm, $\mu_1 = 9,6 \cdot 10^{-2}$ Nms, $\mu_2 = 2 \cdot 10^{-4}$ Nms², and frictional forces arising therein during model experimental studies defined (see Table 1).

Table 1

The velocity of main rope V , m/s	Friction moment M_{fr} , Nm	$P = M_{fr}/gR$, kg
0.570	0.0578	0.034
0.685	0.0688	0.040
0.858	0.0855	0.050
0.958	0.0951	0.055
1.034	0.1025	0.060
1.088	0.1077	0.063

It was established that in the range of speeds of 1.0 m/s, the friction moment M_{fr} equal to the product $R \cdot g$ by weight, equal to 58 g. According to the previously used method the friction moment compensated by the moment of gravity of suspension for towing loads, with a mass equal to 58.5 g.

Conclusions. The method of determination of the coefficients of friction forces in the towing system was developed. It allows to obtain an analytical representation of these forces depending on the velocity of the pulling load.

It was found that the results of calculations of the frictional forces of the old and new method are in good agreement. At the same time, the new method allows to determine the friction force at any speed range cargo.

In addition, the proposed method requires less input information and allows to avoid using non-friction phenomena manifested in the areas of braking system – effect related to the change of coordinates the point of suspension load in the final phase of the movement.

REFERENCES

1. Wellenkamp H. *Eine neue Modell-Schleppmethode // Schiffbau-technische Gesellschaft. – IX. Ordentliche Hauptversammlung. – Berlin. – 25-27 November. – 1907.*
2. Войткунский Я.И. *Сопротивление воды движению судов. – Л.: Судостроение, 1988. – 288 с.*
3. Демидюк А.В. *Модернизация системы измерений опытового бассейна ОНМУ // Вісник ОНМУ. – Вип. 34. – Одеса: ОНМУ, 2012. – С. 67-76.*
4. Кильчевский Н.А. *Курс теоретической механики. Т.2. – М.: Изд-во «Наука», 1977.*
5. Пантелеев А.В. *Вариационное исчисление в примерах и задачах. – М.: Изд-во МАИ, 2000.*

Стаття надійшла до редакції 30.10.2015

УДК 629.113

Y.E. Drobyshevski, E.V. Kokhanov

HEAVE AND PITCH MOTIONS OF A TANKER IN SHALLOW WATER BY STRIP THEORY, ASYMPTOTIC AND THREE-DIMENSIONAL DIFFRACTION ANALYSES

Hydrodynamic and kinematic properties of heave and pitch motions of a tanker in shallow water without forward speed were calculated by two methods: a classical strip theory and a three-dimensional diffraction analysis. Three water depths were considered with the depth to draft ratios of 2.0, 1.5 and 1.3. Comparison shows significant differences between the two groups of results with the strip theory incapable of accurately capturing the three-dimensional effects of the shallow water flow, especially the increase in added masses. Further comparison with the earlier work of Y.L. Vorobyov indicates that this deficiency of the strip theory approach could be resolved by applying the method of matched asymptotic expansions. Calculations of heave and pitch motions of by the strip theory method with the «corrected» added masses produced results which were very close to those obtained by the three-dimensional diffraction analysis.

Keywords: *ship motions, shallow water, strip theory, three-dimensional diffraction analysis.*

Гідродинамічні і кінематичні характеристики продольної качки танкера без ходу на мелководдє рассчитаны двумя методами: классическим методом плоских сечений и трехмерным дифракционным методом. Рассмотрены три глубины водоема, соответствующие отношениям глубины к осадке 2.0, 1.5 и 1.3. Сравнение показывает значительную разницу между двумя группами результатов, основная причина которых заключается в неспособности метода плоских сечений описать трехмерные эффекты мелководья с достаточной точностью, и в особенности, увеличение присоединенных масс. Сопоставление с более ранними результатами Ю.Л. Воробьева показывает, что этот недостаток метода плоских сечений может быть преодолен методом сращиваемых асимптотических разложений. Расчет вертикальной и килевой качки по методу плоских сечений с использованием «правильных» присоединенных масс дает результаты весьма близкие к полученным по трехмерному дифракционному расчету.

Ключевые слова: *качка, мелководье, метод плоских сечений, трехмерная дифракция.*

Гідродинамічні і кінематичні характеристики подовжньої хитавиці танкера без ходу на мілководді розраховані двома методами: класичним методом плоских перерізів і тривимірним дифракційним методом.

© Drobyshevski Y.E., Kokhanov E.V., 2015

Розглянуті три глибини водойму які відповідають відношенням глибини до осідання 2.0, 1.5 і 1.3. Порівняння показує значну різницю між двома групами результатів, головна причина яких полягає в нездатності методу плоских перерізів описати тривимірні ефекти мілководдя з достатньою точністю, і особливо, збільшення приєднаних мас. Зіставлення з більш ранніми результатами Ю.Л. Воробйова вказує що цей недолік методу плоских перерізів може бути здоланий методом асимптотичних розкладань, що зрощуються. Розрахунок вертикальної і кільової хитавиці по методу плоских перерізів з використанням «правильних» приєднаних мас дає результати дуже близькі до отриманих по тривимірному дифракційному розрахунку.

Ключові слова: хитавиця, мілководдя, метод плоских перерізів, тривимірна дифракція.

Study objective. The objective of this study is to investigate the heave and pitch motions of a ship in shallow water using comparative analysis by several methods. The linear equations of ship motions with respect to six unknown displacements $X_i(t)$ in the frequency domain are known to be of the form [4; 5; 7]

$$\left\{ -\sigma^2(M + A(\sigma)) + i\sigma(B(\sigma) + B_v(\sigma)) + C \right\} \cdot X(\sigma) = F(\sigma) \quad (1)$$

Here M is the mass matrix of the ship; A denotes the generalized added masses, B and B_v are coefficients of the radiation and viscous damping; C are coefficients of restoring forces and F are the exciting forces. All coefficients of the equation (1) are matrices 6×6 and functions of the wave frequency σ . Solution of the system (1) in the form of a complex vector of six transfer functions $X(\sigma)$ defines the response amplitude and phase operators of motions. For a ship symmetrical about its centre plane, the system of equations (1) breaks into the two independent groups of equations describing motions in the longitudinal and transverse planes.

In this study, the attention is focused on ship motions in the longitudinal plane, primarily on its heave and pitch in shallow water without forward speed. The analysis was performed by the two main methods: the strip theory (ST) method and the boundary element method (BEM). Comparison of the hydrodynamic properties and response amplitude operators (RAO) computed by the two methods and their assessment against the results obtained by Y.L. Vorobyov [3] by the matched asymptotic expansion method explains the differences between the results and demonstrates the extent of the shallow water hydrodynamic effects on ship motions.

Review of the analysis methods. Methods for the prediction of the hydrodynamic properties of ship motions (added masses, damping coefficients

and exciting forces) are described in a large number of studies. Only a brief review of the methods used in this study is given below.

Strip Theory. Strip theory, widely adopted in ship hydrodynamics over many years, is based on the assumption that the fluid flow past any cross-section of a slender ship hull is two-dimensional. The strip theory method, which was essentially developed in 1950s-70s, continues to be used till present days in the form of computer programs for seakeeping predictions. Good exposition of the method and further references can be found, for example, in texts [4; 5; 7]. The strip theory method was also applied for the prediction of hydrodynamic characteristics of ships in shallow water ([1; 2; 9]); however the validity of such results, especially in the case of small water depths, has not been commonly accepted. At the same time, the strip theory applications for the analysis of ship motions and wave loads in shallow water are still attracting interest [11; 13].

In this study, the analysis of ship motions was performed by using the hydrodynamic coefficients of ship sections of Lewis form in shallow water, which were computed by Kokhanov [1] and presented in the catalogue [2]. The computation followed the Ursell method, in which the oscillations of a two-dimensional ship section were modelled by a series of pulsating singularities placed at the origin in the free surface: source, doublets and multipoles of increasing order. Potentials of these singularities satisfy boundary conditions on the free surface, on the bottom and the radiation condition at infinity. To determine the strengths of these singularities, the kinematic boundary condition on the section contour must be met at a number of points, thereby reducing the problem to a system of linear equations. For the purpose of this study, the hydrodynamic and kinematic characteristics of ship motions were predicted using a computer program developed by Kokhanov. In this program, the diffraction components of the exciting forces are computed using a known approach based on the hypothesis of relative velocities and «accelerations», which can be found in [5] and in several other texts.

Boundary Element Method. Application of the boundary element method (BEM) to ship hydrodynamics enables three-dimensional problems of wave diffraction and radiation to be solved for arbitrary ship forms in deep or shallow water. In the BEM approach, the hull surface is modelled by the distribution of pulsating sources. The potential of a unit source (Green function) satisfies boundary conditions on the free surface, on the bottom and the radiation condition at infinity. To determine the strength of the source distribution, the kinematic boundary condition on the hull surface must be met, which reduces the problem to an integral equation and further to a system of linear equations. BEM based programs are now commonly used for motion analyses of ships and offshore structures. Subject to correct modelling, results obtained by this method usually correlate well with model tests, and they can be considered as the most accurate.

In this study, the analysis of ship motions was performed by using the program WADAM, part of the program package SESAM [12] developed by

DNV. The program component that performs the hydrodynamic computations is essentially identical to the code WAMIT, a program developed at MIT under the guidance of Newman [8], which is widely used in offshore industry.

Asymptotic Methods. The reasons for the limited applicability of the strip theory to shallow water problems were explained in works of Tuck [6], Newman [7] and several works of Vorobyov, which were consolidated in his book [3]. As opposed to adopting an intuitive assumption of two-dimensional flow past ship sections, these studies employed systematically the slender body theory and the method of matched asymptotic expansions (MAE). The strip theory was demonstrated to be rigorously applicable for high frequency oscillations only whereas for low frequencies and in shallow water the three-dimensional flow effects may be significant. Works of Vorobyov [3] and several other researches (refer to [10], for example) aimed at the development of a unified analysis method that would be applicable to ship motions in shallow water.

In this study, the results obtained earlier by Vorobyov and presented in his book [3] were used for comparison. Being independent of the main two numerical methods, these results enable a qualitative estimate to be made of the hydrodynamic shallow water effects and their influence on ship motions.

Input Data. Motion analyses were performed for a tanker of AFRAMAX size whose particulars are presented in Table 1. The partial loading condition is assumed with the draft of 15.0 m and zero trim. The original lines plan was used for the development of geometrical models for the two methods: hull cross sections and the three-dimensional panel model. The analyses were performed for three water depths, which are given in Table 2.

Table 1

General Particulars of the Vessel

Description	Notation	Dimension	Value
Length between perpendiculars	L_{pp}	m	232.00
Beam	B	m	41.60
Depth	H	m	23.50
Draft	T	m	15.00
Volume displacement	V	m^3	115920
Block coefficient	C_b	--	0.801

Table 2

Absolute and relative water depths

Description	Absolute depth	Relative depth
Water depth #1	H = 19.24 m	H/T = 1.28 = 1.3
Water depth #2	H = 22.20 m	
Water depth #3	H = 29.60 m	H/T = 1.48 = 1.5

Hydrodynamic characteristics of motions. The coefficients of added mass A_{33} , A_{55} and radiation damping B_{33} , B_{55} for heave and pitch motions were computed and presented in the following non-dimensional form

$$a_{33} = \frac{A_{33}}{\rho V} ; \quad a_{55} = \frac{A_{55}}{\rho V L_C^2} ; \quad (2)$$

$$b_{33} = \frac{B_{33}}{\rho V \sigma} ; \quad b_{55} = \frac{B_{55}}{\rho V L_C^2 \sigma} . \quad (3)$$

Here $\rho = 1025 \text{ kg/m}^3$ is density of sea water; V is volume displacement of the vessel, m^3 ; $L_C = 100.00 \text{ m}$ is the reference length.

Heave motions. Coefficients of heave added mass and radiation damping computed by the strip theory (ST) and three-dimensional diffraction (3D) methods are presented in Figures 1 and 2. Both methods show increase in the added mass with reduction in relative water depth. However there are obvious discrepancies between the two groups of results.

The three-dimensional diffraction analysis predicts significant increase of the added mass when water depth reduces: for example, reduction of the water depth from $H/T = 2.0$ to $H/T = 1.3$ leads to about twofold increase of the added mass, whereas the increase predicted by the strip theory is more moderate. As a result, the difference between the added masses predicted by the two methods for the relative depth $H/T = 1.3$ is of the order of 100 % over the full frequency range considered. The three-dimensional diffraction analysis also shows significant increase of the added mass when the motion frequency reduces. This corresponds to a known fact that the heave added mass of a three-dimensional body in shallow water increases logarithmically when the oscillation frequency approaches zero [6]. Calculations by the strip theory, however, show weak dependence of the added mass on frequency; the added mass tends apparently to some finite limit, similar to that for a two-dimensional contour in shallow water.

For the heave damping coefficient, the correlation between the two methods is generally better than that for the added mass, especially for the water depth $H/T = 2.0$. However, the discrepancies persist when the water depth reduces, in particular for the frequency range 0.35-0.70 1/s and for low frequencies (less than 0.30 1/s), where the differences are seen to build up when the water depth reduces.

The added mass and damping coefficients computed by the two methods become close when the oscillation frequency increases, as they tend to some limit, possibly common, for the infinitely large frequency. Such behaviour is apparent for water depths $H/T = 1.5$ and 2.0.

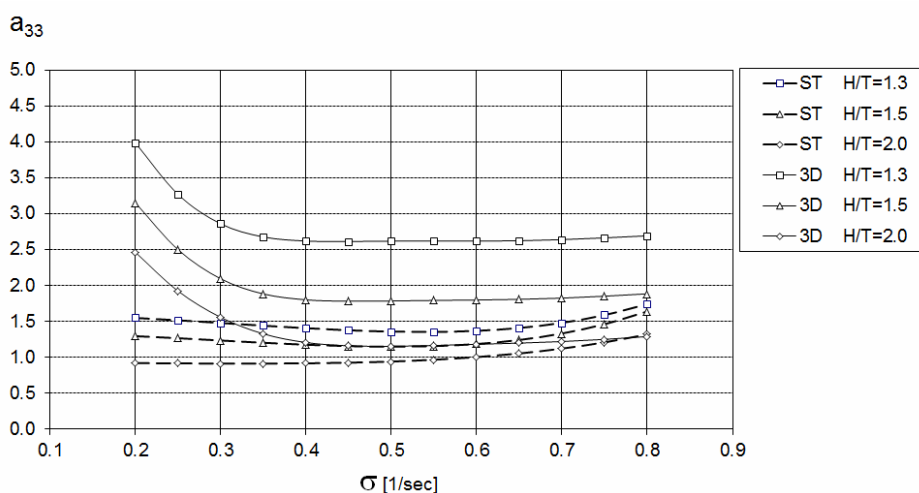


Fig. 1. Heave added mass (a_{33})

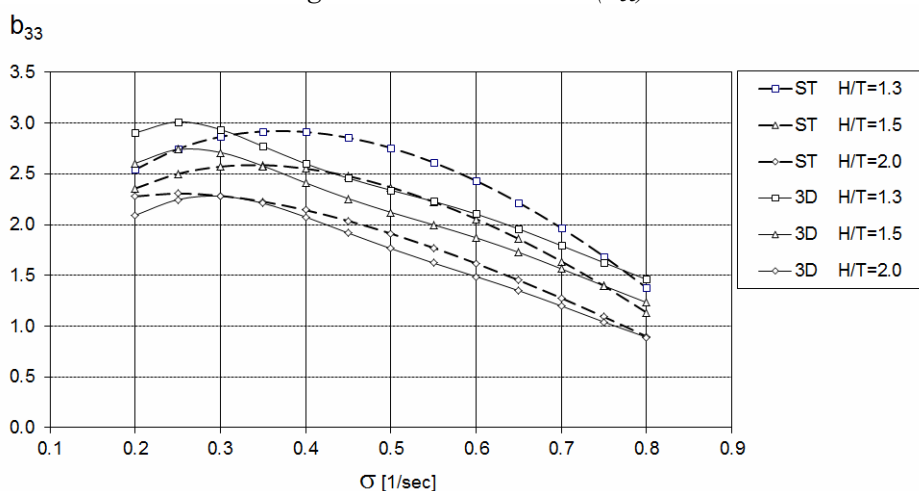


Fig. 2. Heave radiation damping (b_{33})

Pitch Motions. Coefficients of pitch added mass and radiation damping computed by the strip theory and three-dimensional diffraction methods are presented in Figures 3 and 4.

These results are qualitatively similar to those obtained for heave motion, including significant increase in the added mass for smaller water depths and discrepancies observed between the two analysis methods. Similar to heave motion, both methods predict qualitatively different behaviour of the added mass in the low frequency range, the differences for pitch hydrodynamic characteristics being even more pronounced than those for heave. When the frequency increases, the agreement between the two methods also appears to improve.

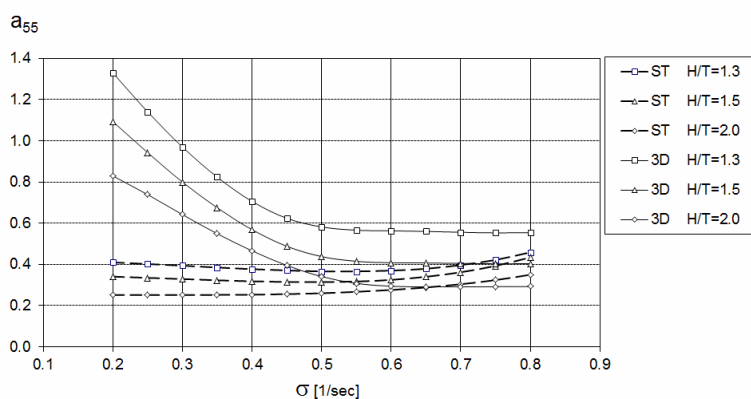


Fig. 3. Pitch added mass (a_{55})

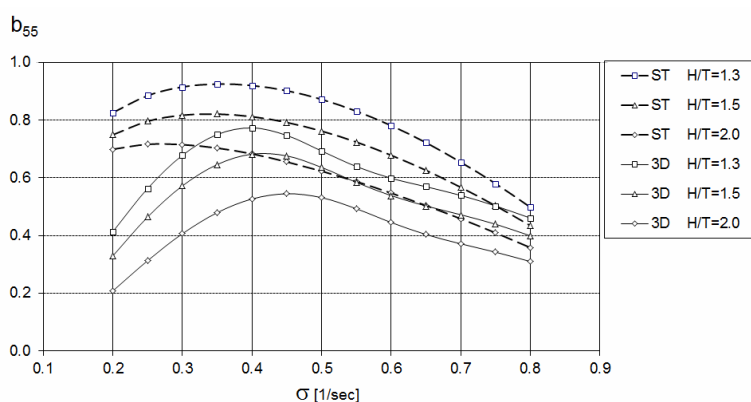


Fig. 4. Pitch radiation damping (b_{55})

Comparison with asymptotic methods. The reasons for the discrepancies observed between the strip theory and BEM numerical results, in particular in the values of the added masses, can be explained by comparing them with the results obtained by the method of matched asymptotic expansions (MAE).

Figure 5 and 6 compare the computed heave added mass of the tanker with the earlier results obtained by Vorobyov [3] for a ship of 60-series with the block coefficient 0.80. Instead of pressure integration over the hull surface, as it is usually done in standard algorithms, Vorobyov computed the added masses via the radiation damping coefficients by applying Kramers-Kronig's relations

$$A(\sigma) = A(\infty) + \frac{2}{\pi} \cdot \int_0^{\infty} \frac{B(x) - B(\infty)}{x^2 - \sigma^2} dx. \quad (4)$$

The added mass at the infinitely high frequency $A(\infty)$ was determined by a separate strip theory analysis, which was justified for a slender body in this limiting case. The damping coefficients for any frequency $B(\sigma)$ were determined by using «thin hull» or «slender» hull theoretical models, which enabled the three-dimensional wave effects in shallow water to be described analytically.

Because of the differences between the hull forms of ships considered in this study and in [3], one can't expect close agreement between the results. However, it is obvious from Figures 5 and 6 that the agreement between the earlier MAE results and those by the three-dimensional diffraction analysis in this study is in fact very good. It is also apparent that MAE «thin» and «slender» hull models produced results which were close to each other. Similar conclusion can be drawn by comparing results for the pitch added mass, which are shown in Figure 7 for the water depth $H/T = 1.3$; comparison for the water depth $H/T = 1.5$ (not presented here) also supports these findings.

Figure 5 shows also the estimate of the added mass according to the asymptotic solution of Tuck [6], which was obtained by MAE for motions of a slender ship in shallow water under the assumption of low wave frequencies. Calculations by simple formulae [6] show that the added mass increases markedly for small frequencies and tends theoretically to infinity. Tuck's solution captures correctly the low frequency limit, where the three-dimensional wave interaction is especially important, but becomes quickly unusable for moderate and high frequencies of motion.

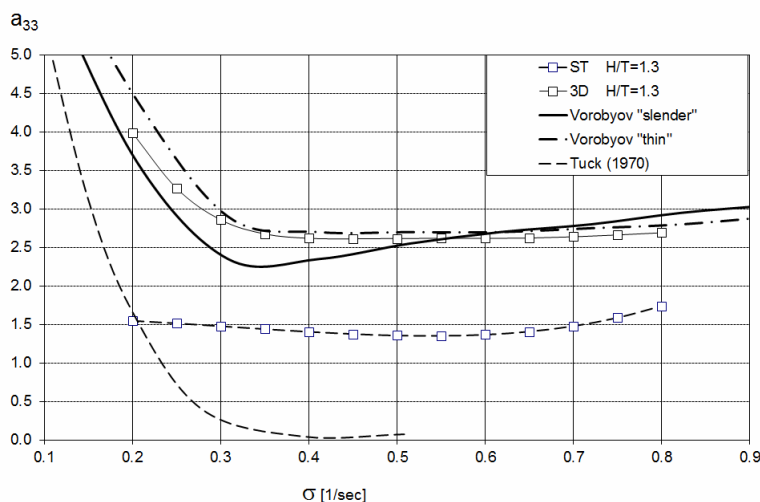


Fig. 5. Heave added mass (a_{33}). Water depth $H/T = 1.30$

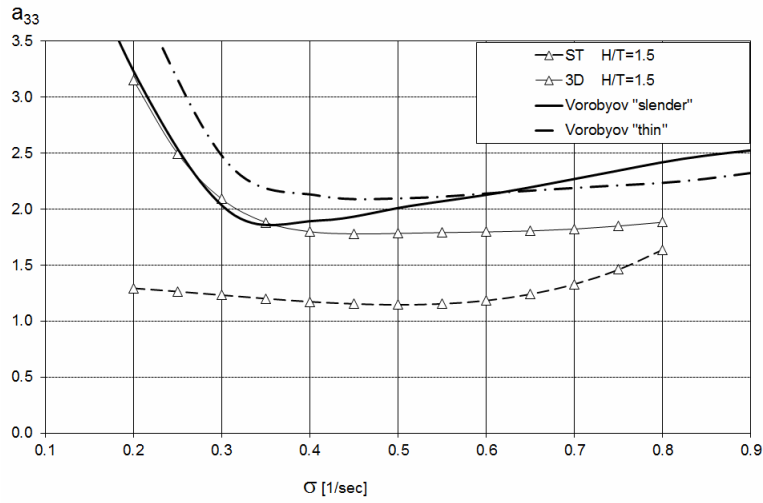


Fig. 6. Heave added mass (a_{33}). Water depth $H/T = 1.50$

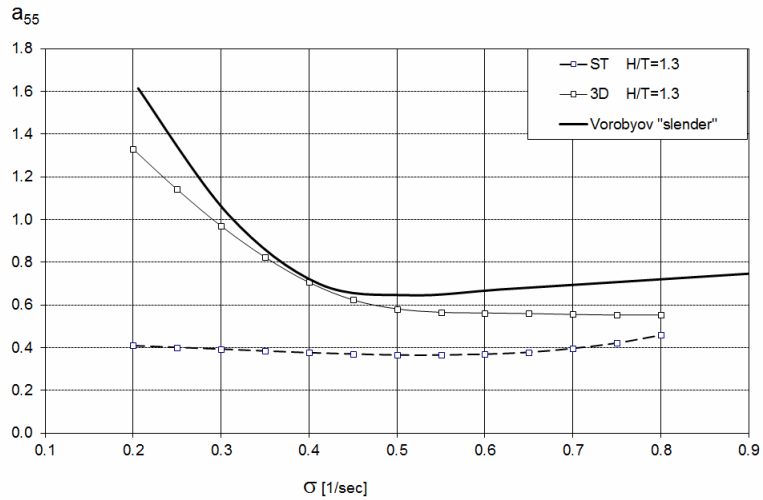


Fig. 7. Pitch added mass (a_{55}). Water depth $H/T = 1.30$

Response amplitude operators. Response amplitude operators (RAO) of heave and pitch motions computed by the strip theory and the three-dimensional diffraction methods are presented in Figures 8 and 9, 10 and 11, and 12 and 13, for the relative water depths $H/T = 2.0$, 1.5 and 1.3 , respectively. The analyses were performed for the incidence angles of 150 and 180 degrees, the latter corresponding to head seas.

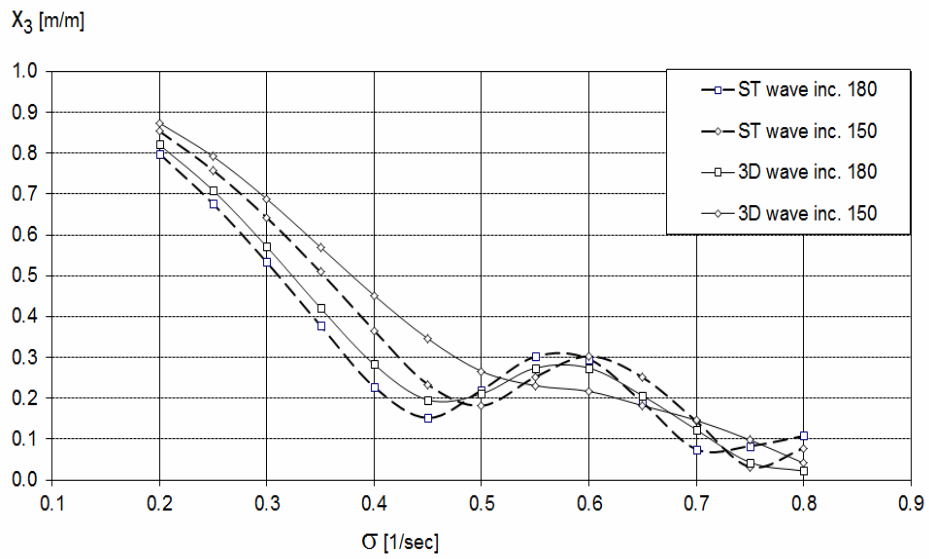


Fig. 8. Heave RAO (X_3) in shallow water $H/T = 2.0$

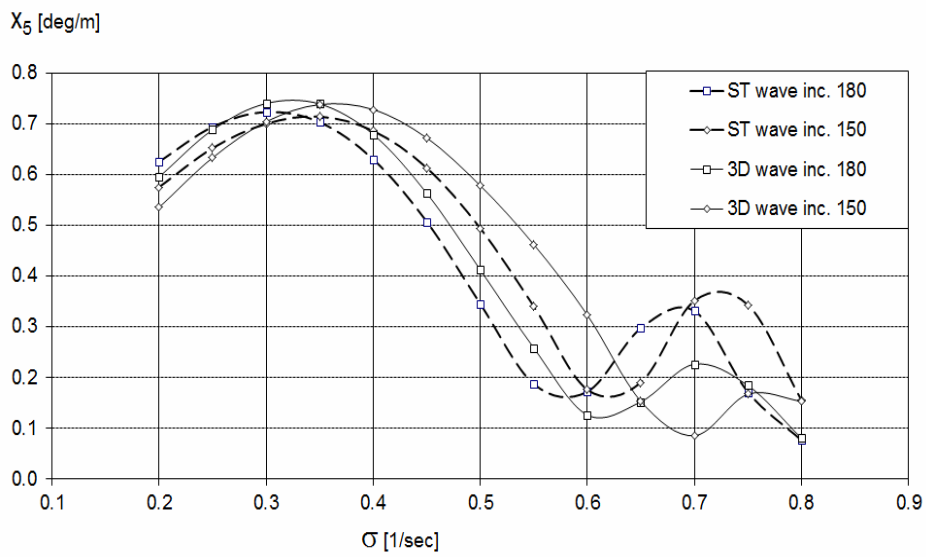


Fig. 9. Pitch RAO (X_5) in shallow water $H/T = 2.0$

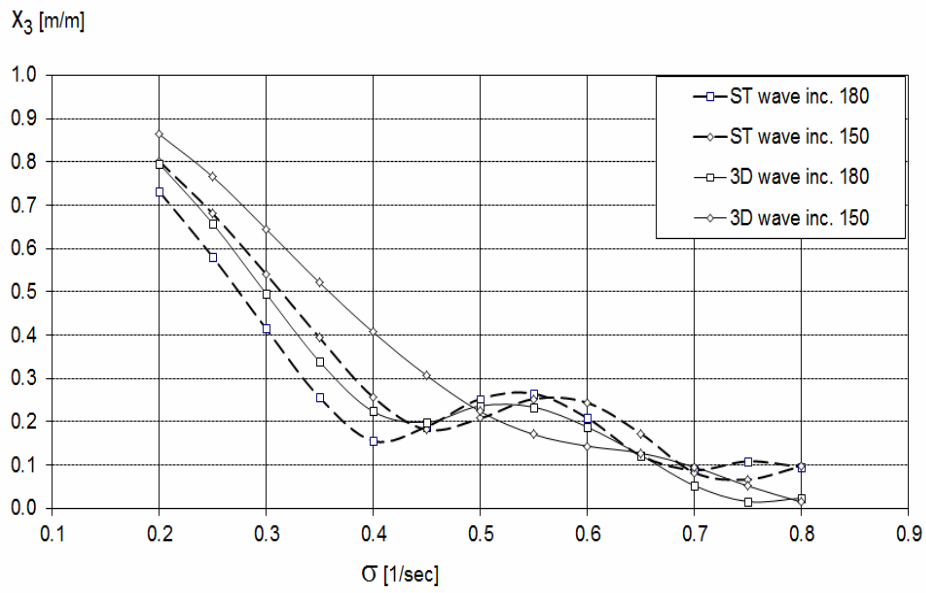


Fig. 10. Heave RAO (X_3) in shallow water $H/T = 1.5$

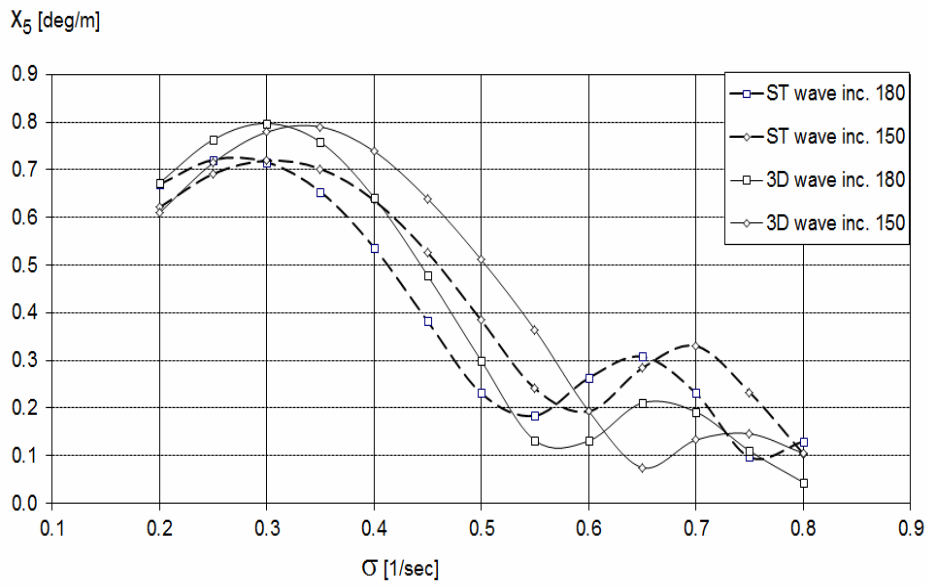


Fig. 11. Pitch RAO (X_5) in shallow water $H/T = 1.5$

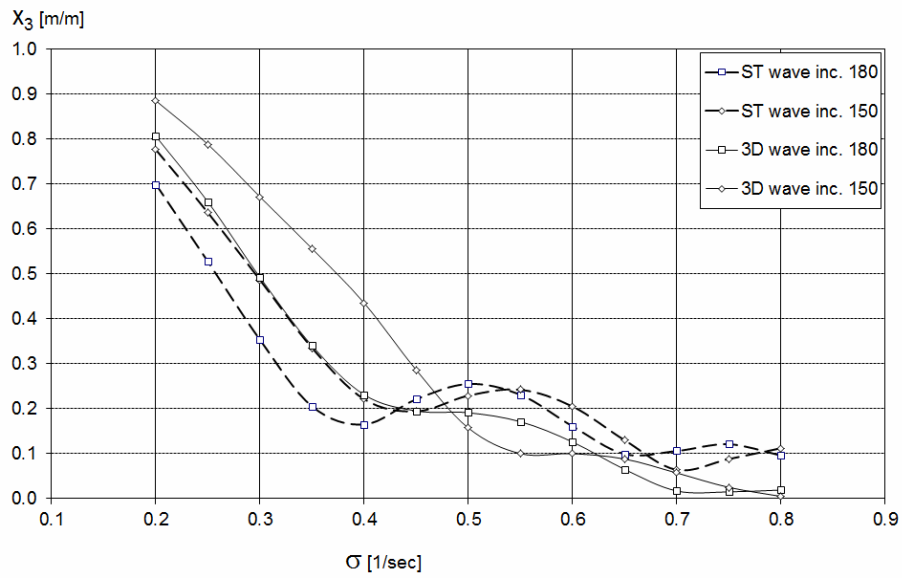


Fig. 12. Heave RAO (X_3) in shallow water $H/T = 1.3$

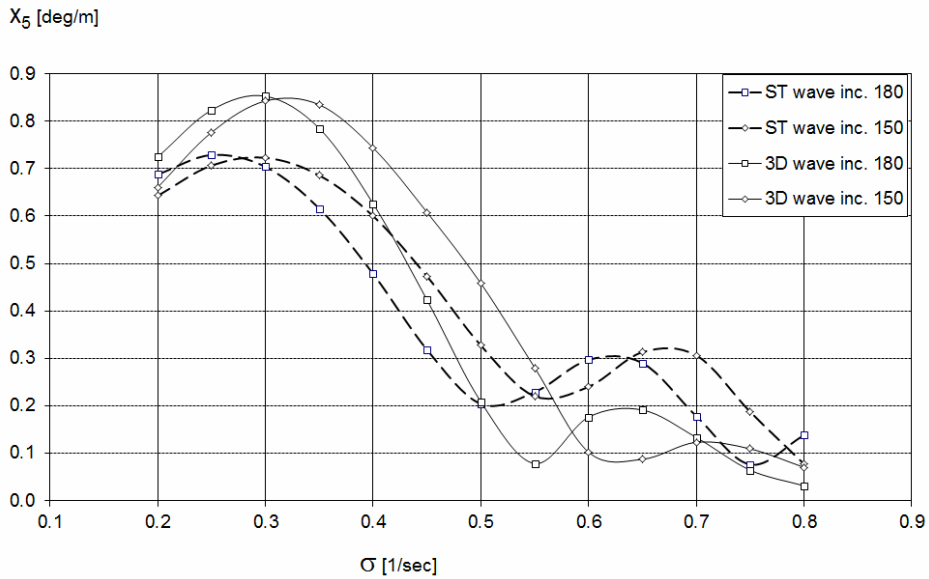


Fig. 13. Pitch RAO (X_5) in shallow water $H/T = 1.3$

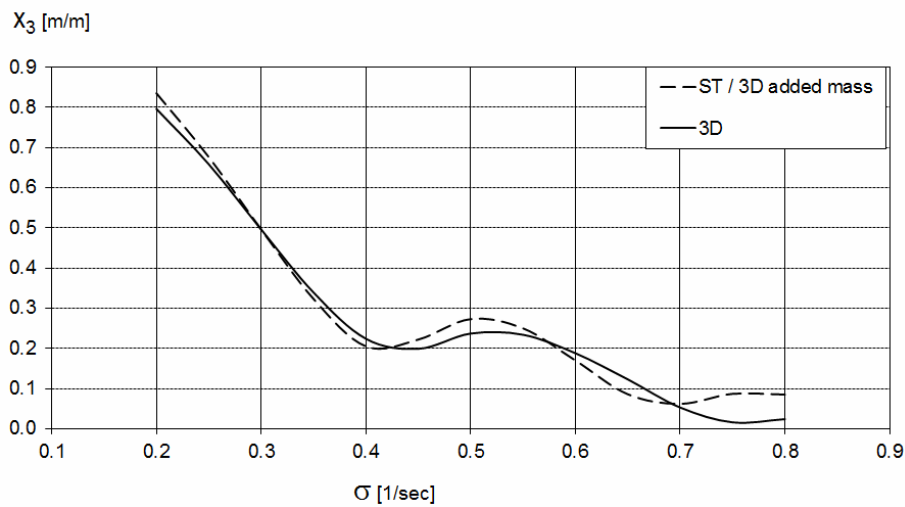


Fig. 14. Heave RAO (X_3) in shallow water $H/T = 1.5$ in head seas by combined method: strip theory with added masses according to the three-dimensional diffraction method

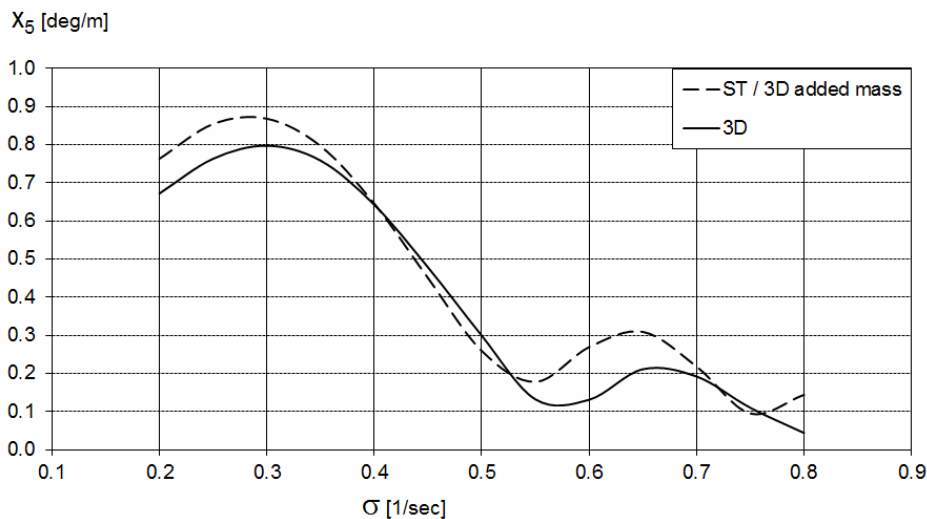


Fig. 15. Pitch RAO (X_5) in shallow water $H/T = 1.5$ in head seas by combined method: strip theory with added masses according to the three-dimensional diffraction method

Generally, the qualitative behaviour of the two sets of RAOs is similar. However, the differences are seen to increase as the water depth reduces. For the water depth $H/T = 2.0$ in head seas, the difference between the two RAO groups is estimated at about 10 %-20 % for wave frequencies of 0.35-0.70 1/s.

However, this difference increases to 50 % and more for the water depth $H/T = 1.3$. For the wave incidence angle of 150 degrees the differences between the two RAOs are seen to be considerably higher than those for head seas.

The discrepancies between the RAOs computed by the two methods are obviously related to differences in hydrodynamic properties. As the previous comparison shown, these differences were the largest for the added mass coefficients. Therefore, as a numerical experiment, additional RAOs were computed by the combined method whereby the added masses were taken from the three-dimensional diffraction analysis while the remaining hydrodynamic characteristics (damping coefficients and exciting forces) were still calculated by the strip theory method. The results of this combined method presented in Figures 14 and 15 for head sea and the water depth $H/T = 1.5$ show very good agreement for heave and reasonable agreement for pitch motions.

This qualitatively confirms the conjecture that the shallow water effect on ship motions is the most substantial through its influence on the added masses, at least in head sea case, when the diffraction components of wave exciting forces are reasonably small.

Conclusions. Findings of this study indicate that the strip theory method, which is used for seakeeping predictions till present days, can't be applied for the analysis of heave and pitch motions of ships in shallow water in its original form. This is especially true for relatively small depths («substantial shallow water» according to terminology introduced by Y.L. Vorobyov) and for low and moderate frequencies of motions, which fall in the range of wave regimes frequently encountered in practice. In such conditions, the influence of the three-dimensional flow effects becomes significant even for hull forms which are deemed to be well represented by the slender body model.

The effects of shallow water on the added masses (and, perhaps, diffraction components of the wave exciting forces at oblique wave angles) are especially pronounced. In relatively small water depths and for low wave frequencies, the strip theory method does not describe the increase in the added mass with sufficient accuracy. This may lead to incorrect predictions of motion amplitudes with un-conservative errors (underestimated motions), especially for water depths less than $H/T = 2.0$. When the correct added masses are included, the difference between the «corrected» strip theory and the three-dimensional BEM method diminishes and becomes insignificant, at least for head sea condition.

These conclusions don't intend to diminish the known advantages of the strip theory and opportunities for its development, especially for solving non-linear problems of seakeeping and prediction of wave loads.

Acknowledgement. The authors thank Matthew White, naval architect of INTECSEA Pty Ltd, for performing motion analyses using the program WADAM.

REFERENCES

1. Kokhanov E.V. *Hydrodynamic Characteristics of Motions of Ship Sections in a Single-layer and Two-layer Fluid*. PhD thesis. – Odessa: Institute of Marine Engineers, 1977 (in Russian).
2. Kokhanov E.V. *Catalogue of Added Mass and Damping Coefficients of Ship Sections in Shallow Water*. – Odessa: Institute of Marine Engineers, 1977. <http://catalogue.nla.gov.au/Record/6303254>
3. Vorobyov Y.L. *Ship Hydrodynamics of a Restricted Waterway*. SPb.: Sudostroenie, 1992 (in Russian).
4. Haskind M.D. *Hydrodynamic Theory of Ship Motions*. –M.: Nauka, 1973 (in Russian).
5. Remez Y.V. *Ship Motions*. – Leningrad: Sudostroenie, 1983 (in Russian).
6. Tuck E.O. *Ship Motions in Shallow Water // Journal of Ship research*. – December. – 1970.
7. Newman J.N. *The Theory of Ship Motions, Advances in Applied // Mechanics*. – 1978. – Volume 18. – P. 221-283.
8. Lee C.-H. *WAMIT Theory Manual*. – Massachusetts Institute of Technology, 1995
9. Andersen P., Wuzhou H. *On the Calculation of Two-Dimensional Added Mass and Damping Coefficients by Simple Green's Function technique // Ocean Engineering*. – Vol. 12. – №. 5. – P. 425-451, 1985.
10. Kim Y. Sclavounos. *A Finite-Depth Unified theory for the Linear and Second-Order Problems of Slender Ships // Journal of Ship Research*. – Vol. 42. – Dec. 1998. – P. 297-309.
11. Purinovic J.V., Jensen J.J. *Wave Loads on Ships Sailing in restricted water depth // Marine Structures*. – Vol. 16. – 2003. – 469-485.
12. Det Norske Veritas (DNV). *SESAM User Manual // WADAM Wave Analysis by Diffraction and Morison Theory*. – January 2. – 2010.
13. Gourlay T., Von Graefe A., Shigunov V., Lataire E. *Comparison of AQWA, GL Rankine, Moses, Octopus, PDSTRIP and WAMIT with Model Test Results for Cargo Ship Wave-Induced Motions in Shallow Water. Proceedings of the ASME 2015 34th international Conference on Ocean, offshore and Arctic Engineering, OMAE2015-41691*.

Стаття надійшла до редакції 11.11.2015

УДК 629.124.74:622.242

А.В. Демидюк, Н.В. Ефремова, А.В. Чернецкий

**О НАЗНАЧЕНИИ ХАРАКТЕРИСТИК ВОЛНЕНИЯ ПРИ ПЛАНИРОВАНИИ
ЭКСПЕРИМЕНТОВ В ОПЫТОВОМ БАССЕЙНЕ ОНМУ**

Розглянуті особливості призначення довжин та висот хвилювання при проведенні експериментів у дослідному басейні ОНМУ. Наведено порівняння профілів хвиль, швидкостей руху хвиль, відносних висот гребенів, відносних об'ємів хвиль, швидкостей перенесення об'ємів, які розраховані для мілководної акваторії за лінійною теорією, за теорією Стокса та за кноїдальною теорією. За результатами запропоновано уточнення методики експериментів.

Ключові слова: мілководдя, нелінійна теорія хвилювання, профіль хвилі, висота гребеня хвилі.

Рассмотрены особенности назначения длин и высот волнения при проведении экспериментов в опытном бассейне ОНМУ. Приведено сравнение профилей волн, скоростей распространения волн, относительных высот гребней, относительных объемов волн, скоростей переноса объемов, рассчитанных для мелководной акватории по линейной теории, по теории Стокса и кноидальной теории. По результатам предложено уточнение методики экспериментов.

Ключевые слова: мелководье, нелинейная теория волн, профиль волны, высота гребня волны.

Characteristics of wave height and length accepting for experiments in the towing tank of ONMU is observed. Results for some characteristics for shallow water defined due to linear, Stokes and cnoidal theories are introduced; characteristics are: wave's contour, wave's speed, relative wave's height, relative wave's volume and wave's volume speed. Improvement of experiment methodic due to calculation results is introduced.

Keywords: shallow water, non-linear wave theory, wave's contour, wave's crest height.

Введение. В задачах гидродинамики морских судов на волнении, как показывает анализ работ отечественных и многочисленных зарубежных авторов, происходит переход от линейных теорий и соотношений к нелинейным. Такой переход оправдан для ветровых волн предельной крутизны на глубокой воде, для длинных волн на значительном мелководье и в зоне разрушения волн.

Рассматриваются, например, нелинейные модели ветровых волн в шторме, нелинейные гидромеханические нагрузки на корпус судна [1], оценка поведения судна на сильном и экстремальном волнении с учетом переменности смоченной поверхности и взаимосвязи колебаний [2] и др.

Предлагаются наборы статистик по волнению: экстремальные (для режима выживания плавучего объекта) и оперативные (повторяемость высот волн, повторяемость периодов волн, совместная повторяемость высот и периодов волн, характеристика волн зыби, орбитальные скорости волн) [3].

В то же время в нормативных документах классификационных обществ для судов в рейсе нормируется только высота волны заданной обеспеченности. Глубина акватории определяется рекомендованным курсом, период (длина) волны не оговаривается [4].

Применение нелинейной теории в задачах динамики судна должно сопровождаться соответствующими экспериментальными исследованиями, в частности, для условий мелководья. Расчеты по нелинейной теории более трудоемки, чем по линейной, однако эти трудности – вопрос квалификации тех, кто выполняет расчеты. Что касается экспериментальной проверки, существуют еще ограничения, связанные с возможностями и особенностями экспериментальных установок.

Цель работы – анализ принятой в практике опытового бассейна ОНМУ методики выбора параметров волнения, путем сравнения характеристик волн, рассчитанных по линейной и нелинейной теории.

Изложение основного материала исследования. В опытовом бассейне ОНМУ выполняются следующие виды экспериментальных исследований [5-9]:

- определение буксировочного сопротивления моделей плавучих объектов на тихой воде и на регулярном волнении (на штатной экспериментальной установке);

- определение кинематических характеристик качки плавучих объектов на регулярном и импульсном волнении (на штатной экспериментальной установке);

- определение возмущающих сил и моментов, действующих на жестко закрепленную модель в условиях регулярного волнения (на специально спроектированной экспериментальной установке);

- определение обобщенных присоединенных массы и соответствующих коэффициентов демпфирования моделей (на модифицированной штатной экспериментальной установке методом вынужденных колебаний на тихой воде).

- определения характеристик силового воздействия прогрессивных волн конечной амплитуды на подводные сооружения (трубопроводы и волноломы).

Курсовые углы набегающего волнения устанавливаются в диапазоне $0-180^\circ$ с заданным шагом. Высота волн $H = 0,02-0,12$ м. Частота регулярного волнения изменяется в пределах $\omega = 3.5 \div 12.5 c^{-1}$. При $\omega < 3.5 c^{-1}$ характеристики качки могут быть определены на импульсном (кратковременном неустановившемся) волнении.

После модернизации, выполненной в 2009-2010 гг., появилась возможность модулировать частоту волнения, имитируя нерегулярность волнения по длине, при этом высота волн остается неизменной.

В расчетах устойчивости, ходкости и качки в качестве характерных длин волн используют длину судна, удвоенную длину судна и удвоенную ширину. Если для расчетов используется линейная теория, в которой не связаны между собой длина и высота волны, то диапазон длин волн от $\lambda_{\min} = 2B$ до $\lambda_{\max} = 2L$ (B и L - ширина и длина судна соответственно) с любым заданным шагом охватывает все возможные курсовые углы набегающего волнения и его можно использовать при любой глубине акватории. Для экспериментальной проверки расчетов используется тот же диапазон длин волн.

Относительные высоты волн в практике бассейна ОИИМФ (позднее ОНМУ) обычно принимались равными $\frac{H}{\lambda} = \frac{1}{40} \div \frac{1}{100}$ (где H - высота волны), причем меньшие значения соответствовали большим длинам волн. Увеличение высоты волны возможно, но может привести к неустойчивости волнения (при $\frac{H}{\lambda} \approx \frac{1}{30}$), особенно в условиях мелководья.

Кроме того, при малом запасе глубины под днищем модели и высоких волнах возможны удары модели о дно. Поэтому корректный выбор характеристик волнения в эксперименте прямо определяет его качество и достоверность.

Параметры задаваемого волнения должны определяться с учетом оптимального масштаба модели и характеристик волнения в условиях эксплуатации натурального объекта. Таким образом, при планировании эксперимента крайне важно оценить диапазон длин и высот натурального волнения и то, насколько будут отличаться характеристики таких волн, определенные по линейной и нелинейной теориям. Данное обстоятельство определяет актуальность темы работы.

Значительная часть украинского сектора акватории Черного моря имеет глубину менее 100 м, при этом средняя глубина моря превышает 1200 м. В Черном море период ветровых волн, как правило, не превышает 9 с, высота волн (кроме самых крупных штормовых) не превышает 6 м. Длина такой волны в условиях глубокой воды $\lambda = 126.5$ м, крутизна $\frac{H}{\lambda} = \frac{1}{21}$. Волны зыби в Черном море длиннопериодные – $\tau = 13 \div 15$ с, зимой до 17 с. Высоты волн зыби рекомендовано определять из соотношения $\frac{H}{\lambda} = \frac{1}{30} \div \frac{1}{50}$ или по формуле Циммермана $H = 0.17\lambda^{\frac{3}{4}}$ для развившихся волн длинной зыби.

Для глубоководной акватории при $\tau = 13$ с получается, что длина волны $\lambda = 264$ м, высота волны $H = 8.8 \div 5.28$, по формуле Циммермана $H = 11.13$ м, т.е. $\frac{H}{\lambda} = \frac{1}{24}$. При $\tau = 15$ с эти величины равны соответственно: $\lambda = 351$ м, высота волны $H = 11.7 \div 7.02$, по формуле Циммермана $H = 13.79$ м, т.е. $\frac{H}{\lambda} = \frac{1}{25}$.

В мелководной зоне ($h_{кр} < h < 0.5\lambda$, h – глубина акватории) меняется профиль волны (заостряются вершины, становятся более пологими подошвы). Крупные волны уменьшаются, мелкие увеличиваются по длине и высоте [10; 11]. В то же время средние периоды и распределения периодов ветрового волнения при переходе на мелководье почти не изменяются (статистические данные) [3]. По мере уменьшения относительной глубины высота волн вначале уменьшается, затем возрастает; длина волн уменьшается.

Разрушение волн начинается при $h_{кр} = 2H$, где H – высота волны. Чем меньше исходная крутизна волн глубокой воды, тем больше возрастает их высота и на меньшей относительной глубине начинается их разрушение.

Так, при $\tau = 13$ с наиболее пологая волна начинает разрушаться на глубине $h_{кр} = 10.56$ м, наиболее крутая – на глубине $h_{кр} = 22.26$ м; при $\tau = 15$ с эти глубины соответственно 14.04 м и 27.58 м.

При глубине акватории $0.5\lambda > h > h_{кр}$ в расчетах используется теория нелинейных волн конечной амплитуды. В данной работе – теория Стокса 5 порядка [12]. Для очень малых глубин ($h < 0.1\lambda$) применяется теория кноидальных волн.

Применимость различных теорий волнообразования также можно оценить по значениям числа Урселла [3]:

$$- N_{URS} = \frac{H\lambda^2}{h^3} < 10 \text{ – теория Стокса;}$$

$$- N_{URS} = \frac{H\lambda^2}{h^3} > 26 \text{ – кноидальная теория.}$$

В промежутке применимы обе теории за исключением случаев, когда при тех же условиях можно использовать линейную теорию.

По другим источникам, кноидальная теория должна применяться при $N_{URS} > 40$ [10].

Как будет показано ниже, очевидное отличие волны конечной амплитуды от волны малой амплитуды – более высокий и острый гребень. Таким образом, максимальное давление в жидкости у вершины волны конечной амплитуды будет больше, чем у волны малой амплитуды

при одинаковой относительной высоте волн. Другие характеристики профиля требуют детального анализа. При этом следует учесть, что в расчетах ходкости и качки понятие «мелководье» связывают с соотношением глубины водоема и осадки судна.

Рассмотрим волнение в акватории глубины h . Система координат и обозначение параметров волны показаны на рис. 1.

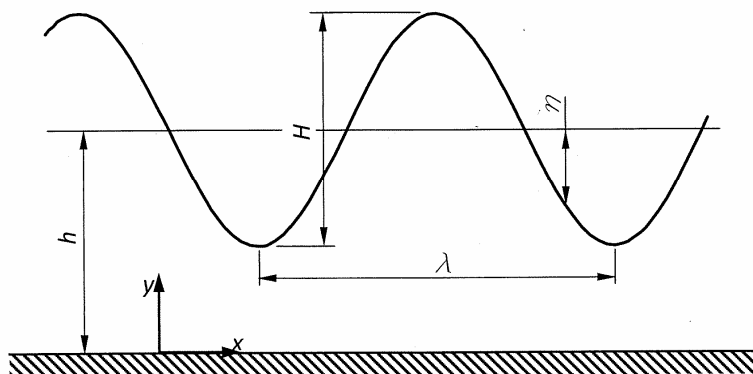


Рис. 1. Система координат и характеристики волнения

Для волны малой амплитуды (линейная теория или теория Эри) с длиной λ , высотой H и периодом τ уравнение волнового профиля

$$\eta = \frac{H}{2} \cos(kx - \omega t), \quad (1)$$

где волновое число $k = \frac{2\pi}{\lambda}$ и круговая частота волнения $\omega = \frac{2\pi}{\tau}$ связаны выражением

$$\omega^2 = gkh(kh). \quad (2)$$

Скорость распространения волны

$$c = \frac{\omega}{k}. \quad (3)$$

Согласно теории Стокса пятого порядка для волны конечной амплитуды с волновым числом k , высотой H и круговой частотой ω_c уравнение волнового профиля

$$\eta = \frac{1}{k} \sum_{n=1}^5 F_n \cos(n(kx - \omega_c t)), \quad (4)$$

где F_n – параметры формы и высоты волнения, зависящие от kh [12].

Соотношение между круговой частотой и волновым числом

$$\omega_c^2 = gk(1 + a^2C_1 + a^4C_2)h(kh), \quad (5)$$

где a – параметр высоты волны,

C_1, C_2 – параметры частоты волны, зависящие от $\frac{h}{\lambda}$ [12].

Скорость распространения волны

$$c = \left[\frac{g}{k} (1 + a^2C_1 + a^4C_2)h(kh) \right]^{0.5}. \quad (6)$$

Для кноидальной волны с волновым числом k_K , высотой H и круговой частотой ω_K уравнение волнового профиля

$$\eta = \eta_{\min} + Hcn^2((k_Kx - \omega_Kt), m), \quad (7)$$

где η_{\min} – отклонение, соответствующее подошве волны;

cn – эллиптическая функция Якоби с модулем m ($0 \leq m \leq 1$);

$$mK^2 = \frac{3}{16} \frac{H\lambda^2}{h^3};$$

K – полный эллиптический интеграл, зависящий от m .

Период кноидальных волн равен $2K$, т.е.

$$k_K = \frac{2K}{\lambda} \text{ – волновое число;}$$

$$\omega_K = \frac{2K}{T} \text{ – круговая частота волнения.}$$

Соотношение между круговой частотой и волновым числом

$$\omega_K^2 = ghk_K^2 \left[1 + \frac{H}{mh} \left(\frac{1}{2} - \frac{E}{K} \right) \right]^2, \quad (8)$$

где E – полный эллиптический интеграл второго рода, зависящий от m ;

$$\eta_{\min} = H \frac{K(1-m) - E}{mK}.$$

Скорость распространения кноидальной волны определяется формулой, аналогичной (3).

Рассмотрим в качестве примера назначение характеристик волнения для балкера «Зоя Космодемьянская» (форма корпуса которого типична для крупнотоннажных танкеров и балкеров) при его движении в Одесском заливе. Главные размерения судна: $L = 201.6$ м, $B = 31.8$ м, $T = 11.73$ м. Тогда, следуя обычной практике опытового бассейна

ОНМУ, расчетный диапазон длин волн принимается от $\lambda_{\min} = 2B$ до $\lambda_{\max} = 2L$, для мелководья относительные глубины акватории $\frac{h}{T} = 1.3$, $\frac{h}{T} = 1.5$, $\frac{h}{T} = 2.0$. Значения длин волн глубокой воды и глубин мелководной акватории приведены в таблице. Там же даны значения длин и относительных высот волн, которые получаются при переходе на мелководье заданной глубины.

Характеристики волн при переходе с глубокой воды на мелководье

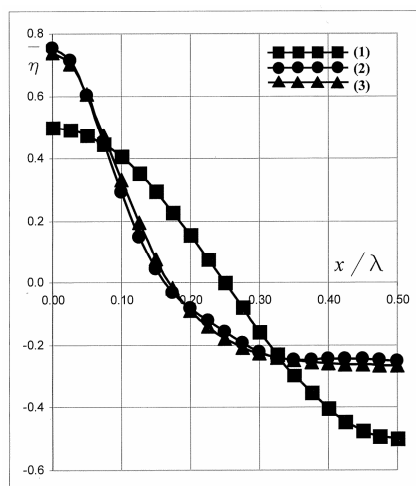
$H_{2l} = \frac{\lambda_{2l}}{40}$									
$\lambda_{2l} \rightarrow$ м	63.6			201.6			403.2		
$h \downarrow$ м	$\frac{h}{\lambda_{2l}}$	λ_m	$\frac{H_m}{\lambda_m}$	$\frac{h}{\lambda_{2l}}$	λ_m	$\frac{H_m}{\lambda_m}$	$\frac{h}{\lambda_{2l}}$	λ_m	$\frac{H_m}{\lambda_m}$
15.25	0.24	57.3	$\frac{1}{41}$	0.076	125.0	$\frac{1}{26}$	0.038	197.6	$\frac{1}{18}$
17.60	0.277	58.0	$\frac{1}{40}$	0.087	133.1	$\frac{1}{28}$	0.044	205.6	$\frac{1}{19}$
23.46	0.369	60.5	$\frac{1}{39}$	0.116	145.2	$\frac{1}{31}$	0.058	221.8	$\frac{1}{22}$

Для вычисления характеристик волн использовался написанный на интерпретируемом объектно-ориентированном языке программирования Python класс и пользовательское приложение, реализующее алгоритм расчета характеристик волнения рассмотренными методами.

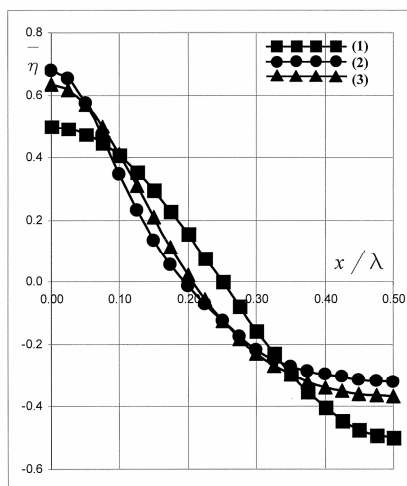
Ниже в качестве примера (рис. 2 и 3) приведены результаты расчетов по различным теориям ординат волн $\bar{\eta} = \frac{\eta}{H/2}$ в зависимости от

отношения $\frac{x}{\lambda}$ при различных глубинах акватории, длинах и относительных высотах волн.

Определим теперь характеристики волнения заданной длины и крутизны, исходя из заданной глубины акватории. Примем в качестве расчетных значения глубин $h_1 = 17$ м, $h_2 = 23$ м (соответственно – глубины рейдовых стоянок Одесского морского торгового порта по данным «Известия мореплавателям» 2012 года).

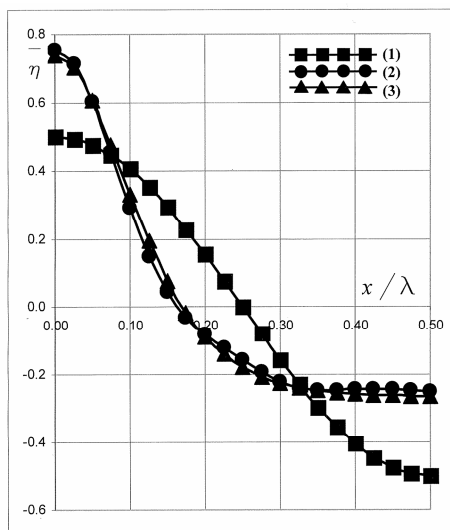


Глубина акватории $h = 17.6$ м,
число Урселла $N_{URS} = 75.1$

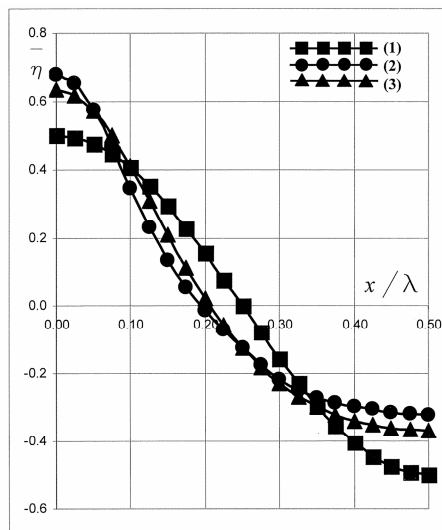


Глубина акватории $h = 23.46$ м,
число Урселла $N_{URS} = 31.7$

Рис. 2. Относительные ординаты профиля волны длины $\lambda = 201.6$
крутизны $\frac{H}{\lambda} = \frac{1}{20}$: 1 – линейная теория; 2 – теория Стокса;
3 – кноидальная теория



Глубина акватории $h = 17.6$ м,
число Урселла $N_{URS} = 37.6$



Глубина акватории $h = 23.46$ м,
число Урселла $N_{URS} = 15.9$

Рис. 3. Относительные ординаты профиля волны
длины $\lambda = 201.6$ крутизны $\frac{H}{\lambda} = \frac{1}{40}$: 1 – линейная теория;
2 – теория Стокса; 3 – кноидальная теория

Для этих глубин влияние мелководья не должно сказываться при длинах волн, меньших 34 м и 46 м соответственно, а волнение длиной более 170 м и 230 м (если оно может существовать) должно рассматриваться в рамках теории кноидальных волн.

Ниже приведены результаты расчетов по различным теориям в зависимости от длины волны λ ($\lambda = 34 \div 208$ м), высоты которых $H = \frac{1}{40} \lambda$, следующих характеристик:

- относительных высот гребня волны $\bar{\eta}_{ep} = \frac{\eta_{ep}}{H/2}$ (рис. 4);

- скоростей распространения волны c , м/с (рис. 5);

- относительного объема волны на единицу длины гребня, находящегося выше уровня подошвы волны Стокса $\bar{Q} = \frac{Q}{H\lambda}$ (рис. 6);

- относительной скорости переноса объема волны $\frac{\bar{Q}}{\tau}$ (рис. 7).

Полученные результаты показывают, что;

- практически во всем выбранном диапазоне длин волн и глубин максимальное значение высоты гребня волны получается по теории Стокса;

- профили коротких волн, определенные по всем трем теориям, практически совпадают;

- для самых длинных волн относительные высоты гребней, определенные по теории Стокса и кноидальной, практически совпадают на глубине $h_1 = 17$ м; на глубине $h_2 = 23$ м гребни волн Стокса выше гребней кноидальных волн на 5-6 % во всем диапазоне длин волн;

- скорости распространения кноидальных волн во всем диапазоне длин волн превышают скорости, определенные по другим теориям;

- относительные объемы волн конечной амплитуды в области длинных волн меньше, чем у волны Эри, в области коротких волн объемы по трем теориям практически одинаковы; отличие объемов на глубине $h_1 = 17$ м больше, чем на глубине $h_2 = 23$ м; если определять объемы волн для каждой из волн относительно ее подошвы а не относительно общего уровня (подошвы волны Стокса), различие будет еще больше;

- скорости переноса относительных объемов волн Эри и Стокса практически совпадают во всем диапазоне длин волн; скорости переноса относительных объемов кноидальных волн в области длинных волн существенно превышают соответствующие значения по остальным теориям;

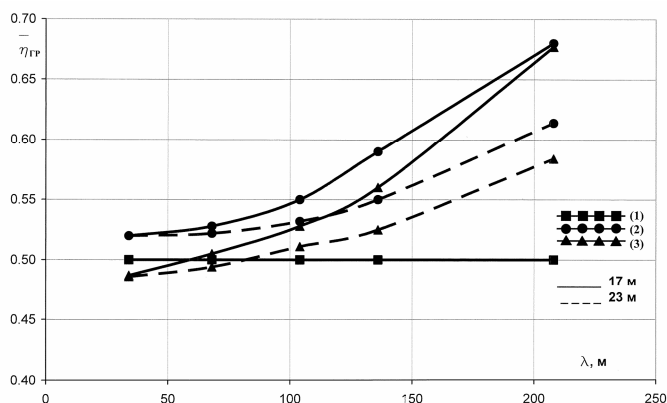


Рис. 4. Относительная высота гребня волны

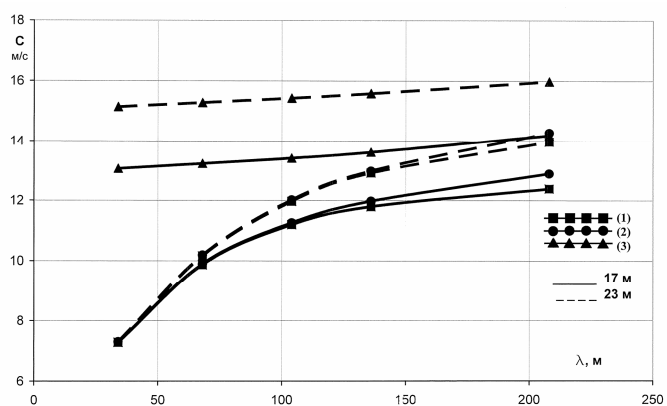


Рис. 5. Скорость распространения волны

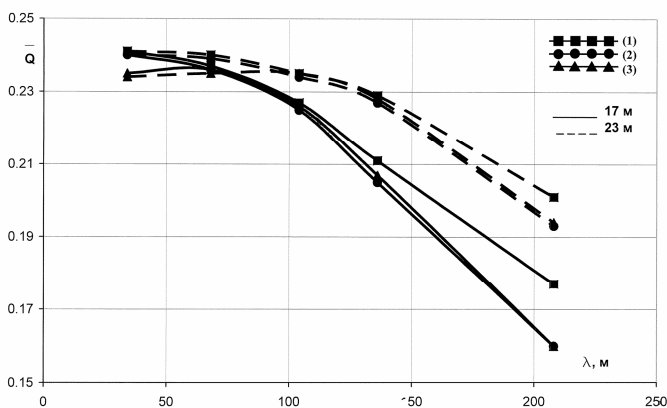


Рис. 6. Относительный объем волны на единицу длины гребня

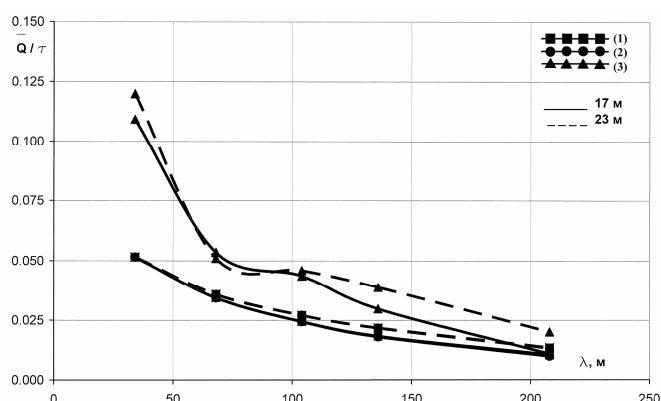


Рис. 7. Относительная скорость переноса объема волны

- в области коротких волн периоды кноидальных волн по расчету существенно меньше, чем периоды волн, вычисленные по другим теориям (это связано с определением эллиптических функций, входящих в уравнение волнового профиля), соответственно скорости переноса объемов существенно возрастают; в этой области кноидальная теория неприменима.

Выводы

1. При назначении в эксперименте расчетных параметров волнения для мелководья необходимо проверить возможность существования волн заданной длины и высоты при данной глубине.

2. При моделировании взаимодействия судна с относительно крутыми ($H = \frac{1}{30} \lambda$) волнами, длина которых сопоставима с длиной судна, в методику проведения опытов, принятую в ОНМУ, не требуется вносить изменений.

3. При моделировании взаимодействия судна с волнами, длина которых превышает длину судна, необходимо вначале определить профиль волны конечной амплитуды. Затем в зависимости от поставленной задачи принять, какая характеристика волны будет смоделирована при данной длине – высота или объем над уровнем подошвы.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Сердюченко А.Н. Динамика морских волн и судна в шторме с учетом нелинейных эффектов // Гидромеханика. Межведомственный сб. научн. тр. – Вып. 72. – К.: Институт гидромеханики НАН Украины, 1998. – С. 112-134.

2. Мореходность судов и средств океанотехники. Методы оценки: Монография / Под ред. И.К. Бородая. – СПб.: ФГУП «Крыловский государственный научный центр», 2013. – 256 с.
3. Лопатухин Л.И. Ветровое волнение: Учебн. пособие. – СПб.: ВВМ, 2012. – 165 с.
4. Исследование режима волнения в 10-мильной прибрежной зоне Черного моря от Дунайской Прорвы до порта Новороссийск, включая Керченский пролив: Научно-технический отчет. – СПб.: СПГУ, 2008. – 172 с.
5. Кириллов В.Н., Демидюк А.В., Тонюк В.И. Экспериментальная установка для исследования гидродинамических характеристик продольной качки моделей судов // Вісник ОДМУ. – Одеса: Вид-во ОГМУ, 1998. – № 1. – С. 90-93.
6. Ефремова Н.В. Экспериментальное исследование возмущающих сил и моментов модели СПБУ на регулярном волнении. // Вісник ОНМУ. – Одеса: Вид-во ОНМУ, 2003. – №11. – С. 78-89.
7. Ефремова Н.В. Экспериментальное исследование гидродинамических характеристик качки модели СПБУ методом вынужденных колебаний // Вісник ОНМУ. – Одеса: Вид-во ОНМУ, 2003. – № 12. – С. 37-45.
8. Ефремова Н.В. Экспериментальное исследование кинематических характеристик качки модели СПБУ на регулярном и импульсном волнении // Вісник ОНМУ. – Одеса: Вид-во ОНМУ, 2004. – № 14. – С. 50-57.
9. Федорова Е.Ю. Силовое воздействие прогрессивных волн конечной амплитуды на горизонтальный подводный волнолом // Вісник ОНМУ. – Одеса: Вид-во ОНМУ, 2003. – № 11. – С. 139-152.
10. Мунк В. Теория одиночных волн и ее применение к зоне прибоя // Основы предсказания ветровых волн, зыби и прибоя: Сб. статей. – М.: ИЛ, 1951. – С. 403-409.
11. Fenton J. D. The cnoidal theory of water waves // *Developments In Offshore Engineering: Wave Phenomena And Offshore Topics* / Herbich J.B., Editor. – Gulf Publishing Company, 1998, – P. 55-100.
12. Доусон Т. Проектирование сооружений морского шельфа. – Л.: Судостроение, 1986. – 288 с.

Стаття надійшла до редакції 30.10.2015

УДК 533.6.08: 532.574

В.В. Бабенко, В.А. Кочін, В.М. Турик, М.В. Кочіна

МЕТОД КЕРУВАННЯ ВИХОРОУТВОРЕННЯМ
НА ВХОДІ ДО КАМЕР ЗМІШУВАННЯ

Предложены результаты экспериментальных исследований метода управления процессами переноса в рабочих средах камеры смешивания вихревого типа. Изучена реакция на управляющие действия наиболее энергонасыщенной когерентной вихревой структуры путем сравнения статистических характеристик пульсирующего течения, амплитудно-частотных спектров среднеквадратичного отклонения актуальной скорости, а также пространственно-частотного разделения энергии пульсационного движения. Определена возможность эффективного руководства структурного течения, в частности достижением «обратного распада вихрей».

Ключевые слова: вихревая камера, флаттер, когерентная вихревая структура, статистические характеристики, вихрегенератор, «обратный распад вихрей».

Запропоновано результати експериментального дослідження методу керування процесами переносу в робочих середовищах камери змішування вихревого типу. Вивчена реакція на керувальні дії найбільш енергонасиченої когерентної вихревої структури шляхом порівняння статистичних характеристик пульсуючої течії, амплітудно-частотних спектрів середньоквадратичного відхилення актуальної швидкості, а також просторово-частотного розподілу енергії пульсаційного руху. Виявлена можливість ефективного керування структурою течії, зокрема досягненням «зворотного розпаду вихорів».

Ключові слова: вихрова камера, флаттер, когерентна вихрова структура, статистичні характеристики, вихрогенератор, «зворотний розпад вихорів».

The experimental results of method on control of transfer processes in continuous mediums of the vortex mixing chambers are proposed. It is studied the response on control actions of the most energy-consuming coherent vortex structures by comparing of statistical characteristics of pulsating flow, amplitude-frequency spectra of standard deviation of actual speed, and spatial-frequency distribution of pulsating flow energy. The possibility of effective control of the flow structure, including the achievement of «reverse vortex decay», is revealed.

Keywords: vortex chamber, flutter, coherent vortex structures, statistical characteristics, vortex generator, «reverse vortex decay».

© Бабенко В.В., Кочін В.А., Турик В.М., Кочіна М.В., 2015

Вступ. Визначальна роль в процесах переносу маси, імпульсу й теплоти в потоках робочих середовищ камер змішування різного призначення, характерних для циліндрів дизелів, топкових пристроїв, систем кондиціонування, камер ракетних двигунів, плазмотронів, ядерних енергоустановок тощо, належить низькочастотним складовим турбулентного руху, які зумовлюють основний внесок в турбулентну дифузію [1]. До-слідження структури течії у вихрових камерах (ВК) [2] вперше виявили, що низькочастотні складові пульсацій у ВК генерують, головним чином, спіралеподібні енергоємні когерентні вихрові структури (ЕКВС) великих масштабів, які розповсюджуються вздовж активної і тупикової зон камери у різних напрямках відносно впускних соплових пристроїв (рисунок 1).

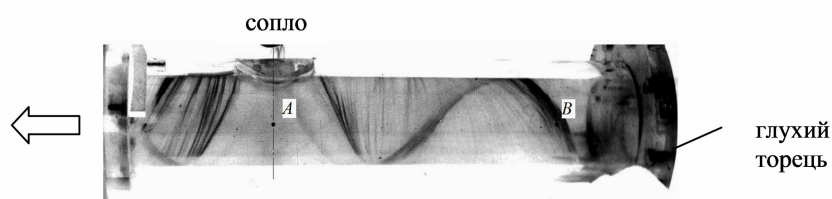


Рис. 1. Вихрова камера та досліджувана область ЕКВС:
А – точка вимірювань; В – приклад ЕКВС

Доведено також, що на стадії формування цих ЕКВС шляхом підживлення їх енергією беруть участь більш дрібні вихрові системи типу Гьортлера-Людвіга, які утворюють поблизу внутрішньої поверхні циліндричної частини камери безпосередньо за впускними соплами область у вигляді несиметричного криволінійного конуса з кутом конусності приблизно 55° . Цілком очевидно, що пошуки шляхів подальшого підвищення економічності й надійності машин і апаратів вихрового типу мають включати розробку новітніх методів ефективного керування зазначеними вище вихровими структурами, оскільки саме вони визначають в цілому топологію й кінематику течії у камерах змішування, а отже, їх теплові й гідродинамічні характеристики.

Постановка завдання. Основна мета роботи – це експериментальна перевірка методу малозатратного керування (згідно з принципом взаємної сприйнятливості вихрових структур) процесами змішування робочого середовища у ВК шляхом дії на вхідний потік вихровими утвореннями, що генеруються вихрогенераторами (ВГ) у вигляді спеціально підібраних флатеруючих крилових елементів різної жорсткості у тангенціальному впускному соплі. Під дією повітряного потоку кожне крило набуває режим автоколивань, що безумовно має впливати на структуру течії та процеси переносу у потоці. Спочатку необхідно здійснити попередню кількісну оцінку ефективності запропонованого «флатерного» засобу керування цією структурою в

камері. Потім при застосуванні ВГ у вхідному соплі та за їх відсутністю пропонується здійснити аналіз розподілу питомої енергії пульсацій швидкості по різних частотним смугам досліджуваного робочого діапазону 0-320 Гц в центральній точці А пристінної частини зони формування ЕКВС та гьортлер-людвігівської області течії [2] в центральній сопловій площині нормального перерізу ВК на радіальній відстані 0,002 м від її внутрішньої стінки, полярний кут θ розташування точки відносно вертикальної осі нормального перерізу складав 90° (рисунок 1).

Для цього передбачено розв'язати такі задачі:

1) визначити можливість застосування традиційно використовуюваного при подібних дослідженнях спектрального аналізу щодо обраної просторово-частотної області дослідження ЕКВС у камері;

2) здійснити статистичний аналіз кінематичних характеристик руху газу в досліджуваній області при наявності та відсутності керувальних дій.

Експериментальна установка та методика. Дослідження проведене на аеродинамічній установці, робоча ділянка якої виконана з оргскла у вигляді прозорої циліндричної ВК внутрішнім діаметром $d_0 = 0,102$ м і довжиною $l_0 = 0,635$ м (рисунок 1) [2; 3]. Відносна глибина розташування глухого торця від середини сопла $\bar{L} = L/d_0 = 4,4$. Вентилятор працює на всмоктування повітря через впускне сопло прямокутного прохідного перерізу $a \times b = 0,041 \times 0,025$ м² із заокругленими вершинами кутів (рисунок 2). Кути тангенціальності входу потоку до ВК та осьового розташування довшої сторони сопла відносно твірної циліндра склали відповідно $\gamma = 88^\circ$ та $\alpha = 0^\circ$.

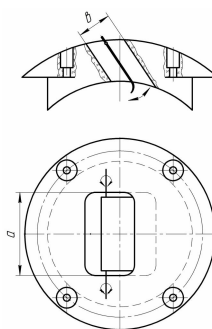


Рис. 2. Впускне сопло з крилоподібним елементом

Опис експериментальної установки та загальна частина методики проведення експерименту наведені в роботі [3]. В даному дослідженні у вхідному соплі камери по черзі були розташовані пластмасові крилоподібні елементи малого подовження – жорстке крильце з еластичним

закрилком, що виконаний із матеріалу низької жорсткості (j), та жорстке крильце з жорстким загнутим закрилком (k) (рисунок 3).

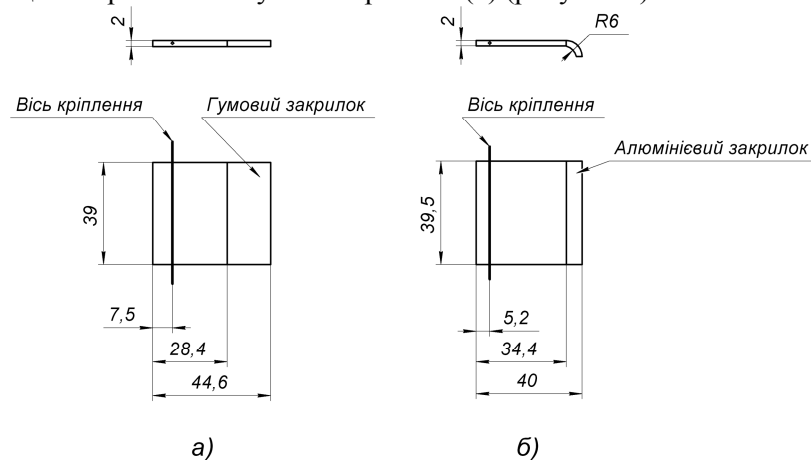


Рис. 3. Ескіз конструкції крилець вихорогенераторів:
а) крильце з еластичним закрилком; б) крильце із жорстким закрилком

Обидва вихорогенератори мали горизонтальні осі поворотно-коливального руху та знаходились в режимі флатера. Досліди проводились при фіксованій величині числа Рейнольдса $Re_c = 87560$, обчисленого по параметрам потоку в проточній частині сопла.

Параметри повітря на вході до сопла ВК становили: температура $t_0 = 20^\circ C$, атмосферний тиск $p_0 = 10^5 Pa$. Після попередньої візуалізації течії за допомогою монодисперсного порошку були проведені інструментальні вимірювання актуальних швидкостей в досліджуваній зоні течії з використанням термоанемометричної апаратури постійної температури «DISA-55M» з однопровідним дротяним датчиком, сполученим з аналого-цифровим перетворювачем L-264 фірми «L-Card», який установлений в якості плати розширення до IBM-сумісного комп'ютера. Обробку вимірювальної інформації здійснено за допомогою ліцензійної програми «PowerGraph Professional». Частота дискретизації сигналу при опитуванні датчика термоанемометра процесором комп'ютера обиралась на рівні $640 Гц$ для задоволення умовам теореми Котельникова, оскільки робочий діапазон частот, визначений попередньо за допомогою аналізатора спектра, не перевищував $320 Гц$.

До аналізу було залучено трансверсальні складові швидкості у зв'язку з найбільшими за модулем значеннями, стабільними і найбільш точно визначеними за знаком розподілами їх усереднених за часом величин вздовж діаметра і осі циліндричної частини ВК порівняно з квазігармонічним характером профілів усереднених осьових складових швидкості.

Дослідження енергетичних особливостей течії на макрорівні у ВК в області вимірювань передбачало попередній аналіз розподілу відносної інтенсивності пульсацій в точці А, для чого було проведено процедуру вилучення «хибних викидів» (цензурування вибірки). Критерії вибору досліджуваної області аналізу – статистична стаціонарність та наближення кривих щільності розподілу ймовірності (PDF) актуальної швидкості в характерній точці течії до виду Гаусса. З метою коректного порівняння кривих PDF та спектральних характеристик при обробці експериментальних даних було здійснено режекцію гармоніки 50 ± 1 Гц, яка може відображати частоту наводки зовнішньої мережі на вимірювальний тракт термоанемометра.

Результати. Перевірка на «нормальність» розподілу ймовірності актуальної швидкості, що була проведена шляхом побудови гістограм та кривих щільності розподілу як їх обвідних при граничному переході «гістограма-полігон розподілу-неперервна функція» (рисунок 4), показала їх наближену відповідність закону Гаусса при відносно невеликих відхиленнях математичного очікування, що розраховано по середньому арифметичному, від моди реального закону розподілу. Це дозволяє здійснювати в досліджуваній області вимірювань порівняння різних засобів керування класичною побудовою амплітудно-частотних спектрів пульсацій швидкості, а також аналізом частотного розподілу енергії пульсаційного руху за умов як наявності ВГ різних видів, так і відсутності джерел зовнішніх вихрових збурень у впускному соплі.

Алгоритм обробки осцилограм термоанемометрування в досліджуваній зоні ЕКВС передбачав обчислення основних статистичних параметрів кожної реалізації для випадків відсутності ВГ і їх підключення, та зводився до наступного:

1. Визначення центральних моментів від другого до четвертого порядків

$$m_r = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \mu_x)^r,$$

де μ_x – математичне сподівання стаціонарної випадкової функції x_i (середнє значення актуальної швидкості), яке з огляду на гіпотезу про ергодичність процесу дорівнює

$$\mu_x = \frac{1}{T} \int_0^T x_i(t) dt,$$

де T – часовий період реалізації процесу (в наших дослідах $T = 10$ с);

γ – порядок центрального моменту (при $\gamma = 2$ маємо другий центральний момент – дисперсію $m_2 = D$);

n – кількість елементів у вибірці (одичних вимірювань в реалізації за період T), $n = 6400$.

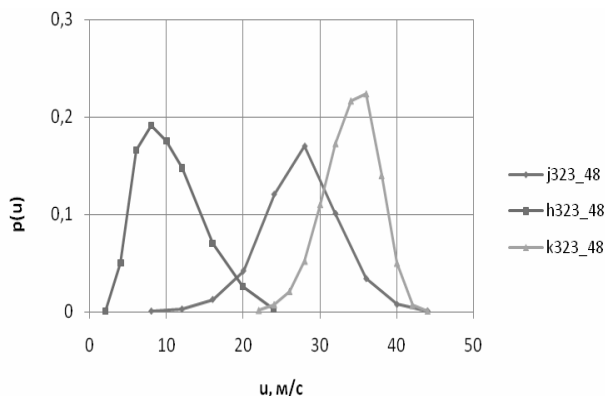


Рис. 4. Щільність розподілу ймовірності миттєвої швидкості для випадків:

h – сопло без вихорогенератора; j – флатеруюче крильце з еластичним закрилком; k – флатеруюче крильце із жорстким закрилком; цифрові позначення відповідають координатам досліджуваної точки

2. Визначення безрозмірних характеристик як комбінацій другого, третього та четвертого центральних моментів: асиметрію $Sk = m_3/m_2^{1.5}$; ексцес $\varepsilon = m_4/\sigma^4 - 3$, де $\sigma = \sqrt{D}$ – середнє квадратичне відхилення (с. к. в.); контрексцес $\varkappa = 1/\sqrt{\varepsilon}$.

3. Наближена оцінка середніх квадратичних похибок с. к. в. та контрексцесу за формулами $\delta(\sigma) \approx \sqrt{\varepsilon - 1}/(2\sqrt{n})$; $\delta(\varkappa) \approx \sqrt{2/(3n)} \approx$.

Основні розрахункові величини наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Параметри в точці А течії

σ/U	0,40	0,13	0,49
Контрексцес, \varkappa	0,578	0,573	0,87
Параметр	$h323_48$ (без ВГ)	$k323_48$ (крильце із жорстким закрилком)	$j323_48$ (крильце з еластичним закрилком)
Середнє, U м/с	10,65	34,3	27,463
С.к.в., σ м/с	4,23	4,34	13,55

Як видно з таблиці 1, відносна інтенсивність пульсацій швидкості σ/U у випадку ВГ з еластичним закрилком на 22,5 % перевищує відповідне значення для режиму без ВГ та є майже в 3,8 рази більшим за інтенсивність пульсацій при застосуванні ВГ з жорстким закрилком. Це свідчить про доволі низьку ефективність останнього типу генерації вихрових збурень (варіант k вихорогенератора), принаймні щодо впливів керувальних вихорів на пристінну частину зони формування ЕКВС та Гьортлер-Людвігівську область біля циліндричної поверхні камери за впускним соплом. Очевидно жорсткий закрилок крильця, незважаючи на його коливальний рух, частково відхиляє вхідний напівобмежений струмінь від циліндричної стінки та спрямовує його у напрямку центрального квазітвердотільного приосьового вихора (ЦКТВ), який рухається з боку глухого торця до виходу з ВК [2], що певним чином має позначитись на структурі останнього. Цілком можливо, що пульсаційні характеристики ЦКТВ компенсуватимуть низьку інтенсивність пульсацій в пристінній зоні камери і це позитивно відобразиться на процесі змішування. Але перевірка такої гіпотези потребує постановки окремого дослідження.

Розглянемо типові частотні спектри в досліджуваній зоні ЕКВС та вихрової системи Гьортлера-Людвіга (рисунок 5). Для оцінки ефективності застосованих методів керування структурою течії необхідно виділити основні енергонасичені частотні смуги експериментальних даних актуальної швидкості. Спектральний аналіз сигналів термоанемометра у вигляді розподілу с. к. в. за частотами показав, що усю досліджувану частотну смугу можна поділити на дві області:

- 1) енергонасичена область частот в діапазоні 0-180 Гц, яка містить зони вузькосмугового шуму та гармонічних сигналів;
- 2) область «білого шуму» в діапазоні частот 180-320 Гц. До складу енергонасиченої області можна віднести три найбільш характерні частотні смуги в діапазонах 57-59 Гц (гармонічний сигнал), 105-120 Гц та 165-180 Гц.

Як видно з рисунка 5, загальний характер спектрів, що відповідають випадкам ВГ із жорстким закрилком та без ВГ, не відрізняється різкими змінами, за виключенням деяких локальних сплесків амплітуди при флатері крильця із жорстким закрилком та незначної різниці кутів нахилу відповідних апроксимуючих кривих. Проте вихрові структури, створені крильцем з еластичним закрилком, відрізняються появою найбільш потужних дискретних сигналів у трьох частотних діапазонах зазначеної вище енергонасиченої області та суттєвим перерозподілом енергонесучих частот у бік їх менших величин на спектрі пульсацій, що означає збільшення масштабів вихорів порівняно з іншими варіантами впливу на структуру течії.

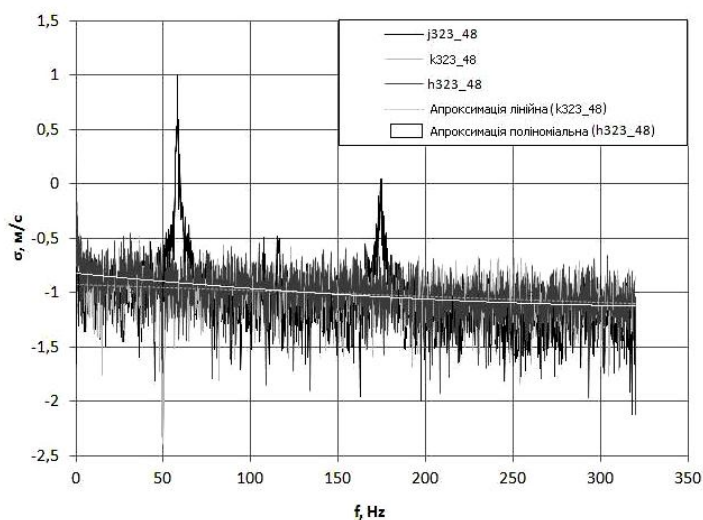


Рис. 5. Зведені частотні спектри с. к. в. актуальних трансверсальних складових швидкостей при наявності та відсутності флатерного керування в характерній точці течії для випадків:
 h – сопло без вихорогенератора;
 j – флатеруюче крильце з еластичним закритком;
 k – флатеруюче крильце із жорстким закритком

Це – типовий режим із «загостренням», характерний для відкритої нелінійної системи, в якій підживлення енергією від вихорів, що генеруються крильцем, та її синфазне сприйняття вихровими утвореннями Гьортлера-Людвіга відбувається не за усім спектром мод, а селективно, лише для певних гармонік. Таким чином, замість розсіяння структурних неоднорідностей у вхідному потоці, що передбачає відома в теорії турбулентності схема «каскадного переносу енергії» униз за спектром, маємо значне підсилення крупних вихрових утворень, яке називають «зворотним розпадом вихорів». Це явище свідчить про наявність роботи механізмів нелінійного додатного зворотного зв'язку в досліджуваній зоні ЕКВС. Після визначення спектральних смуг сигналу, вилученні енергонасичених частотних смуг із загального сигналу за допомогою смугових фільтрів, алгоритм подальшої обробки експериментальних даних, отриманих для камери з ВГ та без ВГ (при тому ж значенні числа Рейнольдса) полягав в обчисленні дисперсії сигналу у кожній з енергонасичених частотних смуг для досліджуваної зони течії. Для виявлення ефективності впливу флатера крилець на тонку структуру течії в вихрових утвореннях камери було використано енергетичний підхід, згідно з яким дисперсію миттєвих швидкостей можна розглядати як подвійну кінетичну енергію пульсаційного руху, зведену до одиниці маси середовища. Результати розрахунків дисперсії занесено до таблиці 2.

Таблиця 2

Величина дисперсії в різних частотних смугах

Діапазони частот, Гц	Варіанти керувальної дії на вхідний потік камери		
	<i>h</i> 323_48 (без ВГ)	<i>k</i> 323_48 (крильце із жорстким закрилком)	<i>j</i> 323_48 (крильце з еластичним закрилком)
	Сумарні дисперсії актуальної швидкості, м ² /с ²		
0-320	17,87	18,83	183,5
0-180	13,09	13,54	180,64
180-320	4,78	5,27	2,84
57-59	0,08	0,08	160,85
165-180	0,70	0,71	6,6
105-120	0,84	0,76	1,21

Аналіз наведених даних парами (по відношенню до сопла без ВГ) показує таке:

1. **Порівняння варіантів *k* та *h*.** Реалізації *h* та *k* являють собою сигнали, наближені до «білого шуму». Однак застосування ВГ варіанту *k* збільшило сумарну енергію пульсацій на 0,96 м²/с², тобто на 5,4 % у частотній смузі 0-320 Гц. У смузі 57-59 Гц дисперсія є практично незмінною.
2. **Порівняння варіантів *j* та *h*.** Енергія пульсацій реалізації *j* у смузі 0-320 Гц більш, ніж на порядок вище порівняно з реалізацією *h*, а 87,6 % енергії реалізації *j* зосереджено в діапазоні частот 57-59 Гц. Реалізація *j* є суперпозицією «білого шуму» приблизно тієї ж енергії, як і у реалізацій *h* і *k*, гармонічного сигналу у смузі 57-59 Гц та двох енергонасичених частотних смуг 165-180 Гц і 105-120 Гц.

3. Очевидно, що горизонтально розташоване у впускному соплі крильце малого подовження із еластичним закрилком низької жорсткості є більш ефективним, ніж повністю жорстке крильце, оскільки генерує низькочастотні складові турбулентного руху та певною мірою визначає загальну структуру течії, а отже й процеси переносу маси, імпульсу й теплоти у вихровій камері змішування.

З цього випливає, що подальші дослідження мають бути спрямовані на виявлення залежності між жорсткістю керувального елемента розташованого у впускному соплі камери та ефективністю його впливу на найбільш енергонасичені когерентні вихрові структури.

Висновки

1. Дослідження, що має пошуковий характер, доводить реальну можливість застосування малозатратного методу керування вихровою структурою течії на мікро- та макрорівнях у камерах змішування на основі використання вільного флатера крилоподібних елементів у впускних соплах згідно з принципом взаємної сприйнятливості вихрових структур, що дозволяє ефективно управляти процесами переносу у робочих середовищах.

2. Показано, що при застосуванні запропонованих типів вихорогенераторів у впускних вузлах вихрових камер змішування енергія пульсацій при формуванні енергонесучих вихрових структур може перерозподілятися між енергонасиченими частотними смугами, в тому числі передаватися від вихорів меншого масштабу до більш крупних вихорів. Вдалося отримати так званий «зворотний розпад вихорів», певним чином споріднений із явищем «від'ємної турбулентної в'язкості», що при правильному виборі геометричних та пружних характеристик легких крилоподібних елементів ВГ може значно інтенсифікувати процеси змішування в робочих середовищах.

3. Простота конструкцій флатеруючих вихорогенераторів та незначні енергетичні втрати при їх функціонуванні дозволяють вважати запропонований метод керування перспективним.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Структура турбулентного потоку и механизм теплообмена в каналах / М.Х. Ибрагимов, В.И. Субботин, В.П. Бобков и др. – М.: Атомиздат, 1978. – 296 с.
2. Бабенко В.В. Макет вихревых структур в вихровой камере / В.В. Бабенко, В.Н. Турик // Прикладна гидромеханіка. – 2008. – 10 (82). – № 3. – С. 3-19.
3. Турик В.М. Аналіз можливості флатерного керування когерентними утвореннями в потоках вихрових камер / В.М. Турик, В.О. Кочін, М.В. Кочіна // Вісник Нац. техн. ун-ту України «Київ. політехн. ін-т»: серія «Машинобудування». – 2014. – № 71. – С.54-57.

Стаття надійшла до редакції 10.11.2015

УДК 531.7., 532.517/045

В.Н. Глушко

**ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ МОРСКОГО ВОЛНЕНИЯ
НА ВЕЛИЧИНУ ТЯГИ, СОЗДАВАЕМОЙ ВОЛНОВЫМ ДВИЖИТЕЛЕМ
В ВИДЕ КОЛЕБЛЮЩЕГОСЯ КРЫЛА С УПРУГОЙ ЗАДЕЛКОЙ**

Приведены результаты экспериментального исследования волнового движителя с рабочим органом в виде подпружиненного колеблющегося крыла. Графически представлены зависимости силы тяги F_{cp} колеблющегося крыла от параметров волнения – различных длин λ_w и высот h_w волн. Показано влияние жесткости упругой заделки колеблющегося крыла на величину создаваемой им силы тяги F_{cp} .

Ключевые слова: волновой движитель, колеблющееся крыло, сила тяги F_{cp} , частота f колебаний крыла, длина λ_w и высота h_w волны.

Наведено результати експериментального дослідження хвильового рушія з робочим органом у вигляді підпружиненого коливного крила. Графічно представлені залежності сили тяги F_{cp} коливного крила від параметрів хвилювання – різних довжин λ_w і висот h_w хвиль. Показано вплив жорсткості пружного закладення коливного крила на величину створюваної ним сили тяги F_{cp} .

Ключові слова: хвильовий рушій, нестійке крило, сила тяги F_{cp} , частота f коливань крила, довжина λ_w і висота h_w хвилі.

The results of experimental studies of wave mover with a working body in the form of a spring-loaded oscillating wing. Graphically presented according traction F_{cp} oscillating wing on the parameters of the excitement – of different lengths λ_w and heights h_w waves. The influence of the rigidity of the elastic sealing oscillating wing on the value created by their traction F_{cp} .

Keywords: wave propulsion, oscillating wing thrust F_{cp} , oscillation frequency f of the wing length λ_w and height h_w wave.

Введение. По оценке ученых запасы кинетической энергии волнения мирового океана оценивается в 2,7 млрд. кВт, что составляет около 30 % потребляемой в мире электроэнергии [1]. Идея получения энергии от морских волн давно интересует ученых инженеров и изобретателей, хотя эта возможность и не связана с каким-либо выдающимся изобретением, знаменующим событие в технике. Она выступает как результат и выражение достаточно высокого научного потенциала, достигнутого мировой наукой. И сегодня вопрос состоит не о принципиальной реализуемости в судостроении волновых движителей, а о том, насколько эта реализация оправдана и увязана с необходимостью удовлетворения комплексов требований, среди которых собственно энергетические проблемы не являются самодовлеющими.

Сюда относится в первую очередь все более отчетливо осознаваемая необходимость изменения структуры энергоносителей путем развития альтернативных (по отношению к нефти, газу и углю) источников энергии для уменьшения загрязнения среды и создания предпосылок внедрения технологий, альтернативных использованию ископаемого топлива.

Известно, что судно в океанском или морском плавании значительную часть своей деятельности проводит в условиях большего или меньшего волнения, представляющего не что иное, как одну из форм механической энергии, запас которой практически неисчерпаем.

Будучи окружено во время движения совершенно даровой энергией, судно воспринимает эту энергию как источник неудобства и вреда. Более того, чтобы избавиться судно от воздействия этой энергии, прибегают к средствам (успокоителям качки), требующим почти всегда дополнительного расходования судном собственной энергии из внутренних запасов [2; 3]. Поэтому проблемой исключительной важности является разработка практических методов реализации энергии морского волнения (ЭМВ) с целью создания движущей силы на корпусе судна. Необходимо только, чтобы устройства, использующие ЭМВ, не были слишком дорогими, сложными в управлении, чтобы их амортизация и эксплуатационные расходы не превысили приносимых выгод.

Рассмотрим более подробно, что происходит с «подтекающими» к судну запасами энергии, если судно имеет обычную конструкцию и не снабжено какими-либо специальными устройствами для использования ЭМВ. Первая часть механической энергии волнообразования, проходящая мимо корпуса судна, оттекает бесследно в форме волн уменьшенной интенсивности, уходящих с подветренного борта. Вторая часть энергии отражается от судна и оттекает в виде волн уменьшенной интенсивности, идущих навстречу набегающим волнам от наветренного борта. Третья часть энергии рассеивается при ударе волн о корпус судна и остается в виде энергии брызгообразования, завихрения и нагревания воды, и, наконец, четвертая часть энергии идет на раскачивание судна и аккумулируется им в виде механической энергии колебательного движения. Каждая из этих частей может служить объектом ее улавливания. Наиболее перспективной представляется последняя часть, уже превращенная судном в энергию качки.

Имея целью использование энергии качки с помощью специальных устройств, нужно стремиться к тому, чтобы корпус судна оказывал как можно меньшее сопротивление при качке, а главную роль в гашении амплитуды качки выполняло устройство, использующее ЭМВ. Другими словами, чтобы рассеивание энергии качки происходило возможно больше путем ее утилизации через специальное устройство и возможно меньше путем непосредственной отдачи корпусом энергии воде.

Постановка задачі. Впервые поставил эту проблему в 1936 году «пионер» в области использования энергии качки судна на волнении для его движения академик Г.Е. Павленко [4]. Он, в частности, произвел приближенную количественную оценку той части ЭМВ, которая может превращаться в энергию качки судна. По его расчетам в энергию качки может превратиться сравнительно небольшая часть ЭМВ, равная примерно 15 %, что представляет собой весьма внушительную величину, а самое главное, эту энергию судно уже «держит в руках» и притом в форме механической энергии качки. В этом случае заглубление крыла делается значительно большим таким образом, чтобы крыло работало в маловозмущенной среде. Связанное с корпусом крыло получает дополнительную вертикальную скорость, которая может быть существенно выше, чем соответствующая этому моменту времени орбитальная скорость частиц в воде.

Известно, что одним из способов уменьшения качки судна является использование установленных в его подводной части крыльевых поверхностей, стационарных или выдвижных рулей, килей и т. д. [3; 5]. В то же время известны результаты исследований, которые показывают, что подвижные подводные крылья, установленные на судне, могут при волнении создавать и дополнительную тягу – работать как волновые движители, т.е. движители, использующие энергию качки судна, возникающего на волнении. Установка подводных крыльевых устройств на судне позволяет получать дополнительную тягу при его движении, увеличивать его скорость или уменьшать расход топлива [6; 7].

Широко распространенное в природе и применяемое в качестве движителя колеблющееся крыло (плавник), является обычно эластичным. Изучение принципов движения гидробионтов и пропульсивных качеств их движителей говорит о перспективности использования в технике бионических движителей типа «колеблющееся крыло» [8; 9; 10]. Однако в связи со слабой изученностью проблемы в целом и отсутствию научно обоснованных рекомендаций по практическому использованию гибких крыльев в качестве движителей в технике пока еще используются жесткие крылья.

Большее количество теоретических, экспериментальных и опытно-конструкторских работ к настоящему времени выполнено применительно к изолированному жесткому колеблющемуся крылу, работающему в качестве движителя, в том числе и в Институте гидромеханики НАНУ [11-22].

Несмотря на активное развитие численных методов в нестационарной гидродинамике и все более широкое внедрение численного эксперимента, в то же время не снижается и даже возрастает роль физического эксперимента, необходимого для проверки достоверности разработанных математических моделей. Сегодня эффективное решение новых классов задач нестационарной гидродинамики возможно только при органическом единстве теории и эксперимента.

Основные закономерности образования и получения гидродинамических сил на колеблющемся крыле получены и осмыслены в рамках линейной теории [13; 14]. Классические результаты относятся к случаю либо поступательных, либо чисто вращательных колебаний. Наиболее интересны при использовании энергии морского волнения (ЭМВ) совместные вращательно-поступательные колебания крыла, которые в классических работах подробно не рассматривались.

Физически совершенно очевидно, что любые выступающие за обводы подводной части корпуса судна устройства увеличивают его гидродинамическое сопротивление как при движении на тихой воде, так и в условиях волнения. Это положение в полной мере относится и к крыльям, как подвижным во время работы, так и установленным жестко.

С другой стороны, на крыле, в том числе и установленном неподвижно, благодаря отклонению вектора набегающего потока от горизонтали при волнении и качке судна, и появлении на крыле угла атаки $\alpha \neq 0$, будет возникать подъемная сила.

Обычно считают, что движение частиц воды в волне происходит по круговым орбитам. Сама волна имеет профиль трохoidalного типа. В точках пересечения профиля волны с линией, соответствующей уровню невозмущенной поверхности моря, скорости воды V_w направлены вертикально вниз или вверх. Если за бортом судна установить горизонтально крыло таким образом, чтобы оно находилось вблизи поверхности воды, но при этом при любой высоте волны не выходило из воды, то при движении судна вперед при волнении крыло будет обтекаться водой с переменной скоростью W , являющейся векторной суммой скорости хода судна V_c и скорости частиц воды в волне V_w (рисунок 1, а). Если при этом еще периодически поворачивать крыло относительно некоторой горизонтальной оси так, чтобы крыло обтекалось под оптимальным углом атаки и возникающая на крыле подъемная сила Y была направлена наклонно вперед (рисунок 1, б), появится возможность дополнительно увеличить горизонтальную составляющую T , которая будет дополнительной тягой, содействующей движению судна вперед. Такой волновой движитель крыльевого типа позволяет непосредственно преобразовывать кинетическую энергию орбитального движения воды в волне в тягу.

На судах, которые в значительной степени подвержены килевой качке, более целесообразно было бы использовать не непосредственно кинетическую энергию орбитального движения воды, а энергию качки судна, т.е. колебательного движения корпуса судна относительно уровня моря [4]. Однако, поскольку судно на волнении обычно подвержено качке, то крыло вместе с корпусом будет совершать некоторые вертикальные перемещения, что уменьшит величину действующей на крыло скорости V_w , и, следовательно, эффективность такого движителя. В этом случае заглубление крыла делается значительно большим так, чтобы крыло работало в маловозмущенной среде.

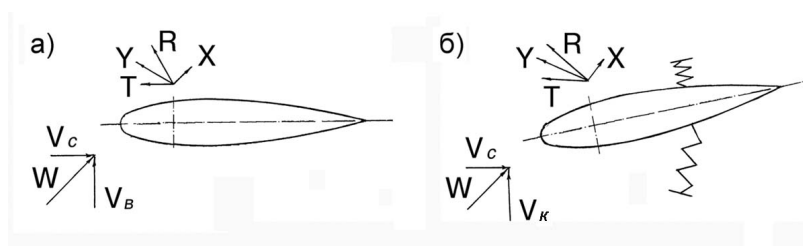


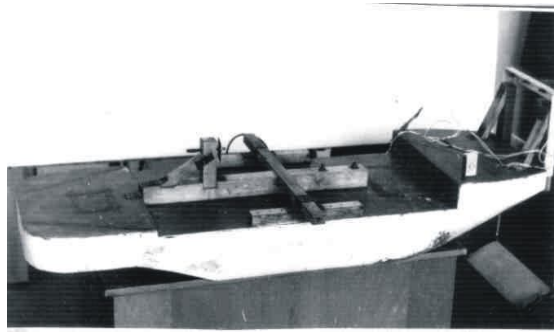
Рис. 1. Силы действующие на крыло:
а – крыло с жесткой заделкой;
б – крыло с упругой заделкой

Связанное с корпусом крыло получает дополнительную вертикальную скорость V_K , которая может быть существенно выше, чем соответствующая этому моменту времени орбитальная скорость частиц в воде V_B (рисунок 1, б). Если крыло имеет ось вращения, расположенную значительно ближе к носку профиля, чем центр давления, то под действием гидродинамических сил крыло будет стремиться занять флюгерное положение и отклонится от первоначального положения в сторону действия этих сил. Если ограничить поворот крыла некоторыми пружинными упорами (как на рисунке 1, б), то оно займет некоторое промежуточное положение между исходным и флюгерным под некоторым углом атаки к набегающему потоку W .

Экспериментальная установка и методика исследований. Экспериментальные исследования модели судна проекта 90140 (предоставленного Н.В. Шайбо) с волновым движителем (ВД) проводились в опытном бассейне ИГМ НАН Украины.

В программу исследований входило проведение испытаний модели с ВД на швартовых в условиях регулярного волнения. Фотографии дают представление о модели с ВД во время его монтажа (рисунок 2, а) и в бассейне на волнении (рисунок 2, б).

Рабочим органом ВД являлось колеблющееся крыло, которое имело возможность совершать вращательно-колебательные движения относительно своей передней кромки, амплитуда этих колебаний обуславливалась величиной гидродинамического напора, возникающего при колебаниях крыла в волне, и жесткостью пружин, которые служили ограничителями поворота крыла. Частота колебаний f крыла относительно его передней кромки определялась длиной волны λ_e , а амплитуда угловых колебаний зависела от высоты волны h_e и величины жесткости пружин-ограничителей.



a



б

*Рис. 2. Модель с ВД:
а – во время монтажа;
б – на волнении при проведении экспериментальных исследований*

Основные параметры проекта 90140 приведены в таблице.

Главные размеры Названия элементов	Модель судна, м
Длина наибольшая, $L_{нб}$	1,46
Длина между перпендикулярами, $L_{пп}$	1,40
Ширина наибольшая, $B_{нб}$	0,45
Высота борта на модели	0,15
Осадка средняя, $T_{ср}$	0,081
Ширина при $T_{ср}$	0,43
Водоизмещение при $T_{ср}$	0,0295
Смоченная поверхность, S	0,582
Площадь ватерлинии, F	0,487

Модель крепились к стационарной раме и жестко закреплялась при помощи 4 тгяг. В носовой части модели крепился ВД (рисунок 2, *a*). Регулярное волнение, т.е. длительная последовательность волн с заданными параметрами в условиях опытового бассейна, создавалось волнопродуктором в виде колеблющегося щита, расположенного вблизи торцовой стенки чаши бассейна. Период τ и амплитуда α колебаний щита определяли длину λ_e и высоту h_e создаваемых волн.

Необходимые параметры волны в опытовом бассейне задавались путем подбора величин амплитуд α колебаний щита волнопродуктора при известном значении периода τ . Высоты волн задавались $h_e = 0,10$ м; $0,15$ м; $0,20$ м, длины λ_e от 2 до 5 м, при этом частоты колебаний крыла в волне составляли $f = 0,4 - 2,2$ Гц.

Параметры волны измерялись и регистрировались штатным прибором – волнографом, который располагался в средней части бассейна. По показаниям волнографа производился контроль и регулирование параметров волн в процессе «настройки» волнопродуктора.

У противоположной волнопродуктору торцовой стенки опытового бассейна располагался волногаситель в виде наклонной решетки, который ослаблял и гасил набегающие волны, предотвращая в значительной мере их отражение и последующее влияние на равномерность и однородность генерируемых волн.

В проведенных исследованиях применялось жесткое прямоугольное крыло с симметричным профилем НАСА – 0015 с хордой $b = 0,12$ м, длиной $l = 0,36$ м, изготовленное из дюралюминия Д16АТ пустотелым так, чтобы его вес равнялся весу вытесненной воды.

Крыло располагалось на две величины хорды профиля ниже конструктивной ватерлинии (КВЛ) модели судна, что считается оптимальным с точки зрения получения наибольшей тяги при движении судна на волнении [4].

Исследуемое крыло по передней кромке устанавливалось шарнирно на двух тгягах и подкреплялось с каждой стороны крыла (попарно по краям) двумя, четырьмя или шестью плоскими пружинами, изготовленными из стали 65Г толщиной 0,5 мм и шириной 7,5 мм, которые служили ограничителями поворота крыла. Пружины-ограничители крепились жестко внизу к П-образной обтекаемой каплевидной раме около шарниров, на которых крепилось крыло (рисунок 2, *a*).

Пружины были изготовлены в количестве 6 пар (12 штук) с тем, чтобы можно было менять их количество в упругой заделке по краям крыла, а значит и ее жесткость, т.е. регулировать величину момента сопротивления повороту крыла в зависимости от количества этих пружин.

Тгяги через двухкомпонентную тензобалку и через П-образную ферму крепились к модели судна. Вертикальные тензоэлементы тензобалки измеряли продольную составляющую равнодействующей гидродинамических сил, действующих на колеблющееся в жидкости крыло (т.е. тгягу), а горизонтальные тензоэлементы – поперечную составляющую

той же равнодействующей. Для каждого цикла испытаний проводилась статическая тарировка тензобалки с записью на осциллографе, по данным которой строились тарировочные кривые.

С полученных экспериментальным путем осциллограмм интегрированием по площадям определялась средняя за период колебаний горизонтальная составляющая F_{cp} равнодействующей всех сил, действующих на колеблющееся крыло ВД.

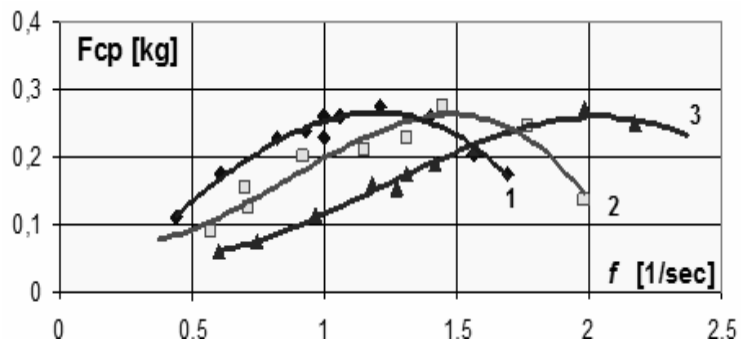
Таким образом, сила F_{cp} являлась «чистой» силой тяги, которую создавал ВД на «швартовых», и которая может быть использована для преодоления силы сопротивления движущегося транспортного средства, на котором установлен такой движитель.

Результаты исследований. Путем подбора различных высот h_e и длин λ_e волн, задавалась частота f колебаний крыла в волне, а значит и тяга, создаваемая ВД, которая в свою очередь регулировалась жесткостью пружин-ограничителей.

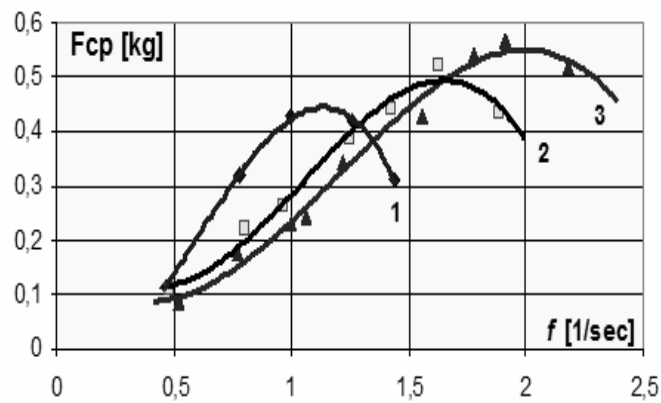
Посредством изменения количества пружин-ограничителей менялась жесткость упоров у колеблющегося в воде крыла (положение 1 на рисунке 3 – по 2 пружины по бокам крыла (4 шт.), 2 – по 4 пружины по бокам крыла (8 шт) и 3-6 пружин по бокам крыла (12 шт.), мягкая, средняя и жесткая заделка соответственно).

Влияние жесткости упругой заделки крыла (т.е. плоских пружин-ограничителей) на величину средней тяги, создаваемой колеблющимся крылом, показано на рисунке 3, где высота волны $h_e = 0,10$ м (а); $0,15$ м (б); $0,20$ м (в) соответственно. Длины λ_e волн задавались от 2 до 5 м. Показаны результаты измерения гидродинамического упора (тяги) F_{cp} , создаваемого волновым движителем при малой 1, средней 2 и большей 3 жесткости пружин-ограничителей.

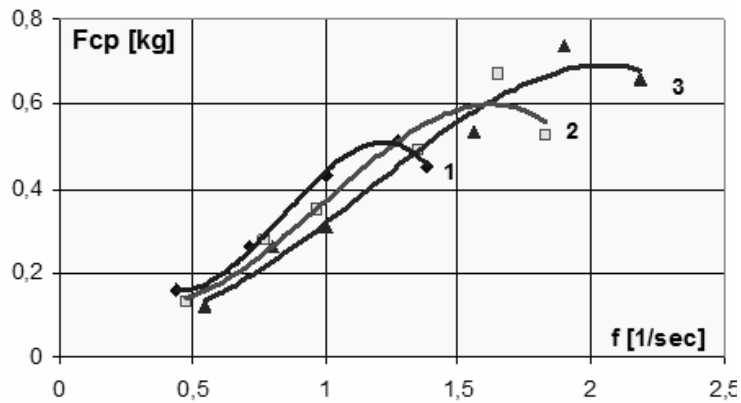
Из анализа зависимостей $F_{cp}(f)$ следует, что величина жесткости пружин – ограничителей существенно влияет на пропульсивные характеристики волнового движителя. С увеличением частоты колебаний крыла f более податливые пружины-ограничители позволяют крылу сделать больший поворот относительно горизонтальной оси, находящейся на линии передней кромки крыла. При этом наклон хорды профиля крыла в момент прохождения им нейтральной оси увеличится, что приведет к увеличению проекции равнодействующей гидродинамических сил на продольную ось (рисунок 1, б), т.е. увеличится сила тяги, создаваемой волновым движителем. Каждая из кривых $F_{cp}(f)$ достигает максимума при определенной частоте колебаний f , величина которой в данном случае зависит от высоты волны h_e , длины волны λ_e и жесткости ограничивающих пружин. При малых значениях частоты $f < 1$ Гц значения силы тяги колеблющегося крыла линейно зависят от величины частоты колебаний f и обратно пропорциональны величине жесткости ограничивающих пружин.



a



б

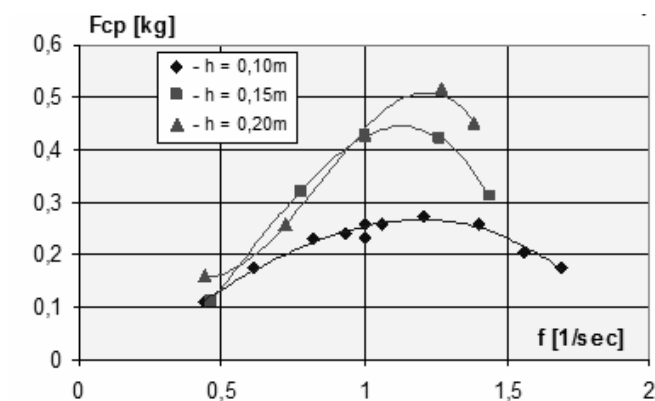


в

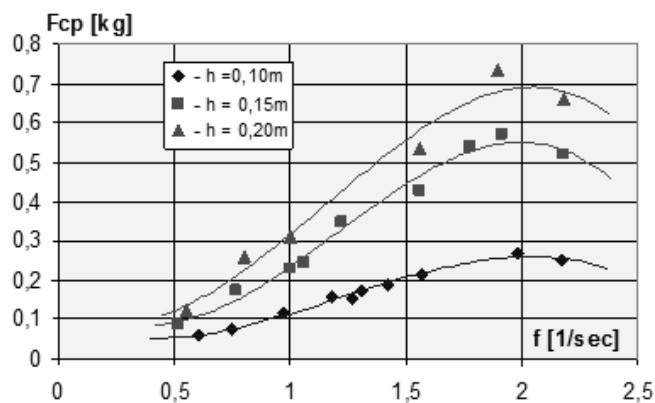
Рис. 3. Зависимости средней за период колебаний силы тяги ВД F_{cp} в зависимости от частоты f колебаний крыла в волне, где высоты волн: $h = 0,10$ м (а); $0,15$ м (б); $0,20$ м (в); при «мягкой» 1, «средней» 2 и «жесткой» 3 заделке пружин соответственно

С увеличением частоты эта линейность нарушается и меняется зависимость величины F_{cp} от величины жесткости пружин с обратной на прямую. Это происходит от того, что сила гидродинамического напора, обуславливающая отклонение крыла в волне относительно горизонтальной оси, при более высоких частотах колебаний не успевает отклонить крыло на оптимальный угол и угловая амплитуда колебаний крыла снижается [10].

Влияние величины высоты волны h_6 на величину силы тяги ВД при одной и той же жесткости упругой заделки крыла показано на рисунке 4, где четко прослеживается прямая зависимость величины силы тяги F_{cp} от величины h_6 как для мягкой, так и для жесткой упругой заделки колеблющегося крыла.



а



б

Рис. 4. Зависимости средней за период колебаний силы тяги ВД F_{cp} в зависимости от высоты волны h_6 и частоты f колебаний крыла в волне: а – мягкая заделка пружин-ограничителей; б – жесткая заделка

Кроме того, оказалось, что каждой величине жесткости упругой заделки крыла соответствует своя определенная оптимальная частота колебаний f (а значит и длина волны λ_0), которая не зависит от высоты волны h_0 . При этой оптимальной (для данной жесткости упругой заделки крыла) длине волны высота волны h_0 влияет только на величину создаваемой ВД силы тяги F_{cp} .

В результате проведенных исследований получены обобщенные зависимости значений силы тяги F_{cp} от различных величин частоты колебаний крыла f и параметров волны h_0 и λ_0 , которые показывают путь повышения пропульсивных характеристик ВД.

Отсюда следует, что для каждого режима работы волнового движителя можно задать такую жесткость упоров-ограничителей, при которой величина силы тяги, возникающая на колеблющемся крыле, будет максимальной.

Автор отдает себе отчет в том, что на характер изменения кривых F_{cp} на графиках с увеличением частоты f оказывает влияние структура возмущения волны.

Коэффициент тяги в данной работе не мог быть определен потому, что в условиях данного эксперимента не представлялось возможным определить угловую амплитуду колебаний крыла (т.е. и линейную амплитуду колебаний задней кромки крыла), что, в свою очередь, не позволило определить площадь рабочего сечения ВД.

Выводы. Показано влияние величины жесткости упругой заделки колеблющегося крыла (рабочего органа ВД) на величину создаваемой им силы тяги. Представленные результаты показывают, что можно достаточно эффективно при некоторых режимах работы ВД использовать крыло с пассивной перекладкой, подбирая пружины-ограничители определенной жесткости, что позволит максимально упростить ВД и систему его управления.

В результате проведенных исследований получены зависимости максимальных значений тяги F_{cp} при различных частотах колебаний крыла f и при разных высотах волны h_0 , которые позволяют спрогнозировать такую жесткость упоров ограничителей, при которой величина силы тяги, возникающая на колеблющемся крыле, будет максимальной.

Для достижения более высоких пропульсивных характеристик ВД необходимо совершенствовать кинематику рабочего органа ВД в течение периода колебаний, чтобы получать максимальную тягу движителя для конкретной скорости движения судна в зависимости от параметров волнения моря.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Росс Д. Энергия волн. – Л.: Гидрометеиздат, 1981. – 111 с.
2. Басин А.М. Качка судов. – М.: Транспорт, 1969. – 272 с.
3. Шмырев А.Н. Успокоители качки судов / А.Н. Шмырев, В.А. Моренишльд, С.Г. Ильина. – Л.: Судпромгиз, 1961. – 516 с.
4. Павленко Г.Е. Исследование энергии качки на волнении для движения судов // Сб. «Судостроение». – 1936. – № 6.
5. Бородай И.К. Качка судов на морском волнении / И.К. Бородай, Ю.А. Нецветаев. – Л.: Судостроение, 1969. – 432 с.
6. Федорко П.П. Исследование энергии волн для движения судна // Судостроение за рубежом. – 1985. – № 7.
7. Сенькин Ю.Ф. Движет судно энергия волн // Катера и яхты. – 1987. – № 2.
8. Каян В.П. О гидродинамических характеристиках плавникового движителя дельфина // Бионика. – 1970. – Вып.13. – С. 915.
9. Глушко В.Н., Каян В.П., Козлов Л.Ф. Исследование гидродинамики колеблющегося крыла с жестким и пассивно деформируемым профилем // Математические методы механики жидкости и газа. – Днепропетровск: ДГУ, 1986. – С. 29-32.
10. Глушко В.Н., Каян В.П., Козлов Л.Ф. Влияние упругой заделки на гидродинамические характеристики колеблющегося крыла // Математические методы механики жидкости и газа. – Днепропетровск: ДГУ, 1986. – С. 30-32.
11. Савченко Ю.Н. Некоторые особенности гидродинамики движителя типа «машущее крыло» // Бионика. – 1971. – Вып. 5. – С. 11-19.
12. Горелов Д.Н. Экспериментальное исследование тяги машущего крыла // Бионика. – 1980. – Вып. 134. – С. 42-45.
13. Довгий С.А., Каян В.П. К методике определения тяги, создаваемой колеблющимся крылом // Бионика. – 1981. – Вып. 15. – С.55-59.
14. Алгазин В.А. Теоретическое исследование силы тяги колеблющегося крыла конечного размаха // Бионика. – 1983. – Вып. 18. – С. 52-57.
15. Каян В.П. Экспериментальные исследования гидродинамического упора создаваемого колеблющимся крылом // Бионика. – 1983. – Вып. 17. – С. 45-49.
16. Глушко В.Н. Гидродинамические характеристики прямоугольного колеблющегося крыла / В.Н. Глушко, В.П. Каян, Л.Ф. Козлов // Бионика. – 1984. – Вып.18. – С. 40-44.

17. Глушко В.Н. О гидродинамических характеристиках жесткого прямоугольного колеблющегося крыла // Гидромеханика. – 1987. – № 5 6. – С.43-47.
18. А.с. 1481721 СССР, МКИ В 63 Н 1/36. Способ регулирования тяги судового машущего движителя / В.П. Каян, Л.Ф. Козлов, В.Н. Глушко, А.А. Афонин, А.М. Бурденко. – Оубл. 1989. – Бюл. № 39.
19. А.с. 1615056 СССР, МКИ В 63 Н 1/36. Способ регулирования тяги судового машущего движителя / В.Н. Глушко, В.П. Каян, Л.Ф. Козлов, В.А. Кочин. – Оубл.1990. – Бюл. № 47.
20. Глушко В.Н. Экспериментальное исследование гидродинамики жесткого колеблющегося крыла / В.Н. Глушко, В.П. Каян // Бионика. – 1992. – Вып. 25. – С.71-75.
21. Kayan V.P., Glushko V.N. Research of Hydrodynamics of a Fin Propulsor // In book: First International Industrial Conference. – Hanover, Germany: Bionic 2004. – 2004. – P. 179-184.
22. Патент на корисну модель № 81736 / В.Н. Глушко, В.П. Каян. – 10.07.2013.

Стаття надійшла до редакції 20.11.2015

УДК 532.012.2

В.Н. Глушко, В.П. Каян

ИССЛЕДОВАНИЕ ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
ЖЕСТКОГО КОЛЕБЛЮЩЕГОСЯ КРЫЛА

Приведены результаты экспериментальных исследований гидродинамики жесткого прямоугольного колеблющегося крыла при обращенном движении. В диапазоне величин относительной поступи колеблющегося крыла $\lambda_p = 0-4,5$ графически представлены зависимости пропульсивных характеристик колеблющегося крыла (коэффициент тяги) от величины линейных и угловых амплитуд колебаний крыла и величины λ_p .

Ключевые слова: синусная установка, колеблющееся крыло, сила тяги F_{cp} , частота f колебаний крыла, коэффициенты тяги C_T , K_b , относительная поступь λ_p .

Приведені результати експериментальних досліджень гідродинаміки жорсткого прямокутного крила, що коливається, при оберненому русі. У діапазоні величин відносної ходи крила $\lambda_p=0-4,5$, що коливається, графічно представлені залежності пропульсивних характеристик крила (коефіцієнт тяги), що коливається, від величини лінійних і кутових амплітуд коливань крила і величини λ_p .

Ключові слова: синусна установка, крило, що коливається, сила тяги F_{cp} , частота f коливань крила, коефіцієнти тяги C_T , K_b , відносна хода λ_p .

Results over of hydrodynamics experimental researches of hard rectangular hesitating wing are brought at the turned motion. In the range of relative sizes step of hesitating wing of $\lambda_p = 0 - 4,5$ dependences of propulsive descriptions of hesitating wing (coefficient of traction) are graphically presented on the size of linear and angular amplitudes of wing vibrations and λ_p values.

Keywords: sine setting, hesitating wing, tractive of F_{cp} force, frequency of f vibrations of wing, coefficients of traction of C_T , K_b , relative step λ_p .

Решения теоретической задачи об определении гидродинамических характеристик колеблющегося крыла в зависимости от изменения различных кинематических параметров имеются к настоящему времени с рядом существенных ограничений и приближений [1-3]. Дополнить такие теоретические исследования и определить пределы применимости предлагаемых решений должны систематические экспериментальные исследования, результаты которых будут весьма существенны для решения данной проблемы [4-12].

© Глушко В.Н., Каян В.П., 2015

Нижче розглядаються результати експериментальних досліджень гідродинамічних сил, що виникають на колиблемому в рідині жорсткому крилі. Використовувалося крило прямокутної форми в плані з симетричним профілем типу NACA-0015 [5, 6] (відносна товщина профіля ($C = c/b = 15\%$; хорда профіля; $b = 0,12$ м/с з удлинением $C = b/l \lambda = 3$, де l – размах крила). Крило виконано з дюралюмінію порожнистим, щоб його маса рівнялась масі витесненої їм води [2; 3; 6].

Приводом для надання крилу гармонічних колибань служила експериментальна синусна установка, що складається з електродвигача з муфтою і редуктором, а також двох синусних механізмів, розміщених на одній фундаментній рамі [4]. При роботі установки каретки синусних механізмів, опираючись роликми на вертикальні напрямлюючі, виконують зворотньо-поступальні вертикальні переміщення по закону

$$y_{1i} = A_0 \cos \omega t_i, \tag{1}$$

и

$$y_{2i} = A_0 \cos(\omega t_i - \varphi),$$

где y_i – миттєва координата вертикального переміщення;

A_0 – максимальна лінійна амплітуда вертикальних колибань;

$\omega = 2\pi f$ – кутова частота;

f – частота колибань;

t_i – час;

φ – кут зсуву по фазі колибань одного синусного механізму відносно іншого.

Через дві тензобалки крило за допомогою двох пар тяг приєднувалось до кареток синусних механізмів. Тяги кріпились шарнірно на торцях крила таким чином, що осі шарнірів збігалися з лініями передньої і задньої кромки крила, т. є. відстань між осями передньої і задньої тяг складала b . Передня тензобалка виміряла горизонтальну і вертикальну складові рівнодійної гідродинамічних сил, а задня тільки вертикальну (т. є. вимірялись миттєві величини сили тяги і поперечних сил P_{y1i} і P_{y2i}). Дослідження проводились в гідролотці при оберненому русі і швидкостях набегаючого потоку $V_x = 0; 0,3; 0,55; 0,75$ м/с. Відносьне занурення крила складало $H = h/b = 1,55$, де h – відстань від нейтральної осі колибань крила до поверхні води. Величина лінійної амплітуди колибань A_0 в експериментах задавалась рівною 0,04; 0,06; 0,08 і 0,10 м, величина кулової амплітуди колибань β_0 в залежності від задання кута φ складала $0^\circ - 21,4^\circ$, з кроком близько 3° . Установка забезпечувала стійкі колибання

крыла с частотой 0,5-2,5Гц. Полученные на осциллограммах записи измерения величин F , P_{y1} и P_{y2} , в течение периода колебаний подвергались статистической обработке, интегрированием определялась средняя за период колебаний сила тяги F .

Создаваемая колеблющимся в жидкости крылом тяга, является основным пропульсивным параметром, определяющим эффективность колеблющегося крыла как движителя. Ниже, на рисунке 1, в качестве примеров представлен ряд зависимостей величин средней за период колебаний крыла тяги F_{cp} от различных кинематических параметров (скорости потока, частоты колебаний, амплитуд линейных и угловых колебаний A_0 и β_0).

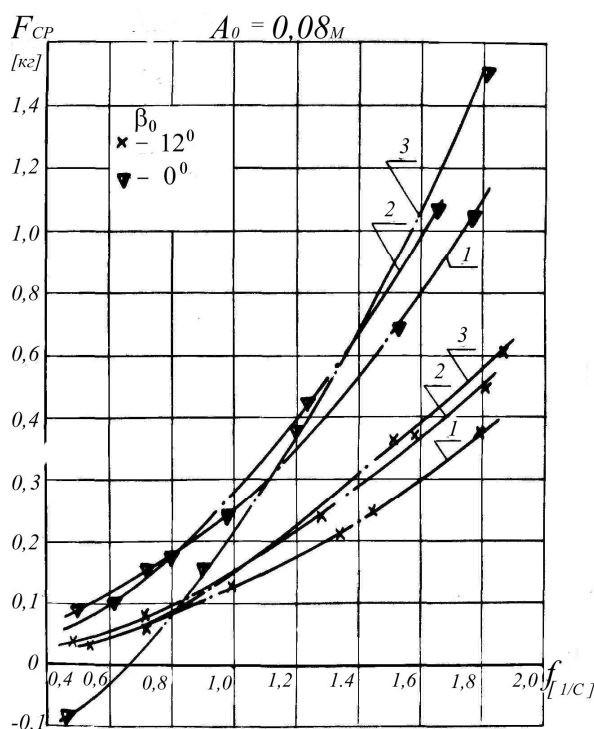


Рис. 1. Зависимость величины тяги от частоты, скорости потока, амплитуды угловых колебаний крыла при значении линейной амплитуды $A_0 = 0,08$ м

На рисунке 1 представлены зависимости величин тяги F_{cp} от частоты f , скорости потока V_x амплитуд угловых колебаний крыла β_0 при постоянном значении линейной амплитуды $A_0 = 0,08$ м. Значение величин β_0 в градусах указано на рисунках (см. таблицу).

Таблиця

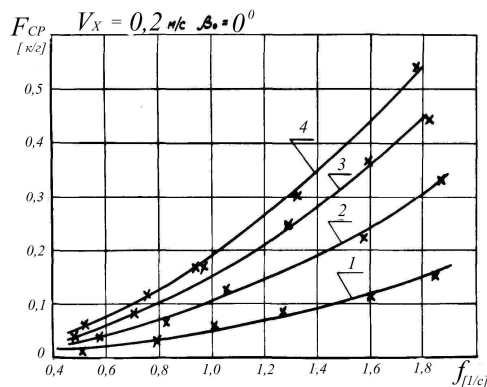
Расшифровка обозначений, принятых на графиках

Амплитуда колебаний

$A_0 = 0,04 \text{ м}$				$A_0 = 0,06 \text{ м}$				$A_0 = 0,08 \text{ м}$				$A_0 = 0,10 \text{ м}$			
№ поз.	Кол-во зубьев	β_0 (град)	Обозначение	№ поз.	Кол-во зубьев	β_0 (град)	Обозначение	№ поз.	Кол-во зубьев	β_0 (град)	Обозначение	№ поз.	Кол-во зубьев	β_0 (град)	Обозначение
1	0	0	×	1'	0	0	×	1''	0	0	×	1'''	0	0	×
2	2	1°29'	■	2'	3	3°22'	▣	2''	2	2°58'	□	2'''	2	3°43'	■
3	4	2°59'	□	3'	5	5°37'	○	3''	4	5°58'	○	3'''	3	5°37'	○
4	6	4°30'	●	4'	8	9°01'	△	4''	6	9°01'	△	4'''	5	9°24'	▲
5	8	6°	○	5'	11	12°27'	▽	5''	8	12°	▽	5'''	6	11°44'	▼
6	10	7°31'	▲	6'	13	14°45'	▽	6''	10	15°07'	▽	6'''	8	15°07'	▽
7	12	9°1'	△					7''	12	18°14'	◇	7'''	9	17°04'	◇
8	14	10°35'	*					8''	14	21°27'	◇	8'''	11	21°	◇
9	16	12°5'	▽												
10	18	13°35'	◇												

Кривые 1, 2 и 3 соответствуют поступательным скоростям потока V_x , равным соответственно 0,05, 0,02 и 0,07 м/с. При небольших скоростях потока (кривые 1 и 2) увеличение угловой амплитуды β_0 ведет к существенному возрастанию величины силы тяги F_{cp} . При более значительном увеличении скорости и амплитуды угловых колебаний β_0 при малых частотах колебаний появляются режимы, при которых величина силы тяги падает и даже может стать отрицательной (кривая 3 при $\beta_0 = 2^\circ$).

Влияние амплитуды линейных колебаний A_0 на величину создаваемой колеблющимся крылом тяги F_{cp} характеризуется графиками на рисунках 2 и 4.



?????Рис. 2.

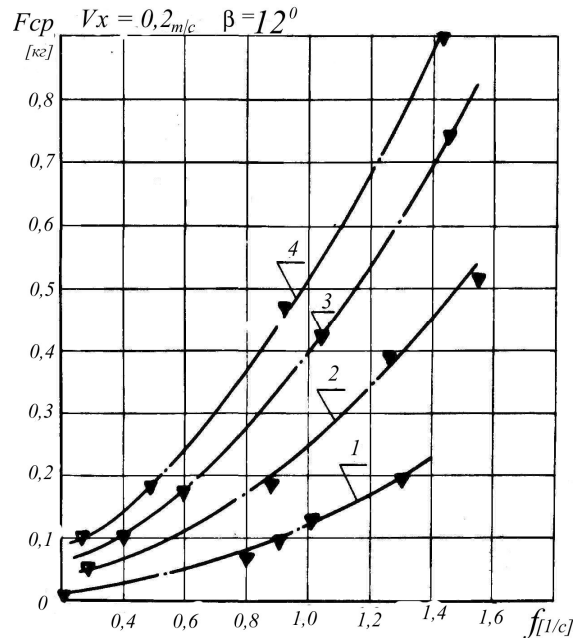


Рис. 3. Зависимость величины тяги от частоты, скорости потока, амплитуды угловых колебаний крыла при значении линейной амплитуды $A_0 = 0,08 \text{ м}$

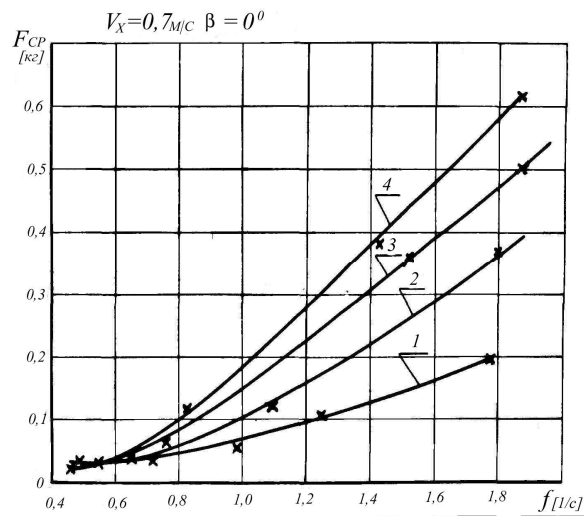


Рис. 4. Зависимость величины тяги от частоты, скорости потока, амплитуды угловых колебаний крыла при значении линейной амплитуды $A_0 = 0,08 \text{ м}$

Здесь величина тяги F_{cp} представлена в зависимости от частоты колебаний крыла при постоянной скорости потока $V_x = 0,2$ м/с и постоянных амплитуд угловых колебаний от $\beta_0 =$ от 0,04 м до 0,10 м с шагом 0,02 м (кривые 1-4).

Следует отметить что в полученных экспериментальных зависимостях $F_{cp}(A_0)$ величина тяги F_{cp} не является строго пропорциональной величине A_0^2 , что следовало бы из теоретических выкладок, изложенных в работе [3]. Сравнение кривых 1 и 3 ($A_0 = 0,04$ м и 0,08 м) показывает, что при возрастании амплитуды в 2 раза, величина силы тяги F_{cp} увеличивается примерно в 3 раза при $f > 1$. При меньших значениях частоты ($f \approx 0,6-0,9$ Гц) это увеличение несколько больше, особенно с возрастанием угловой амплитуды колебаний крыла β_0 (рисунок 3).

Сравнение графиков на рисунках 2 и 4 показывает, что увеличение скорости набегающего потока V_x при неизменной кинематике колебаний крыла незначительно влияет на приращение создаваемой колеблющимся крылом величины тяги F_{cp} . Так, при частоте $f = 1,5$ Гц возрастание скорости потока в 3,5 раза дает увеличение силы тяги всего на 12 %-15 %.

Графики на рисунках 1-4 и обсуждение характера изменения зависимостей приведенных на них в размерном виде, были представлены для анализа влияния кинематических параметров колеблющегося крыла на создаваемую им тягу.

Однако, для более полного понимания полученных результатов с целью использования их для выбора определенных кинематических параметров волнового движителя (рабочий орган колеблющееся крыло) с необходимыми тяговыми характеристиками, более показательным будет представить результаты исследований в безразмерном виде.

Для исследования влияния кинематических параметров колеблющегося крыла на величину создаваемой им тяги F_{cp} рассмотрим зависимости коэффициента тяги C_T от числа Струхала K , где

$$C_T = \frac{2F_{cp}}{\rho V_x^2 S}; \quad (2)$$

$$K = \frac{\omega b}{V_x}. \quad (3)$$

Зависимости коэффициента тяги от числа Струхала $C_T(K)$ для различных величин относительной амплитуды колебаний $\bar{A} = \frac{A_0}{b}$ представлены на рисунке 5 при постоянных величинах угловой амплитуды колебаний $\beta_0 = 0^\circ$ (рисунок 8) и $\beta_0 = 18^\circ$ (рисунок 9).

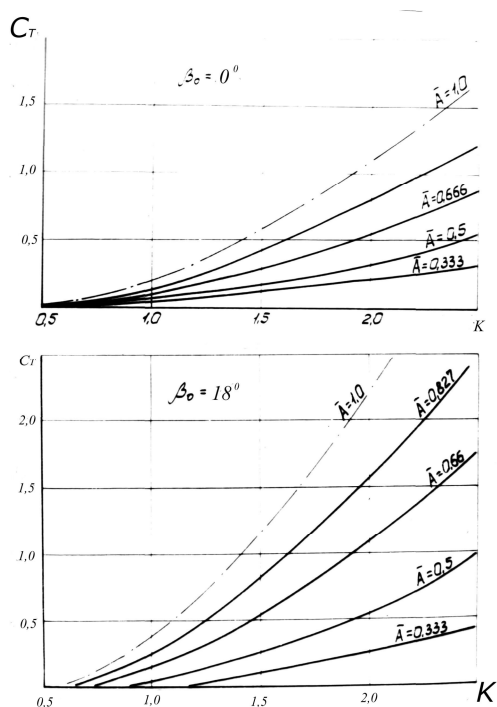


Рис. 5. Зависимости коэффициента тяги от числа Струхала $C_T(K)$ для различных величин относительной амплитуды колебаний $\bar{A} = \frac{A_0}{b}$

Величина C_T прямо пропорциональна величине K и \bar{A} . Для более яркого представления как зависит коэффициент тяги C_T от относительной амплитуды \bar{A} построены графики зависимостей $C_T(\bar{A})$ при постоянных значениях угловой амплитуды β_0 и числа Струхала K (рисунок 6).

Зависимость коэффициента тяги $C_T(\bar{A})$ очень близка к квадратичной. Пунктирными линиями на графике показаны кривые описываемые уравнением (4), которые довольно близки экспериментальным зависимостям $C_T(\bar{A})$, показанным на графике сплошными линиями.

$$C_T = C_1 \cdot \bar{A}^2. \quad (4)$$

Характерно, что при малых значениях величин относительной амплитуды колебаний \bar{A} и при отсутствии угловых колебаний (рисунок 6) наблюдается существенное превышение экспериментально полученных значений C_T над величинами C_T , полученными расчетным путем с помощью уравнения 5, что объясняется существенным вкладом возникающей на закругленной кромке толстого колеблющегося профиля подсывающей силы.

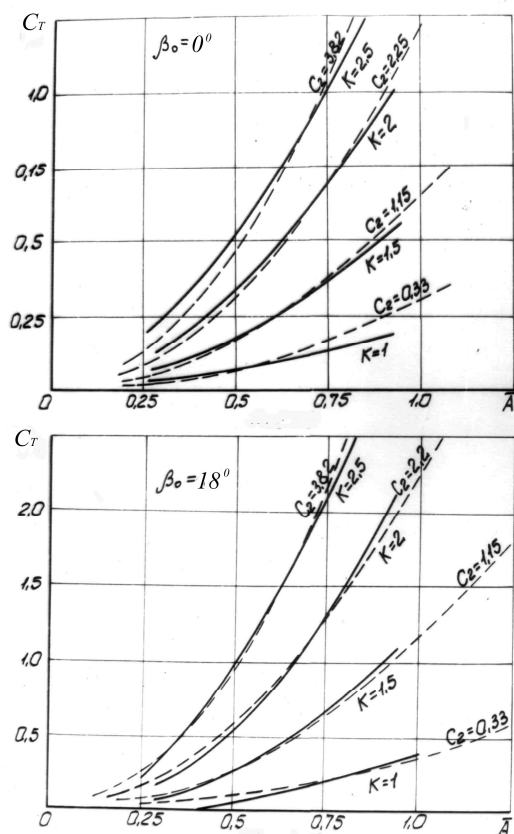


Рис. 6. Графики зависимостей $C_T(\bar{A})$ при постоянных значениях угловой амплитуды β_0 и числа Струхала K

Величина коэффициента C_T в уравнении 6 не является постоянной, а зависит от величины числа Струхала K и от угла амплитуды β_0 . Зависимость $C_T(K, \beta_0)$ представлена на рисунке 7.

Кривыми 1-4 представлены зависимости $C_T(K)$ для угловых амплитуд $\beta_0 = 0^\circ, 6^\circ, 12^\circ, 18^\circ$ соответственно. Все указанные кривые лежат в области между пунктирными кривыми 5 и 6, которые соответствуют зависимостям $C_T = 0,3(K^2)$ – кривая 5, и $C_T = 0,3(K^3)$ – кривая 6. Таким образом, в первом приближении коэффициент C_T можно описать эмпирической формулой (5)

$$C_T = 0,3(K^n), \quad (5)$$

где $3 > n > 2$, причем величина n возрастает от 2 до 3 при возрастании величины угловой амплитуды β_0 .

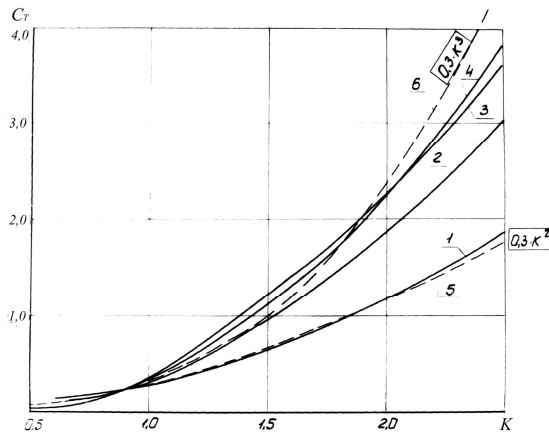


Рис. 7. Зависимость величины коэффициента C_T от величины числа Струхаля K и от угла амплитуды β_0

На рисунке 8 для случая поступательных колебаний ($\beta_0 = 0$) показаны зависимости приведенного коэффициента тяги K_T , обезразмеренного по квадрату безразмерной амплитуды \bar{A}^2 и квадрату числа Струхаля.

$$K_T^1 = \frac{C_T}{\bar{A}^2 \cdot K^2}.$$

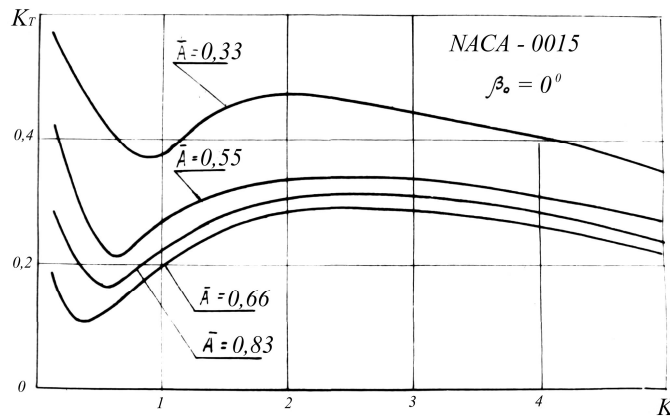


Рис. 8. Зависимости приведенного коэффициента тяги K_T , обезразмеренного по квадрату безразмерной амплитуды \bar{A}^2 и квадрату числа Струхаля для случая поступательных колебаний ($\beta_0=0$)

Из рисунка видно, что в диапазонах чисел Струхаля $K < 1,5$ и $K > 3,5$ существенно нарушается квадратичная зависимость силы тяги от K . В диапазоне $1,5 \leq K \leq 3,5$ эта зависимость близка к квадратичной.

На рисунке 9 проведено сопоставление экспериментальных данных с теоретическими результатами [6, 7]. Теоретическая кривая получена на основе численных расчетов по линейной теории для тонкого прямоугольного крыла удлинения $\lambda = 3$. Как и следовало ожидать, линейная теория дает завышенные результаты. Кроме того наглядно виден установленный в эксперименте факт отличия квадратичной зависимости коэффициента тяги от K^2 в отмеченных диапазонах, чего не учитывает линейная теория. Следовательно, при малых числах Струхала $K < 1,5$ и при $K > 3,5$ в расчетах необходимо учитывать нелинейные эффекты, возникающие при конечных значениях \bar{A} .



Рис. 9. Сопоставление экспериментальных данных с теоретическими результатами

Если рассматривать колеблющееся крыло в качестве движителя, то изменение его пропульсивных характеристик (коэффициента тяги) более интересным будет рассмотреть в зависимости от величины относительной поступи движителя (6)

$$K_T = \frac{2F_{cp}}{\rho V^2 S}, \quad (6)$$

где ρ – плотность воды;

S – площадь крыла ($S = 0,043 \text{ м}^2$);

$V = \sqrt{V_x + (A_0 \omega)^2}$ – средняя действительная скорость обтекания крыла потоком жидкости, м/с. Действительная скорость обтекания крыла (постоянно изменяющаяся в течении периода колебаний, т.к. $\omega = 2\pi f$) применена для того, чтобы избежать бесконечных и сверхбольших значений коэффициента тяги K_T при нулевых и очень малых скоростях горизонтально набегающего потока воды V_x .

На рисунке 10 а, б коэффициент тяги K_T колеблющегося крыла представлен в зависимости от величины относительной поступи λ_p , где λ_p имеет вид

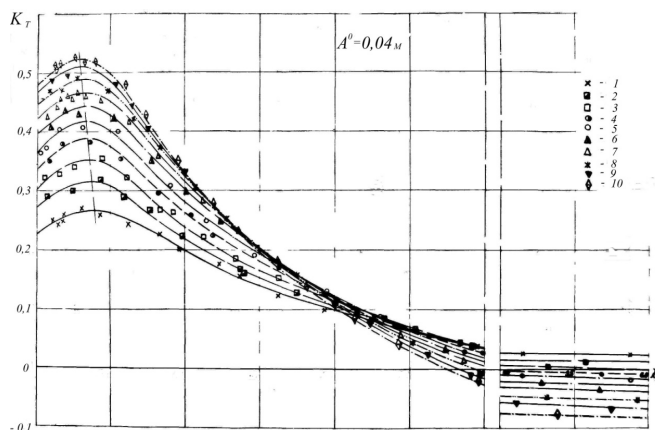
$$\lambda_p = \frac{V_x}{A_0 \omega},$$

где V_x – скорость потока набегающего на колеблющееся крыло;

A_0 – заданная максимальная вертикальная амплитуда колебаний крыла;

$\omega = 2\pi f$ – круговая частота.

а



б

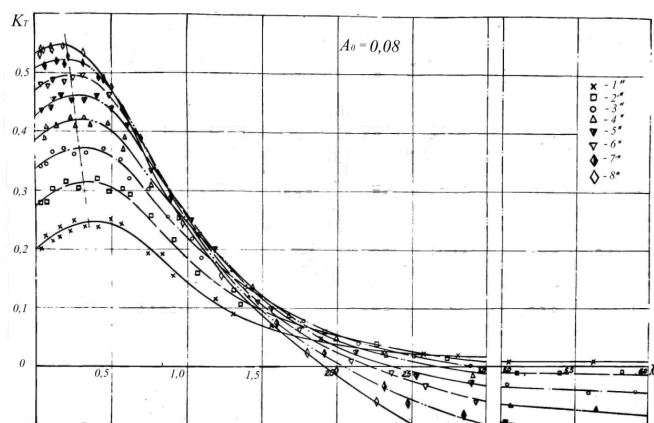


Рис. 10. Экспериментальные зависимости $K_T(\lambda_p)$ при различных значениях угловой амплитуды β_0 (с шагом 3°):
а – при значениях $\bar{A} = 0,333$; б – при значениях $\bar{A} = 0,667$

С возрастанием величины λ_p происходит также изменение прямой зависимости величины K_T от величины β_0 (при $\lambda_p = 0-0,6$) на обратную (при $\lambda_p > 1,5-3,0$). Следует отметить, что точки пересечения двух соседних кривых $K_T(\lambda_p)$ (например, кривых $K_T(\lambda_p)$ для величин угловой амплитуды β_0 , равных 3 и 6°, 6 и 9°, 9 и 12° и т. д.) располагаются вдоль оси абсцисс графика $K_T(\lambda_p)$ в определенной последовательности и заключенные между этими точками отрезки кривой $K_T(\lambda_p)$ являются линией максимальных значений K_T (например, в диапазоне значений $K_T(\lambda_p) = 1,7-2,2$ при $A_0 = 0,04$ м величины K_T будут максимальны при $\beta_0 = 6^\circ$, в диапазоне $\lambda_p = 1,05-1,35$ – соответственно $K_T = \max$ при $\beta_0 = 12^\circ$).

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Алгазин В. А. Теоретическое исследование силы тяги колеблющегося крыла конечного размаха // Бионика. – 1983. – Вып. 18. – С. 52-57.
2. Воробьев Н.Ф. О дискретной вихревой схеме крыла конечного размаха // Изв. СО АН СССР. – Сер. техн. наук. – С. 59-68.
3. Гребешов Э.П., Ручин А. П. Некоторые вопросы гидродинамики движителя типа «колеблющееся крыло» // Тр. ЦАГИ. – Вып. 2386. – 1988.
4. Глушко В.Н., Каян В.П., Козлов Л. Ф. Гидродинамические характеристики прямоугольного колеблющегося крыла // Тр. ЦАГИ. – 1984. – Вып 18. – С. 40-44.
5. Глушко В.Н., Каян В.П., Козлов Л.Ф. Исследование гидродинамики колеблющегося крыла с жестким и пассивно-деформируемым профилем // Математические методы механики жидкости и газа. – Днепропетровск. – 1986. – С. 21-29.
6. Каян В.П. Экспериментальное исследование гидродинамического упора, создаваемого колеблющимся крылом // Бионика. – 1983. – Вып. 17. – С. 45-49.
7. Кравец А.С. Характеристики авиационных профилей / А.С. Кравец – М.; Л.: Оборонгиз. – 1939. – 264 с.
8. Kayan V.P., Glushko V.N. Research of Hydrodynamics of a Fin Propulsor // In book: First International Industrial Conference: Bionic 2004 – Hanover, Germany, 2004. – P. 179-184.
9. Глушко В.Н. Исследование влияния параметров морского волнения на величину тяги, создаваемой волновым движителем в виде колеблющегося крыла с упругой заделкой // Прикладна гидромеханіка. – 2009. – Т.11. – Вып. 4. – С. 47-53.

10. Козлов Л.Ф. Теоретическая биогиродинамика. – К.: Вища школа, 1983. – 236 с.
11. Глушко В.Н, Каян В.П. Исследование работы плавникового движителя с упругим закреплением лопасти // Прикладна гідромеханіка. – Т.11(83). – № 4. – 2013. – С. 13-18.
12. Патент на корисну модель № 81736 / В.Н. Глушко, В.П. Каян – 10.07.2013.

Стаття надійшла до редакції 20.11.2015

УДК 629.5 Е30

V.A. Nilva

ANALYSIS OF ACCIDENTS WITH HULLS OF INLAND AND RIVER-SEA VESSELS

В работе обработаны статистические данные по авариям судов внутреннего и смешанного плавания за период 1991-2012, предложена классификация видов повреждения корпусных конструкций, определены статистические вероятности отдельных видов аварий.

Ключевые слова: судно смешанного река-море плавания, авария судна, статистические данные, классификация видов повреждения.

В роботі оброблено статистичні данні по аваріям суден внутрішнього та змішаного плавання за період 1991-2012, запропонована класифікація видів пошкоджень корпусних конструкцій, розраховано статистичну ймовірність окремих видів аварій.

Ключові слова: судно змішаного ріка-море плавання, аварія судна, статистичні данні, класифікація видів пошкоджень.

Statistical data of accidents of inland and river-sea going vessels for 1991-2012 is analyzed. Classification of hull's damages is proposed. Statistical probabilities of accidents' types are defined.

Keywords: river-sea going vessel, accident, statistical data, classification of hull's damages.

Problem statement. Special operational feature of inland and river sea going vessels in comparison with sea going ones is significant operational term in the conditions of rivers, canals, sluices, narrow water. That's why the probability of collisions, grounding and other accidents is increased essentially. Statistical data of Russian River Register and database «Fleet», additional sources [1-2] was analyzed to get mean dimensionless values. These values can be used for probability assessment of accidents' occurrence and reasons.

The article purpose is to analyze and treat data concerning accidents of inland and river sea going vessels for the period of 1991-2012, to classify types of hull damages, to get mean values of probabilities of accidents' types.

The basic material. Gennady Egorov proposed the classification of main groups of identified casualties [3] when processing statistical data for discussed problem (as the first step on the way to formal assessment of risk during vessels' operation). Main three sections of this classification are as follows:

- the dangers connected with technical condition of the hull, machinery, mechanisms and systems of the vessel;
- the dangers connected with incorrect technology of cargo transportation;
- the dangers connected with actions of the ship-owner, coastal operators and crew.

Such approach allows analyzing and sorting the whole range of input data if array of known emergency situations is considered.

Single part is sorted from input data that connects partly 1 and 3 sections of mentioned classification, that is the dangers connected with technical condition of the hull, machinery, mechanisms and systems of the vessel and the dangers connected with actions of the ship-owner, coastal operators and crew.

The reasons of hull damage are divided into following groups in accordance with following classification (see fig. 1): collisions, ice damages, ground-ding, excess of the wind-wave mode, explosions and fires, other.

Also this classification considers damage localization along the vessel and/or depth of damage (breach or deformation).

246 cases are chosen among considered emergency accidents that caused vessel hull damage during 1991-2012. Distribution by types of damages and localization along the vessel is shown in table 1.

Index of conditional probability is defined

$$\mu = \sum_{i=1}^T \left(\frac{n_i}{N_i} \right) / T,$$

where n_i – cases' quantity of certain type of damage in the considered year;

N_i – total number of vessels in operation in the considered year;

$T = 22$ years – the time period which is considered when processing input data.

Also in tab. 1 the probability $k = n_{\text{cat}}/n_i$ is defined, where n_{cat} – cases' quantity of each category of damage taking into account localization along the vessel.

Ratio of n_i to N_{acc} is shown in fig. 2, where n_i – cases of each accidents' types, N_{acc} – total number of accidents.

Probabilities of some accidents' types according to the offered classification during 1991-2012 are shown in fig. 5.

The mentioned statistics cannot be considered absolutely reliable. Firstly, decrease of accident rate can reflect the economic situation in the considered year, change of number of the operated cargo vessels at inland waterways, change in fleet structure, etc. Secondly, the bigger quantity of sources, probably, would allow to fill gaps in the specific types accidents. Thirdly, lack of some accidents in the corresponding years does not mean 100 % probability that they did not occur actually. Information about accidents is held back by the ship-owner for a number of reasons, for example because of their insignificant effects. The inaccuracies connected with accounting order in the organizations which are responsible for collecting statistical data are possible also.

Distribution of mean values of probabilities by types of accidents is shown in fig. 6.

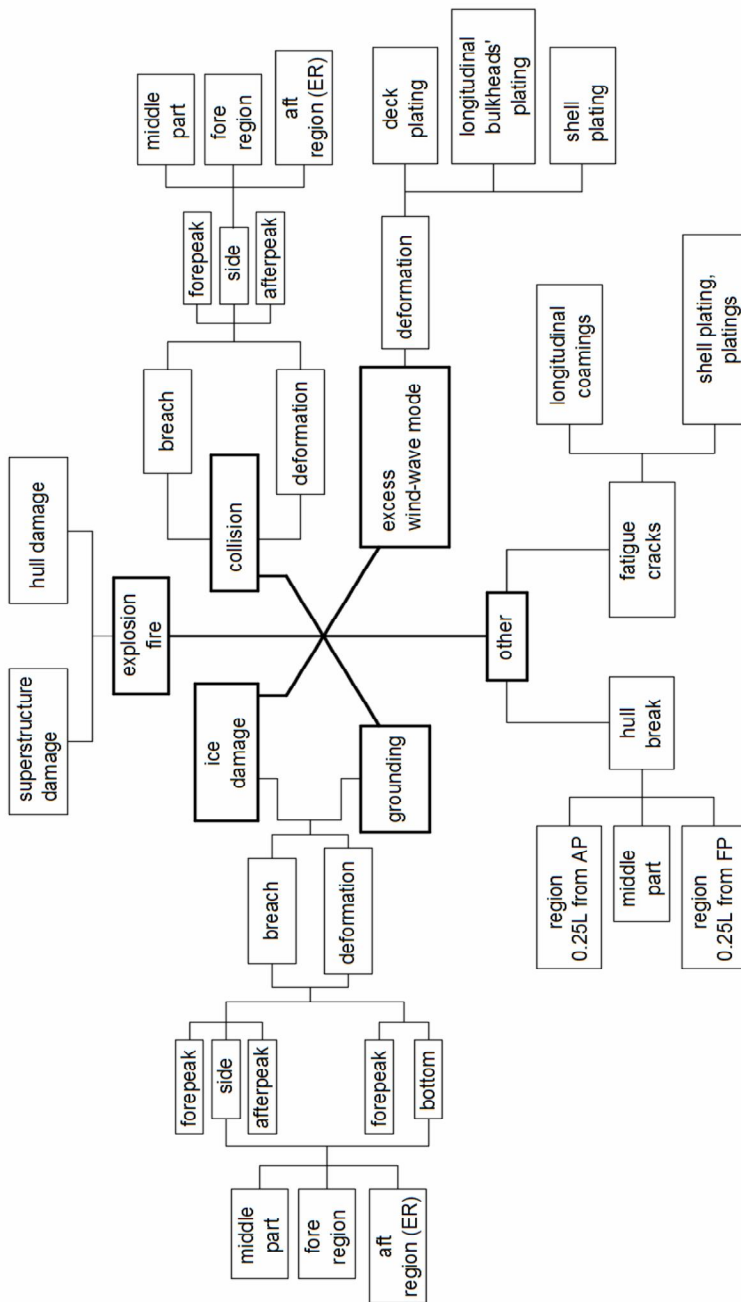


Fig. 1. Classification of hull damages

Table 1

Definition of index of conditional probability

Damage description		n_i	μ	n_{cat}	n_{cat}/n_i
Grounding		47	0,0000744		
Breach					
forepeak	–			1	0,021
bottom	fore region			30	0,638
bottom	middle part			5	0,106
bottom	aft region			5	0,106
Deformation					
bottom	fore region			5	0,106
bottom	aft region			1	0,021
Fatigue cracks		17	0,0000258		
shell plating and horizontal plating				6	0,353
coaming				11	0,647
Hull break		24	0,0000308		
region 0.25L from AP				1	0,042
middle part				20	0,833
region 0.25L from FP				3	0,125
Ice damage		40	0,0000529		
Breach					
forepeak	–			1	0,025
side	fore region			2	0,050
bottom	fore region			4	0,100
Deformation					
side	fore region + mid. part			27	0,675
side	whole length			2	0,050
bottom	+side			1	0,025
Breach and deformation					
side	whole length			3	0,075
Excess wind-wave mode		25	0,0000368		
deck plating				16	0,640
longitudinal bulkheads' plating				7	0,280
shell plating				2	0,080
Collision		33	0,0000521		
Breach					
forepeak	–			8	0,242
side	fore region			13	0,394
side	middle part			6	0,182
side	aft region			2	0,061
side	fore and aft region			2	0,061
side	+inner side (mid. part)			1	0,030
side	bilge region			1	0,030
Explosions and fires		60	0,0000901		
superstructure damage				22	0,367
hull damage				35	0,583
superstructure and hull damage				3	0,050

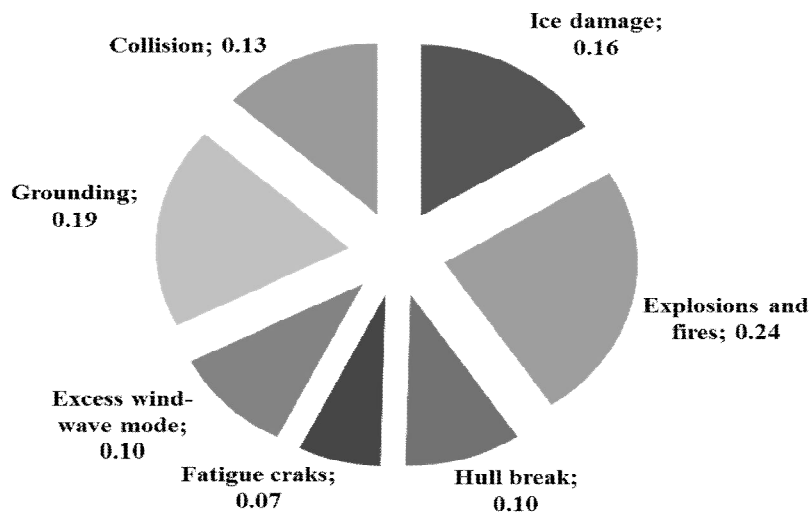


Fig. 2. Relative distribution of accidents' types

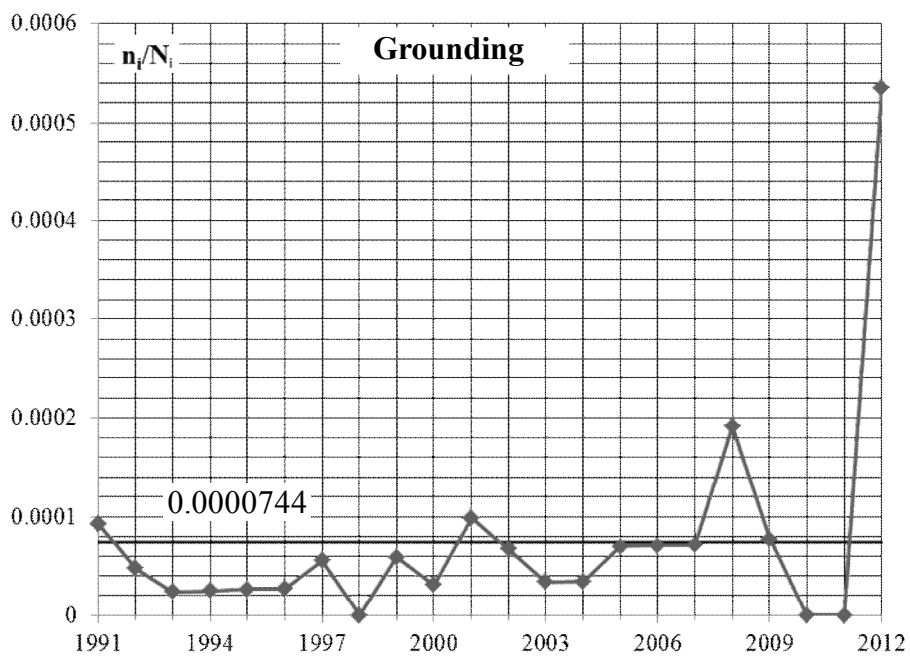


Fig. 3. Probability of grounding

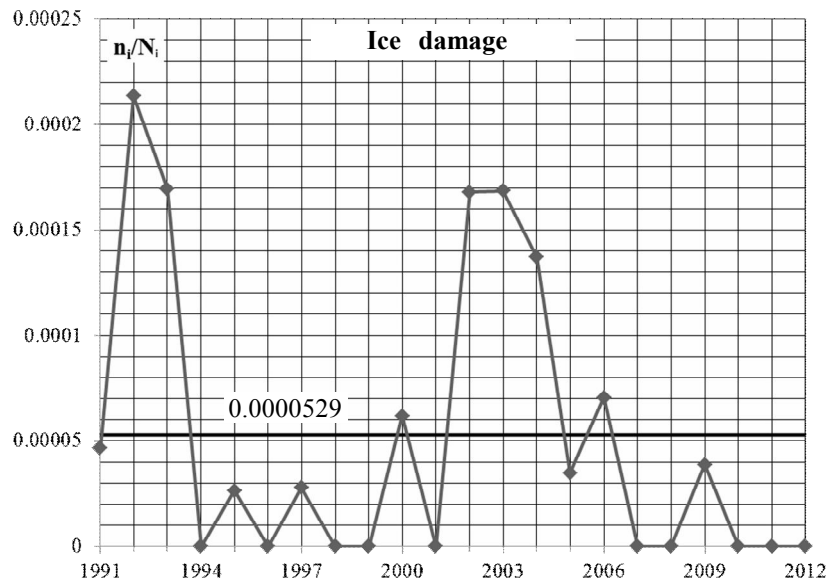


Fig. 4. Probability of receiving the ice damage

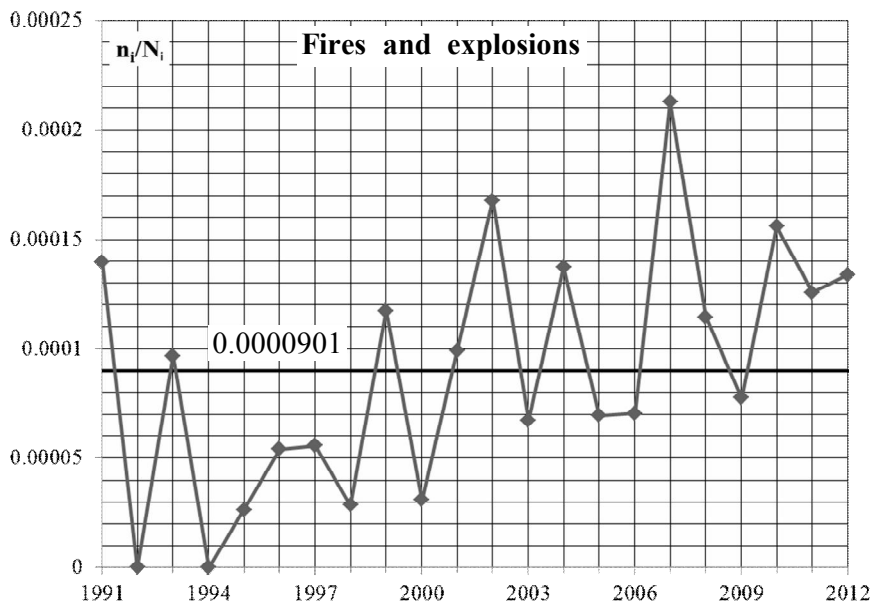


Fig. 5. Probability of explosions and/or onboard at the vessels

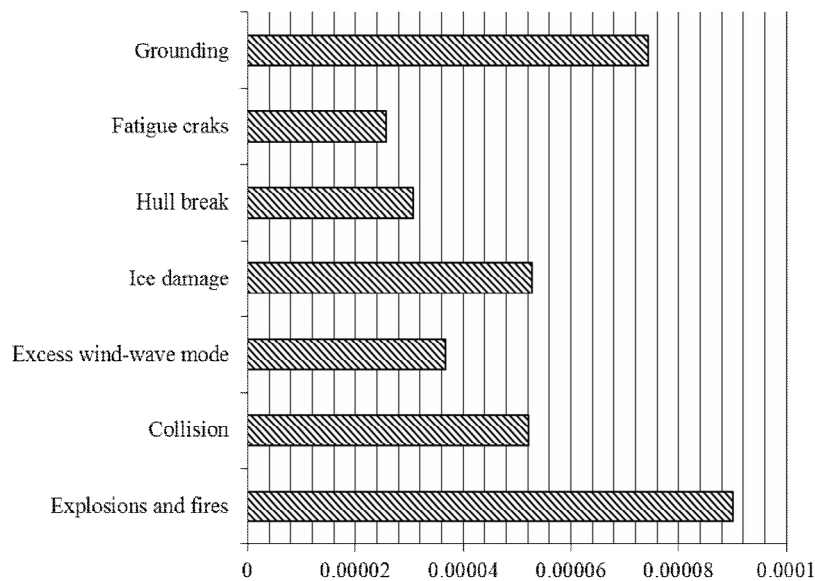


Fig. 6. Distribution of mean values of probabilities by types of accidents

Conclusions. The analysis of statistical data of vessels' casualties of the internal and river-sea going vessels' types for the period of 1991-2012 is carried out in the article. The idea of defining of conditional probabilities for concrete types of hull damage is initially put.

Therefore more detailed classification of hull damages that takes into consideration damage localization along the vessel is proposed. Such classification does not damages of gears, systems and mechanisms of the vessel. By the received results it is possible to make a conclusion that the most probable types of damage of inland waterways vessels are the fires and explosions ($\mu = 0,0000901$ cases a year), groundings ($\mu = 0,0000744$ cases a year) and ice damages ($\mu = 0,0000529$ cases a year).

REFERENCES

1. *Register Book of the Russian River Register, 2012.*
2. Nilva V.A. *Specifics of analysis and classification of accidents of inland waterway and river-sea vessels // Proceedings of the 6th International Scientific and Technical Conference «Innovations of shipbuilding and ocean engineering». National Shipbuilding University < Nikolayev, 2015. – P. 87-89.*
3. Egorov G.V. *Casualty risk investigation for hulls of restricted navigation vessels // Problemy tekhniki. – 2002. – Vol.3. – Pp 3-25.*

Стаття надійшла до редакції 20.11.2015

УДК.629.123

Ф.А. Бендеберя, Р.Г. Гудилко

ОЦЕНКА ПАРАМЕТРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА ВОЗНИКНОВЕНИЕ РЕЖИМА ЗАХВАТА ВИХРЕЙ ПРИ КОЛЕБАНИИ СУДОВЫХ ГИБКИХ ТРУБОПРОВОДОВ

В статье рассмотрен процесс обтекания судового гибкого трубопровода неограниченным потоком. Показано, что возникающие колебания трубопровода вызываются отрывом вихревых структур от его поверхности. Приведено описание трех характерных режимов поведения потока и рассмотрены основные параметры, которые оказывают влияние на захват вихрей при параметрических колебаниях трубопровода.

Ключевые слова: *судовой гибкий трубопровод, вихревые структуры, параметрические колебания, число Струхала.*

У статті розглянуто процес обтікання судового гнучкого трубопроводу необмеженим потоком. Показано, що виникаючі коливання трубопроводу викликаються відривом вихрових структур від його поверхні. Наведено опис трьох характерних режимів поведінки потоку і розглянуті основні параметри, які впливають на захоплення вихорів при параметричних коливаннях трубопроводу.

Ключові слова: *судовий гнучкий трубопровід, вихрові структури, параметричні коливання, число Струхала.*

The process of flowing around of ship flexible pipeline an unlimited stream is considered in the article. It is shown that the nascent vibrations of pipeline are caused by tearing away of vortical structures from his surface. Description over of three characteristic modes of behavior of stream is brought and basic parameters that have influence on the capture of whirlwinds at the self-reactance vibrations of pipeline are considered.

Keywords: *ship flexible pipeline, vortex structures, parametric oscillation, Strouhal number.*

Введение. Основная проблема при решении задачи о взаимодействии движущегося потока с гибким цилиндрическим трубопроводом или тросом заключается в нахождении неизвестных данных относительно распределения гидро- или аэродинамических сил в зависимости от форм-параметра обтекаемой поверхности и угла атаки набегающего потока. Результаты таких исследований практически неизвестны поскольку в большинстве литературных источников обычно рассматривается обтекание неограниченным потоком только неподвижного цилиндра.

Постановка задачи. К важному аспекту гидродинамического взаимодействия потока с удлиненным цилиндром относится возникновение колебаний при отрыве вихрей.

Так согласно результатам работы [1] колебания всегда носят локальный характер и могут не распространяться на всю длину трубопровода. Для криволинейных стержней местная нормальная составляющая относительной скорости V_n обтекающего потока определяется координатой изгиба (отклонения от равновесного состояния). От величины v_n зависит местная сила Кармана и по этой причине синхронизация частоты срыва вихрей на конкретном участке трубы с собственной частотой ее колебаний тоже носит локальный местный характер. На одних участках трубопровода частота срыва вихрей может быть равной собственной частоте его колебаний, а на других участках трубопровода она может увеличиваться с ростом величины скорости V_n .

Срыв вихрей с поверхности цилиндра является самым упрощенным объяснением механизма возникновения колебаний гибкого трубопровода в потоке. В этом случае принимается, что силы Кармана, появляющиеся при срыве вихрей, перпендикулярны местной нормальной составляющей скорости потока. Именно они и начинают раскачивать гибкий трубопровод или трос, приводя во время колебаний к возникновению дополнительных подъемных сил.

В том случае, когда за счет взаимодействия с потоком гибкий трубопровод или трос начинают раскачиваться обтекание поверхности уже нельзя рассматривать как стационарное, а саму поверхность необходимо принимать как колеблющуюся. По этой причине в постановке задач исследований всегда должна присутствовать частота колебаний гибкого трубопровода и все неизвестные величины необходимо находить в зависимости от закона ее изменения.

Результаты. В работах [2-3] приводится описание результатов относительно нестационарного отрывного обтекания цилиндра, который под воздействием набегающего потока совершает вынужденные гармонические колебания. При колебаниях цилиндра происходящих в направлении, перпендикулярном оси симметрии набегающего потока было получено три характерных режима его обтекания. Эти режимы между собой отличались качественно. Количественное различие было описано границами соответствующих чисел Струхала.

Если частоту колебаний гибкого трубопровода или троса обозначить как f_1 , а частоту отрыва вихрей пограничного слоя от его поверхности через f_2 то два числа Струхала можно записать в виде

$$Sh_1 = f_1 \frac{d}{V} \quad (1)$$

$$Sh_2 = f_2 \frac{d}{V}, \quad (2)$$

где d – диаметр трубопровода или троса, m ;
 V – скорость набегающего потока, m/c .

Определяющим критерием является Sh_1 и в этом случае все три режима имеют следующие особенности:

1 режим. $0 < Sh_1 < 0,04$ – колебания цилиндра не оказывают никакого влияния на частоту схода вихрей с его поверхности, т.е. Sh_2 не зависит от Sh_1 и выполняется неравенство $f_1 \neq f_2$

2 режим. $0,04 < Sh_1 < 0,1$ – за счет колебаний цилиндра происходит частичный «захват» отрывающегося пограничного слоя с затягиванием ближней вихревой стороны к донной части колеблющегося цилиндра. При этом частота отрыва вихрей и частота колебаний цилиндра частично не совпадают, но при этом в первом приближении $f_1 \approx f_2$.

3 режим. $Sh_1 > 0,1$ – происходит полный «захват» частоты срыва вихрей, которая начинает полностью быть равной частоте колебаний цилиндра в потоке и выполняется равенство $f_1 = f_2$.

Проверка существования этих трех режимов была выполнена экспериментальным путем. На рисунке 1 показана полученная зависимость частоты колебаний гибкого трубопровода от частоты схода вихревых образований с его поверхности.

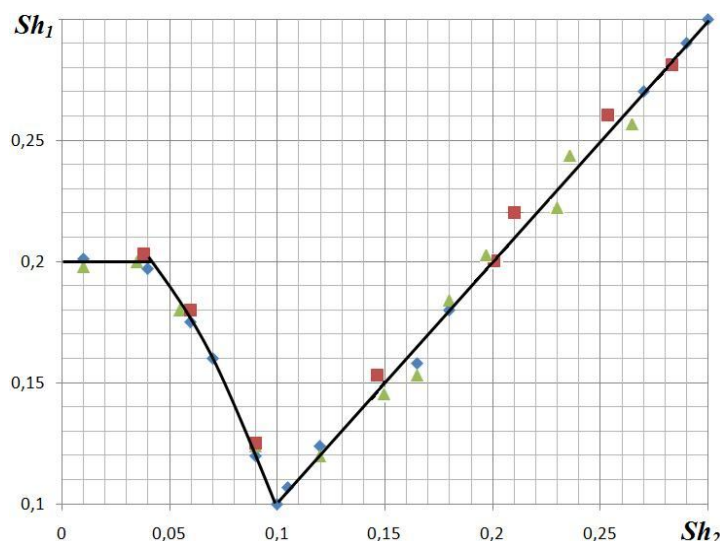


Рис. 1. Влияние частоты схода вихрей на частоту колебаний гибкого трубопровода:

■ – результаты выполненных измерений при $Re = 0,238 \cdot 10^6$ и $Re = 0,689 \cdot 10^6$; ◆ – $Re = 0,795 \cdot 10^6$ данные [2]; ▲ – $Re = 0,862 \cdot 10^6$, данные [3]

В качестве сравнительных данных на графике приведены результаты экспериментальных измерений взятые из работ [2-3]. Анализ графической зависимости позволяет сделать вывод, что влияние отрыва вихрей

отчетливо сказывается начиная с частоты отрыва вихрей соответствующей $Sh_2 = 0,1$. Измерения проводились с использованием диаметров гибкого трубопровода равных: $0,05$, $0,075$ и $0,1$ м. Следует отметить, что рост диаметра трубы при прочих равных условиях приводил к более раннему наступлению автомодельных колебаний. В частности, частота колебаний трубопровода диаметром 100 мм начинала совпадать с частотой отрыва вихревой зоны при числах Струхала $Sh_1 = 0,11$. В случае трубопровода с диаметром 50 мм эта величина была равна $Sh_1 = 0,19$.

При проведении экспериментальных исследований была измерена частота колебаний гибкого трубопровода при динамических (возникающих только за счет отрыва вихревой пелены от поверхности трубы) и вынужденных колебаниях. Систематизация полученных результатов в графическом виде отображена на рисунках 2-4.

На рисунке 2 показано каким образом изменяется частота естественных колебаний f возникающих при отрыве набегающего потока от стенок трубы с наружным диаметром 50 мм. Зависимость построена по отношению к скорости набегающего потока V . Отложенные вдоль вертикальной оси численные значения измеренных частот соответствуют интервалу времени измерения равному 10 сек. На графике видно, что рост скорости приводил к неустойчивой работе трубопровода. В этом случае частота колебаний трубопровода увеличивается, а амплитуда отклонения его средней точки относительно осевой линии постоянно растет.

Изменение амплитуды колебаний гибкого трубопровода показано в графическом виде на рисунке 3. На графике для значений частот, полностью совпадающих с частотами приведенными на рис. 2, показано изменение величины максимального подъема середины трубы относительно ее равновесного состояния. Измерение высоты подъема трубопровода производилось при помощи оптической лазерной системы путем регулирования высоты установки источника лазера и приемного фотоэлемента.

На графике хорошо видно, что начиная со значения частоты $1,3$ колебания в секунду трубопровод выходит на режим аварийной работы. В этом случае наблюдается резкий рост колебаний трубы. Изменение частоты на $0,1$ колебания в секунду дало рост амплитуды на $4,9$ мм или в относительных единицах на 53 %.

На графике хорошо видно, что начиная со значения частоты $1,3$ колебания в секунду трубопровод выходит на режим аварийной работы. В этом случае наблюдается резкий рост колебаний трубы. Изменение частоты на $0,1$ колебания в секунду дало рост амплитуды на $4,9$ мм или в относительных единицах на 53 %.

На рисунке 4 показано каким образом зависит частота f_1 колебаний гибкого трубопровода диаметром $0,05$ м от частоты f вынужденных колебаний получаемых за счет работы колебательного механизма научно-исследовательского стенда.

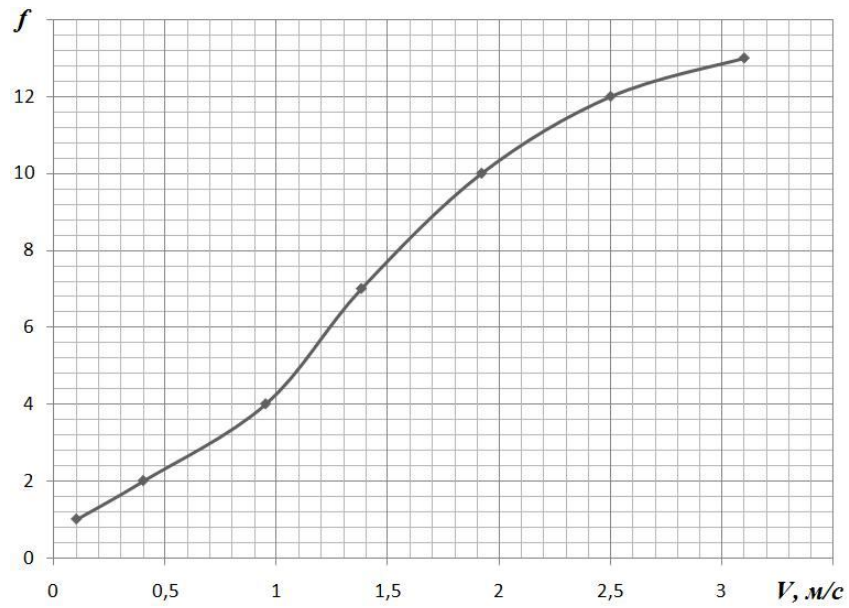


Рис. 2. Влияние скорости набегающего потока на частоту колебаний гибкого трубопровода

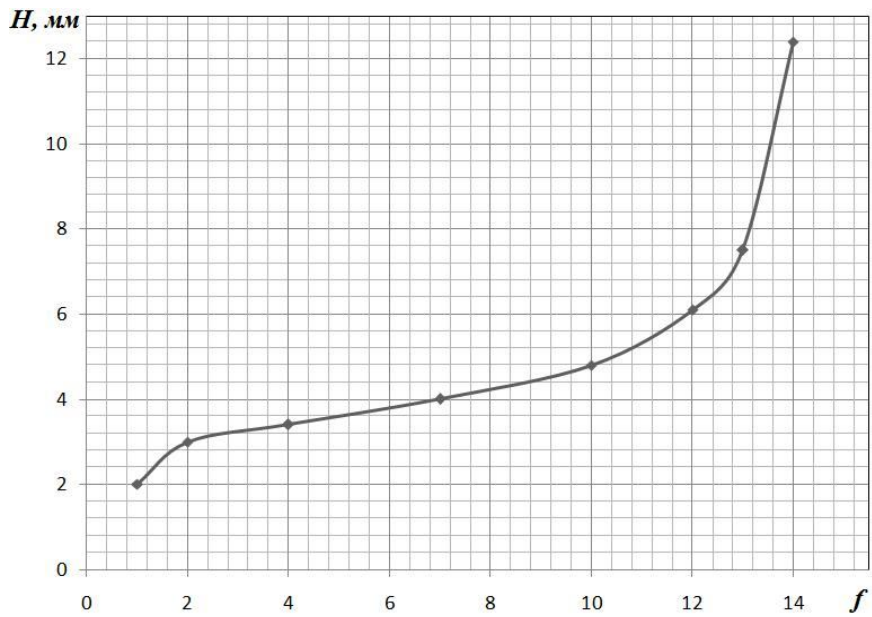


Рис. 3. Рост амплитуды колебаний гибкого трубопровода в зависимости от частоты его колебаний

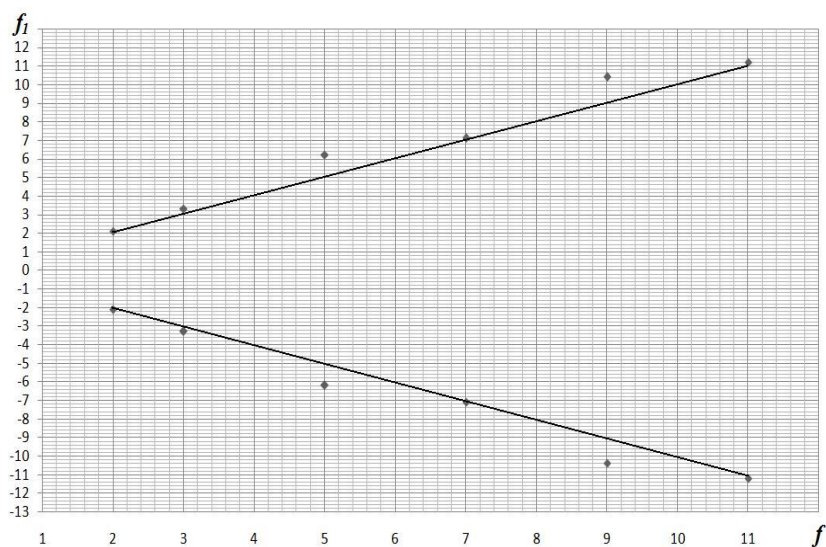


Рис. 4. Зависимость между частотой естественных колебаний гибкого трубопровода f_1 и частотой вынужденных колебаний f механизма научно-исследовательского стенда

На графике хорошо виден зафиксированный в ходе экспериментов захват частоты естественных колебаний. В таблице показаны значения разности частот $\Delta f = f_1 - f$ этих колебаний по отношению к частоте вращения колебательного механизма научно-исследовательской установки.

Анализ приведенных экспериментальных данных показывает, что с ростом частоты вынужденных колебаний гибкого трубопровода через каждые четыре значения частоты происходит захват срыва вихрей с поверхности трубы. В этом случае дисбаланс между частотами колебаний уменьшался на порядок с $\pm 1,2$ до $\pm 0,1$ и с $\pm 1,4$ до $\pm 0,2$ соответственно. На рисунке 5 показано изменение этого дисбаланса в вынужденных и динамических частотах колебаний гибкого трубопровода.

Таблица 1

Разность частот вынужденных f
и динамических колебаний f_1 трубопровода диаметром 50 мм

Частота колебаний стенда, f, c^{-1}	2	3	5	7	9	11
Частота колебаний трубопровода, f_1, c^{-1}	$\pm 2,1$	$\pm 3,3$	$\pm 6,2$	$\pm 7,1$	$\pm 10,4$	$\pm 11,2$
Разность частот, $\Delta f, c^{-1}$	$\pm 0,1$	$\pm 0,3$	$\pm 1,2$	$\pm 0,1$	$\pm 1,4$	$\pm 0,2$

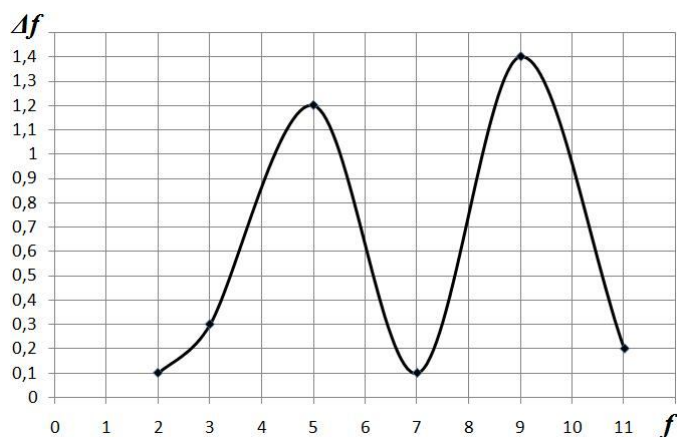


Рис. 5. *Изменение дисбаланса вынужденных и динамических частот колебаний гибкого трубопровода*

Выводы

1. При колебаниях цилиндра, происходящих в направлении перпендикулярном оси симметрии набегающего потока, могут иметь место три характерных режима обтекания. Для описания этих режимов определяющим критерием является число Струхала.

2. Рост скорости набегающего потока всегда приводит к неустойчивой работе гибкого трубопровода. В этом случае частота колебаний трубопровода увеличивается, а амплитуда отклонения его средней точки относительно осевой линии постоянно растет.

3. Рост частоты вынужденных колебаний гибкого трубопровода приводит к режиму захвата срыва вихрей с поверхности трубы. В этом случае дисбаланс между частотами колебаний трубопровода и срыва вихрей с его поверхности может уменьшаться на порядок.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Светлицкий В.А. *Механика трубопроводов и шлангов* / В.А. Светлицкий. – М.: Машиностроение, 1982. – 280 с.
2. *Математическое моделирование плоскоструйного обтекания тел* / С.М. Белоцерковский, В.Н. Котовский, М.И. Нишит, Р.М. Федоров. – М.: Наука. Гл.ред. физ.-мат. лит., 1988. – 232 с.
3. Федяевский К.К. *Гидродинамика отрывного обтекания тел* / К.К. Федяевский, Л.Х. Блюмина. – М.: Машиностроение. 1977. – 120 с.

Стаття надійшла до редакції 10.11.2015 р.

УДК 629.51

А.Ю. Заец

**ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ МСПБУ
ДЛЯ УСЛОВИЙ АЗОВО-ЧЕРНОМОРСКОГО БАССЕЙНА**

Азово-Черноморский бассейн содержит большое количество углеводородного сырья. Эти неиспользуемые ресурсы рассматриваются как важные источники энергии для будущего, и задача извлечения этих источников безопасным образом является одним из основных вопросов. Азовское море рассматривается как одна из важных областей, которая была отобрана для дальнейшего анализа [1].

Ключевые слова: Азово-Черноморский бассейн, мелководье, океанотехнические сооружения.

Азово-Чорноморський басейн містить велику кількість вуглеводневої сировини. Ці невикористані ресурси розглядаються як важливі джерела енергії для майбутнього, і завдання витягання цих джерел безпечним чином є одним з основних питань. Азовське море розглядається як одна з важливих областей, яка була відібрана для подальшого аналізу.

Ключові слова: Басейн Азовського і Чорного морів, мілководдя, океанотехнічні споруди.

The basin of the Azov and Black sea contains plenty of hydrocarbon raw material. These not in use resources are examined as important energy sources for the future, and a task of extraction of these sources safe character is one of basic question. The sea of Azov is examined as one of important areas, that was selected for a further analysis.

Keywords: Basin Azov and Black seas, shoal, ocean technical building.

Введение. В настоящее время ведется добыча углеводородного сырья на мелководье Азовского моря, а также разработка перспективных мест добычи [2]. Это требует развития океанотехнических сооружений, которые могут выполнять задачи бурения и добычи безопасным образом. Добыча углеводородного сырья ведется круглогодично, что вызывает вопросы безопасности работы океанотехнических сооружений в зимний период. Необходимость океанотехнических сооружений в значительной степени определяется количеством доступного углеводородного сырья в Азовском море [3, 4]. Начальные суммарные ресурсы углеводородов в 80 нефтегазоперспективных и прогнозно-перспективных объектах, а также в 6 газовых месторождениях составляют: геологические – 420,8 млн. т условного топлива (у.т.), извлекаемые – 324,8 млн. т у.т., неразведанные – 314,45 млн. т у.т. при степени реализации начальных суммарных ресурсов 3,2 % [2].

© Заец А.Ю., 2015

Постановка задачі. Целью исследования, является определение особенностей проектирования мелкосидящей самоподъемной плавучей установки для условий шельфа Азовского моря.

Результаты. Для выбранного региона рассмотрим общие допущения, учитываемые при проектировании [5]:

- Глубина моря в местах перспективных и действующих мест добычи углеводородов 8-12 м.
- Круглогодичная добыча.
- Верхний слой слабого илистого грунта составляет: на западном побережье 4 – 5 м, средняя часть моря – 7 м.
- Экстремальная высота волны 3 % обеспеченности, период повторяемости 1 раз в 100 лет – 4,3 м.
- Экстремальный прилив с нагоном – 3,34 м.
- Отсутствие устойчивого припая.
- Толщина льда в зимний период. Учитывая максимальные значения толщин льда, согласно ледовым наблюдениям с декабря 2007 года по март 2015, была спрогнозирована максимальная толщина льда на последующий период с применением нейронных сетей, которая составляет 0,298 м [6].

Рассмотрим зарубежный опыт применения океанотехнических сооружений при добыче углеводородного сырья на мелководье.

Широкое распространение при освоении мелководного шельфа получили следующие типы МБУ: грунтовый искусственный остров, ледовый искусственный остров, «болотные» баржи, погружные плавучие буровые установки (ППБУ), самоподъемные плавучие буровые установки (СПБУ).

Рассмотрим преимущества и недостатки этих МБУ, учитывая условия эксплуатации на шельфе Азовского моря

1. Грунтовые острова.

Преимущества: использование местных дешевых материалов – песка, гравия и т.д.

Недостатки: невозможность эксплуатации из-за мягкости и подвижности грунтов.

2. Ледовые искусственные острова.

Преимущества: простота строительства, экологичность.

Недостатки: отсутствие постоянного припая.

3. «Болотные баржи».

Преимущества: мобильность, небольшие затраты на строительство из-за возможности переоборудования транспортной баржи в буровую установку.

Недостатки: ограничением при эксплуатации являются достаточно высокие внешние нагрузки и размыв грунтов.

4. ППБУ.

Преимущества: мобильность

Недостатки: большое влияние характеристик грунта и интенсивности волнения и течений; сложность в эксплуатации с учетом ледовых условий.

5. СПБУ.

Преимущества: мобильность; подъем корпуса над водой и контакт СПБУ только опорами, что обеспечивает требуемые параметры устойчивости; уменьшение влияния размыва грунта (малая площадь колонн, большое заглубление), что сокращает траты на дополнительные мероприятия по защите грунта от размыва.

Недостатки: достаточно высокая стоимость строительства; усложнение и утяжеление конструкции СПБУ ледовой защитой.

6. Одной из наиболее интересных технических решений для бурения в условиях мелководья является мелкоосидающая самоподъемная плавучая буровая установка (МСПБУ). Использование этой установки позволяет решить проблемы устойчивости на слабых грунтах, размыва грунта и соответственно повысить безопасность бурения скважин. МСПБУ представляет собой сооружение, эксплуатирующееся в двух принципиально различных состояниях – как плавучий объект (при выполнении морских операций), как гидротехническое сооружение (при работах на точке бурения скважин) и переходный режим задавливания / извлечения опор.

В первом состоянии на МСПБУ действуют законы плавучести, устойчивости, непотопляемости, качки, прочности и основной проблемой при этом является обеспечение минимальной осадки. Во втором состоянии – законы теории корабля не распространяются, они заменяются законами гидротехники. МСПБУ при стоянке на точке не должна: опрокинуться (устойчивость против момента от внешних горизонтальных сил); сдвинуться на донном грунте (устойчивость против внешних горизонтальных сил); излишне продавливаться опорами в донный грунт (просадка опор в грунт от вертикальных сил, передающихся опрокидывающим моментом); сломаться (прочность); потерять устойчивость колонн.

Различные состояния МСПБУ характеризуются:

1) различной продолжительностью по времени. Как плавучий объект МСПБУ используется достаточно короткое время (при переходах). В отличие от операций на глубокой воде, мелководье существенно усложняет выполнение операций буксировки и постановки на точку. Как стационарное сооружение установка используется в зависимости от глубины бурения и геологических условий залегания продуктивных пластов.

2) различной степенью возможности избежать встречи с экстремальными внешними условиями. Для этого должно быть рассчитано погодное окно. В случае буксировки для МСПБУ выбирается оптимальный курс или перегон в порт-убежище.

При стоянке на точке установка будет вынуждена воспринимать все внешние воздействия.

3) различные риски при возникновении аварийных ситуаций.

Выводы. Таким образом, основное внимание при проектировании МСПБУ необходимо уделять обеспечению надежности стоянки на точке и выполнению буровых работ (избегание аварийных ситуаций). Так же должны быть соблюдены все требования безопасности при переходе и особенности условий мелководья Азово-Черноморского бассейна.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Воздействие поверхностных гравитационных волн на прибрежные океанотехнические сооружения / В.М. Кушнин, В.Р. Душко, В.А. Крамарь // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2013. – № 6/5(66). – С. 36-41.*
2. *ГАО «Черноморнефтегаз»: [сайт]. [2013] URL: <http://blackseagas.com> (дата обращения 28.07.2013).*
3. *Есипович С.М. К оценке перспектив нефтегазоносности некоторых участков Азовского моря /С.М. Есипович, С.Г. Семенова, О.И. Семенец // Геология и полезные ископаемые Мирового океана. – 2010. – № 3. – С. 20-27.*
4. *Науменко А.Д. Основные закономерности распределения перспективных на нефть и газ объектов в северо-восточном секторе Черного моря / А.Д. Науменко, М.А. Науменко // Геология и полезные ископаемые Мирового океана. – 2008. – № 2. – С. 48-58.*
5. *Гармашов А.В. Гидрометеорологические условия на Черноморском подспутниковом полигоне [Текст] / А.В. Гармашов, А.И. Коровушкин, А.Б. Полонский, Ю.Н. Толокнов // Современное состояние и перспективы наращивания морского ресурсного потенциала юга России. – 2014. – С.133-135.*
6. *Заец А.Ю. Применение нейронных сетей в задачах прогнозирования толщины морского льда / Оптимізація виробничих процесів. – 2014. – Вып. 15. – С. 228-233.*

Стаття надійшла до редакції 30.10.2015

УДК 629.5.01

Н.М. Кабанова

**РОЗРАХУНОК ПРИБУТКУ,
ЯКИЙ ПРИНОСИТЬ СУДНО В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ**

Створено алгоритм, що дозволяє виконати розрахунок прибутку, який приносить судно у процесі його експлуатації. Розроблено залежність для розрахунку річних відрахувань на страхування. Наведено апроксимаційну залежність для розрахунку витрат на ремонт судна з урахуванням строку його експлуатації.

Ключові слова: судно, прибуток, витрати, страхування, судові збори.

Создан алгоритм, позволяющий выполнить расчет прибыли, приносимую судном в процессе его эксплуатации. Разработана зависимость для расчета годовых отчислений на страхование. Приведена аппроксимационная зависимость для расчета расходов на ремонт судна с учетом срока его эксплуатации.

Ключевые слова: судно, прибыль, расходы, страхование, судовые сборы.

The algorithm for profit calculation that is brought by the ship during its operation. The analytical dependence for insurance calculations is developed. The approximation dependence for vessel's repairing cost is given taking into account term of its operation.

Keywords: vessel, income, expenses, insurance, ship charges.

Вступ. Одним зі способів оцінки ефективності вантажного судна є обчислення прибутку, який воно приносить. Суть цього способу полягає в обліку і наступному розрахунку доходу від вантажоперевезення і відніманні з нього експлуатаційних витрат, які супроводжують функціонування судна.

Розрахунок показників економічної ефективності судна викладено в [1]. Правила розрахунку страхових витрат як правило представлені у внутрішніх документах відповідних організацій, а отже їх важко знайти у вільному доступі, тому їх аналітичне представлення несе вагомий внесок в алгоритм обчислення прибутку, який приносить судно в процесі експлуатації. Цей фактор обумовлює ретельне врахування складових при обчисленні прибутку і тим самим підтверджує актуальність даної статті.

Мета статті полягає в створенні алгоритму, за допомогою якого можна здійснити розрахунок економічної ефективності транспортного судна.

© Кабанова Н.М., 2015

Прибуток судна являє собою різницю доходу від вантажоперевезення і супутніх експлуатаційних витрат

$$Pr = \sum_j D_j - \sum_j Bm_j,$$

де D_j , Bm_j – відповідно доход і витрати, що припадають на судно за j -й рейс.

Дохід функціонуючого судна полягає в одержанні фінансової винагороди за здійснення вантажоперевезення і регламентується відповідно до угоди, яка відбувається на фрахтовому ринку. Це один з видів товарного ринку, який має ту особливість, що в ролі товару (предмета купівлі-продажу) виступає не упредметнений продукт праці, а переміщення (або, іншими словами, транспортні послуги). Грошовим вираженням вартості транспортних послуг є ціна перевезення, що при доставці вантажів морем має дві форми: фрахтової ставки і тарифу. Фрахтові ставки застосовуються в трамповому судноплаванні і являють собою ціну, що встановлюється при укладанні кожного окремого договору за згодою сторін (фрахтувальника і фрахтівника), дійсна тільки для цих партнерів і лише на період даної угоди [2].

Фрахт буває кількох різновидів:

а) плата стягується за використання транспортного засобу в цілому, без обліку обсягу чиненої їм перевезення (lumpsum). Такий тариф звичайно застосовується при перевезенні різнорідного вантажу, масу якого важко визначити або при неможливості повного використання вантажопідйомності або вантажомісткості судна (при транспортуванні негабаритних вантажів)

$$D_j = F_j \tag{1}$$

де F – фіксована ставка за використання транспортного засобу в цілому;
 j – порт призначення;

б) на основі обговореної сторонами фрахтової ставки за одиницю маси перевезеного вантажу

$$D_j = P_g fr, \tag{2}$$

де P_g – маса перевезеного вантажу, тонн;

fr – фрахтова ставка за кожен перевезену тонну вантажу, \$/тонна;

j – порт призначення.

В умовах економічної кризи відносно невеликі судна мають перевагу перед великотоннажними, оскільки такі судна краще реагують на пропозиції вантажоперевезень. З огляду на габарити, вони можуть легко без проміжних розвантажень проходити по каналах, разом з тим

маючи необмежений район плавання і, як результат, – орієнтовані на одержання більшої кількості замовлень.

Повні річні витрати можуть бути визначені за допомогою формули

$$Bm = B_n + B_{nn}, \quad (3)$$

де B_n, B_{nn} – відповідно прямі й непрямі витрати.

У формулі (3)

$$B_{nn} = 0,03B_n;$$
$$B_n = C_{екін} + C_{пров} + C_{нал} + C_{збір} + C_{навіг} + C_{страх} + C_{агент} + C_{рем} + C_{аморт}, \quad (4)$$

де $C_{екін}, C_{пров}, C_{нал}, C_{збір}, C_{навіг}, C_{страх}, C_{агент}, C_{рем}, C_{аморт}$ – вартість відповідно вмісту екіпажа, провізії, палива, портових зборів, навігаційних відрахувань, страхових внесків, агентування, ремонту, амортизаційних відрахувань.

У формулі (4)

– витрати на річне утримання екіпажу з урахуванням сплат на соціальне страхування і фонд зайнятості

$$C_{екін} = 18,24C_{ек}N_{ек},$$

де $N_{ек}$ – число членів екіпажа;

$C_{ек}$ – зарплатня;

– витрати на провізію і воду

$$C_{пров} = C_{пров}N_{пров},$$

де $C_{пров}$ – вартість 1т. провізії;

$P_{пров}$ – маса провізії;

– вартість бункерування

$$C_{нал} = (C_{ен} P_{вн} + C_{лн} P_{лн})t_x + C_{лн} P_{лн} t_{ст},$$

де $C_{лн}, C_{ен}$ – відповідно, вартість легкого й важкого палива;

$P_{вн}, P_{лн}$ – відповідно маса витраченого важкого й легкого палива, т;

$t_x, t_{ст}$ – відповідно час на ходу й час стоянки, сут.;

– портові витрати

$$C_{збір} = LBD \sum_j C_{збірj},$$

де $C_{збірj}$ – j -й збір у порту;

L, B, D – відповідно довжина, ширина і висота борту судна.

Згідно з постановою [3], у портах здійснюються наступні види зборів:

- а) корабельний, здійснюваний за кожний вхід у порт і вихід з нього за 1 м^3 об'єму судна;
- б) канальний – за кожне проходження каналу судном в один кінець і кожне проходження каналу судном транзитом в один кінець за 1 м^3 об'єму судна;
- в) маяковий – за кожний захід судна в порт (завод) або за кожне проходження його транзитом, $\$/\text{м}^3$;
- г) причальний – за стоянку судна біля причалу, $\$/\text{м}^3$;
- д) якірний – за стоянку більше ніж 12 годин на внутрішньому рейді морського порту у розрахунку на 1 м^3 об'єму судна за фактичний час стоянки;
- е) адміністративний – за кожен захід судна в порт, за кожен 1 м^3 об'єму судна;
- ж) санітарний, який передбачає обов'язковий прийом портом із судна всіх видів забруднень (крім баластних вод) за весь час стоянки судна в порту, із метою запобігання їхнього скидання в море а також виконання самотужки за свій рахунок операцій, пов'язаних із прийомом забруднень. Збір береться в $\$/\text{м}^3$ і залежить від строку перебування судна в порту.

Перелічені вище збори нараховуються у відповідності зі значеннями так званого кубічного модуля, що являє собою добуток довжини, ширини й осадки судна.

Відповідно до постанови Міністерства транспорту й зв'язку України, за виконання вантажно-розвантажувальних робіт у портах установлені акордні ставки плати. Як правило, ці витрати лежать на вантажовласнику, тому в даному дослідженні не враховуються;

- навігаційні витрати за період річної експлуатації судна

$$C_{\text{навіг}} = 130,2 + 0,229 \frac{DW}{1000} + 0,003 \left(\frac{DW}{1000} \right)^2 T_{\text{експл}} 10^{-6},$$

де DW – дедвейт судна;

$T_{\text{експл}}$ – експлуатаційний період за рік.

Незважаючи на тенденцію зменшення з кожним роком кількості колізій, будь-яка аварійна ситуація супроводжується значними фінансовими витратами, для часткової компенсації яких практикується страхування судна.

- витрати на страхування

$$C_{\text{страх}} = K_{\text{ст}} C_{\text{судна}} k_1 k_2 k_3, \quad (5)$$

де $K_{\text{ст}}$ – річний базовий страховий тариф;

$C_{\text{судна}}$ – вартість судна;

k_1, k_2, k_3 – коригувальні коефіцієнти.

Розрахунок вартості побудови і проектування судна в формулі (5) може бути визначений за формулою, запропонованою проф. Войлошніковим

$$C_{\text{судна}} = 2,481DW^{1,3} e^{-0,000065 DW} (1,096^{50-t} - 1)^{1,047} 10^{-6},$$

де t – рік експлуатації судна.

Відповідно до існуючого законодавства, страхування об'єктів водного транспорту є обов'язковим. У випадку укладання страхового контракту, при виникненні аварійної ситуації матеріальний збиток компенсується, за винятком випадків, передбачених угодою.

В 2002 році Державним комітетом України з питань регулярної політики й підприємництва та Міністерством транспорту України було уведене правило про обов'язкове страхування надання послуг з перевезення вантажу морським і річковим транспортом, відповідно до якого суб'єкти володіння повинні мати відповідні документи. Експлуатація засобів водного транспорту без наявності діючого договору страхування не допускається [4].

Розмір страхового тарифу залежить від умов страхування, обсягу страхового покриття, типу судна, року будівлі, технічних даних, характеру експлуатації, страхової суми, району експлуатації, маршруту рейсу, розміру франшизи, строку страхування й інших додаткових істотних факторів, визначених у кожному конкретному договорі страхування.

Відповідно до внутрішніх документів страхової компанії «Вексель», для водного транспорту розмір річного базового страхового тарифу (K_{cm}) у формулі (5) становить 2.1 % від страхової суми: 1,15 % (небезпеки, пов'язані із судноплаванням) + 0,65 % (пожежа, вибух) + 0,15 % (контакт – зіткнення з доком, портовим устаткуванням або спорудженнями) + 0,15 % (колізії при навантаженні/розвантаженні, переміщенні вантажу, бункеруванню).

Для річного страхового тарифу передбачені уточнюючі коефіцієнти, отримані на підставі апроксимованих автором даних (5):

а) розмір страхового тарифу для суден старше 10-ти років визначається добутком базового річного страхового тарифу за відповідним страховим покриттям на коригувальний коефіцієнт

$$k_1 = 0,1t,$$

де t – вік судна;

б) розмір страхового тарифу для суден вартістю більше 10 млн. грн, визначається шляхом добутку коригувального коефіцієнту з базовим річним страховим тарифом (за відповідним страховим покриттям)

$$k_2 = 9,99 \cdot 10^{-7} C_{\text{судна}}^3 - 1,871 \cdot 10^{-4} C_{\text{судна}}^2 + 9,637 \cdot 10^{-4} C_{\text{судна}} + 0,9987;$$

с) прийнято, що франшиза складає до 1 %, внаслідок чого відповідний поправочний коефіцієнт

$$k_3 = 1;$$

– витрати на агентування

$$C_{агент j} = k_{аг} D_j, \quad (6)$$

де D_j – дохід, принесений судном за j -й рейс, розрахований за формулою (1) або (2);

$k_{аг}$ – відсоток від доходу, який відраховується на оплату брокерських послуг.

Як правило, для укладання фрахтових угод, через відсутність часу у потенційних замовників і судновласників, широко використовуються послуги фрахтових брокерів, в обов'язок яких входить пошук контрактів на вантажоперевезення. При цьому витрати на оплату брокерських послуг становлять 1,25 % фрахтової ставки на перевезення вантажу. У такий спосіб у формулі (6)

$$k_{аг} = 0,0125 ;$$

– витрати на ремонт

$$C_{рем} = C_{судна} (8,4823 \cdot 10^{-4} t^2 + 0,0071t + 0,00144). \quad (7)$$

Вираз (7) було отримано автором апроксимацією даних за величинами витрат на ремонт судна з урахуванням строку його експлуатації [5, 6];

– амортизаційні відрахування

$$C_{аморт} = k_{аморт} C_{судна},$$

де $k_{аморт} = 0,075$ – коефіцієнт амортизаційних відрахувань при терміні окупності в 12 років.

Представлений алгоритм було застосовано у розрахунках (таблиці 1, 2) в дисертаційному дослідженні [7].

У таблиці 1:

L – довжина судна між перпендикулярами, м;

B – ширина, м;

d – осадка, м;

D – висота борту, м;

C_b, C_m, C_w – коефіцієнти відповідно загальної повноти, повноти мідель-шпангоуту, повноти ватерлінії;

v – швидкість ходу, вузл.;

P_g – вантажопідйомність, т;

$N_{сеп}$ – потужність суднової енергетичної установки, кВт;

Δ – повна водотоннажність, т;

DW – дедвейт судна, т.

Таблиця 1

Параметри судна

L	106,37
B	16,21
d	6,62
D	10,47
C_b	0,7401
C_m	0,9861
C_w	0,8322
v	11,5
P_g	6122
$N_{сey}$	1635
Δ	8655
DW	6339

Таблиця 2

Економічні характеристики судна

D	4,1622
$C_{екіп}$	0,1357
$C_{аморт}$	1,0372
$C_{пров}$	0,0001
$C_{пал}$	0,9865
$C_{порт}$	0,0291
$C_{навіг}$	0,0437
$C_{страх}$	0,3847
$C_{агент}$	0,0520
$C_{рем}$	0,4023
Vt	3,1635
Pr	0,9987

У таблиці 2 значення представлені у млн. доларів.

Висновки

1. Створений алгоритм дозволить розрахувати економічну ефективність судна.
2. Розроблено залежності, які дозволять провести експрес-оцінювання страхових витрат судна.
3. Створено апроксимаційну формулу визначення величини витрат на ремонт судна з урахуванням строку його експлуатації, яку може бути застосовано як на початкових стадіях проектування так і для експрес-оцінювання економічних показників існуючого судна.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Качанов И.В. Экономика водного транспорта: Учебн. пособие / И.В. Качанов, А.Д. Молокович, С.А. Шавилков. – Мн.: БНТУ, 2006. – 184 с.
2. Лимонов Э.Л. Внешнеторговые операции морского транспорта и мультимодальные перевозки [Текст]. – 4-е изд., перераб. и доп. – СПб.: Модуль, 2006. – 379 с.
3. Про портові збори [Текст]: Затв. Кабінетом міністрів України 12.10.2000 № 1544: редакція від 12.07.2012.
4. Про затвердження Ліцензійних умов впровадження господарської діяльності з надання послуг з перевезення пасажирів і вантажів річковим, морським транспортом [Текст]: Затв. Державним комітетом України з питань регуляторної політики та підприємництва Міністерства транспорту України 30.01.2002 № 11/50.
5. Экономическое обоснование проектных решений [Текст]: Пособие для конструктора-судостроителя / Н.И. Третников, Н.П. Любушин, В.А. Бируля, А.Ф. Иконников. – Л.: Судостроение, 1990. – 211 с.
6. Войлошников М.В. Модели оценки судов, активов морских предприятий и ресурсов океана: Учебн. пособие / М.В. Войлошников. – М.: Российское Общество Оценщиков, 2010. – 364 с.
7. Кабанова Н.М. Визначення оптимальних головних елементів суховантажних суден трампового способу експлуатації [Текст]: дис. канд. техн. наук: 05.08.03: захищена 25.06.13 / Кабанова Наталя Миколаївна. – Миколаїв, 2013. – 166 с.

Стаття надійшла до редакції 10.11.2015

УДК 629.123.563 / .57

Ю.М. Ларкин, А.Ф. Онищенко

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ БАЛКЕРОВ

Предложен метод определения в первом приближении водоизмещения и некоторых характеристик балкеров при проектировании и переоборудовании.

Ключевые слова: балкер, классификация, параметры, выбор размерений, водоизмещение, балласт, вместимость, мощность ГД, вес судна порожнем.

Запропоновано метод визначення в першому наближенні водотоннажності і деяких характеристик балкерів при проектуванні та перебудуванні.

Ключові слова: балкер, класифікація, параметри, вибір розмірень, водотоннажність, баласт, місткість, потужність ГД, вага порожнього судна.

The definition method as a first approximation displacement and some characteristics of bulk carrier is propose at designing and re-equipment.

Keywords: bulk carrier, classification, parameters, navigating restrictions, choice dimensions, displacement, ballast, capacity, ME power, lightweight.

Первый балкер был построен в 1852 году, экономические факторы способствовали развитию этого типа судов, которые все больше увеличивались в размерах и совершенствовались. Термин балкер появился лишь в 1955 году. Большинство обществ классифицируют балкер как судно, перевозящее сухой неупакованный груз. Но это понятие не исключает многоцелевые суда, которые могут перевозить груз насыпью и упакованный или негабаритный груз.

В составе флота ЧМП насчитывалось около 30 балкеров типа «Зоя Космодемьянская» и улучшенной модификации типа «Харитон Греку», дедвейтом около 66 000 т, построенные на заводе «Океан» в г. Николаеве, Украина.

В начале XXI века в мире в эксплуатации находилось около 7 000 балкеров суммарным дедвейтом свыше 420 млн. тонн.

Сегодня балкеры составляют 40 % мирового торгового флота и варьируются в размерах от мини балкеров одноотрюмных до рудовозов дедвейтом свыше 360 000 т. Различны они и по способу погрузки/ выгрузки и хранению груза: одни зависят от береговых кранов и портовых сооружений, другие имеют собственные краны и системы погрузки/ выгрузки, а некоторые даже способны упаковывать груз при погрузке.

© Ларкин Ю.М., Онищенко А.Ф., 2015

Профессор, д.т.н. С.И. Логачев на основании анализа состояния мирового и российского судостроения на первом месте отметил динамику заказов балкеров – 43 %, а контейнеровозов и танкеров соответственно – 21 % и 18 % [1].

В настоящее время большинство балкеров мирового флота строятся дифференцированных классов. Характеристики некоторых балкеров, построенных в 2007-2013 годах см. в таблице.

Их ряд начинается с небольших пятитрюмных судов класса Handysize дедвейтом от 10 тыс. т до примерно 50 000 т. Суда большей грузоподъемности относят к классу Handymax дедвейтом больше 50 000 т, 60 000 т.

Следующий класс – это семитрюмные суда типа Panamax, которые строят максимально возможных размеров и грузоподъемности.

Следующая группа балкеров относится к типу Aframax дедвейтом от 80 000 т до 100 000 т. Все эти группы балкеров замыкает класс девяти-трюмных судов типа Capesize дедвейтом 150 000 т и больше.

Кроме перечисленных встречаются отдельные типы балкеров особо крупных размеров – Very Large Bulk Carrier (VLBC) и Ultra Large Bulk Carrier (ULBC). Первые имеют дедвейт около 300 000 т, а следующие – больше 400 000 т.

Следует отметить также небольшие по размерам балкеры Trader class типа Multy Flex дедвейтом около 30 000 т, которые имеют обычно многоцелевое назначение и могут успешно перевозить контейнеры и другие грузы. Эти суда, например, «African Eagle», имеют, как правило, двойные борта шириной около 1300 мм с уменьшенной шириной подпалубных танков и увеличенной шириной люков до 0,75 В (ширины судна).

Наблюдаются тенденции ориентировать балкеры по району плавания. Учитываются глубины проливов, каналов, прибрежных зон и внутренних морей, габариты шлюзов и размеры причалов. В этом случае в обозначение балкера входит полное или частичное название канала, города, порта, моря, пролива: Kamsarmax, Setouchmax, Dunkirkmax, Newcastlemax, Malaccamax.

Kamsarmax балкер – достаточно новый тип, способный заходить в порт Камсар (Гвинея Бисау), чуть крупнее класса Панамакс. Их длина равна 229 метрам, что соответствует длине рудонавалочных и нефтеналивных терминалов этого порта.

Setouchmax балкеры относятся к крупнейшему по размеру типу, который может ходить во Внутреннем Японском море (море Setouch), имеют дедвейт 203 тысячи тонн.

Dunkirkmax балкеры относятся к крупнейшему по размеру типу, который может принимать порт Дюнкерк во Франции, имеют грузоподъемность в 175 тысяч тонн дедвейта и длину 289 метров.

Таблиця

Характеристики балкерів, побудованих в 2007-2013 з.

Номер	Наименование	L _{пб}	L	B	D	d _{sc}	Δ	dw _{sc}	V _s	N _{тp}	MCR	Тип
		м	м	м	м	м	т	т	узл.	кW		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	WESTERN CARRIER	107	103	18.20	10.50	7.10	-	-	13.00	3	3840	Mini bulker
2	JULES GARNIER II	160	154.50	26.00	14.00	9.88	-	27454	14.50	4	6480	Nickel ore
3	NORD HONG KONG	179.90	171.50	28.40	14.10	10.00	41748	32290	13.80	5	6000	Handysize
4	WUCHANG	179.99	176.65	30.00	15.00	9.50	49219	39128	14.00	5	6050	Handymax
5	DRAGONERA	180.00	176.75	30.00	14.70	10.10	45009	34613	14.00	5	7500	Handysize
6	HALKI	186.40	178.00	27.80	15.60	9.80	-	36850	14.80	5	7800	Handysize
7	AMBER CHAPION	199.85	194.50	32.23	18.50	11.30	75196	63525	14.48	5	8050	Handymax
8	JS AMAZON	199.99	-	32.26	18.50	11.30	74922	63301	14.50	5	8300	Supramax
9	LIBERTAS	225.00	216.20	32.24	19.70	14.20	87370	75511	14.50	7	11060	Panamax
10	ALGOMA MARINER	225.56	219.32	23.70	15.00	10.00	49000	38000	14.00	6	7200	Panamax
11	YANNIS GORGAS	229.00	221.00	36.80	19.90	12.50	-	87375	15.50	7	10500	Panamax
12	INNOVATION	229.00	222.00	32.26	20.20	12.20	94900	81600	14.50	7	11200	Kamsarmax
13	PRIME ROSE	229.00	223.00	32.26	20.20	12.20	94867	81595	15.06	7	10770	Kamsarmax

Продолжение табл.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
14	OCEAN GARNET	229.20	222.00	20.70	20.70	12.50	108709	93018	14.35	7	12240	Large bulk
15	GIEWONT	229.82	222.82	32.26	20.25	12.50	93377	79649	14.28	7	680	Panamax
16	TAIPOWER PROSPERITY V	234.91	226.20	38.00	20.00	14.50	-	93774	14.50	7	11290	Post-Panamax
17	ANANGEL DAWN	249.85	240.00	43.00	21.30	14.50	129366	114091	15.37	7	15820	Post-Panamax
18	NORD DELPHINUS	249.88	240.00	43.00	21.30	14.50	134376	114168	15.00	7	15820	Post-Panamax
19	MYSTIC	289.00	279.00	45.00	24.20	17.80	195782	170040	15.40	9	18660	Capesize
20	MARILLOULA	291.90	283.00	45.00	24.70	18.20	-	183850	15.40	9	18660	Capesize
21	STX FREESIA	292.00	283.00	45.00	24.80	16.50	207383	159683	15.00	9	900	Capesize
22	E.R BORNEO	292.00	283.50	45.00	24.70	16.50	-	178978	15.40	9	730	VLBC
23	HYUNDAI TRUST	292.00	283.50	45.00	24.80	16.50	-	180000	15.20	9	18660	Capesize
24	CHINA STEEL TEAM	299.50	290.50	50.00	24.40	18.07	-	203512	14.80	9	18623	Newcastlemax
25	CAPE GREEN	299.99	296.00	50.00	25.00	18.40	-	209800	14.70	9	16000	Capesize
26	BAOSTEEL EDUCATION	319.58	308.00	54.00	24.30	18.13	-	228527	15.00	5	745	ULOC
27	CSB FORTUNE	324.99	314.60	52.50	24.30	18.10	-	230000	15.00	5	22500	ULOC
28	K. HOPE	330.07	321.00	57.00	25.10	18.00	285100	250000	14.95	5	23000	VLOC
29	SVET	331.76	319.74	59.99	30.49	21.00	167578	32103	16.00	5	29400	VLCC
30	BRASIL MARU	340.00	325.00	60.00	28.15	21.13	-	327180	15.00	5	23640	VLOC
31	VALE BRASIL	362.00	350.00	65.00	30.40	23.00	-	400000	14.80	7	29260	ULOC

Newcastlemax балкеры относятся к крупнейшему по размеру типу, который в состоянии войти в порт Ньюкасл (Австралия), имеют грузоподъемность в 185 тысяч тонн дедвейта, максимальную ширину 50 метров, длину 300 метров.

Malassamax балкеры относятся к крупнейшему по размеру типу, который может проходить через Малаккский пролив глубиной 25 метров. В соответствии с текущими допустимыми пределами Malassamax может иметь максимальную длину в 400 метров, ширину – 59 метров и осадку – 14,5 метров.

При классификации судов учитываются особенности района плавания: глубины в проливах, каналах и в прибрежных зонах, габариты шлюзов и их пропускную способность, условия навигации на внутренних водных путях. Навигационная обстановка на морских магистральных является основным фактором, из-за которого на габариты судов налагаются строгие ограничения.

В последние годы под влиянием развития мировой торговли и в связи со стремлениями повышать экономическую эффективность морских перевозок, происходят структурные изменения в составе мирового флота в сторону увеличения количества судов большей грузоподъемности и большего размера. В связи с чем, для улучшения навигационной обстановки и для сокращения путей транспортирования на основных магистральных направлениях морских перевозок осуществляется их переоборудование (реконструкция). Таким образом, параметры судов в группах с названиями «max» и «size» периодически меняются, то есть по времени эти группы не являются постоянными.



Рис. 1. Мv «CAPE GARLAND»



Рис. 2. Мв «BRASIL MARU»

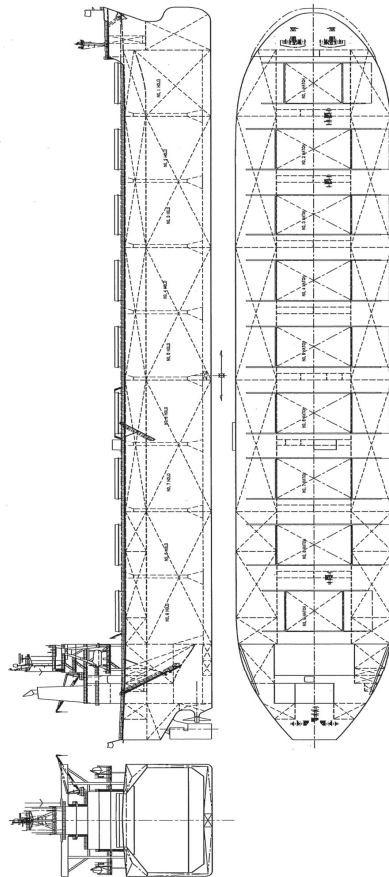


Рис. 3. Мв «CAPE GARLAND». Dunkerque-max bulker

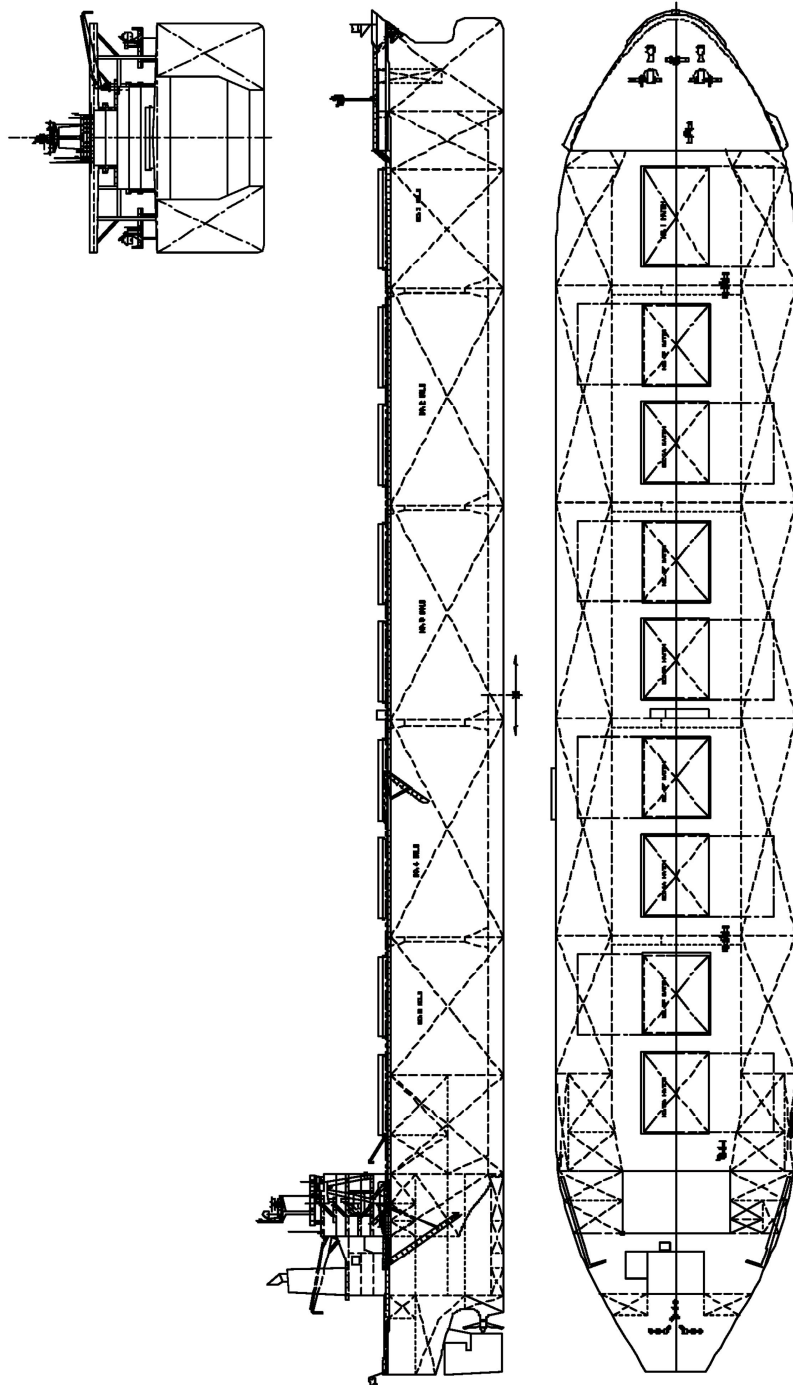


Рис. 4. Мв «BRASIL MARU». Very large ore carrier

Главные размерения проектируемых балкеров можно получить из системы уравнений на базе развернутого закона Архимеда или плавучести

$$\Delta = \gamma \cdot C_b \cdot L \cdot B \cdot d.$$

Чтобы выражение могло быть решено, его необходимо дополнить системой соотношений L/B , B/d и коэффициентом C_b .

Водоизмещение в первом приближении может быть принято по значениям коэффициентов утилизации и по заданному дедвейту

$$\Delta = dw / \eta_{dw}$$

или по методам И.Г. Бубнова и Ж.О. Нормана [2].

Соотношения размерений L/B , B/d и коэффициенты C_b могут быть подобраны по подходящим прототипам или подсчитаны в выбранных вариантах, особенно, если речь идет об ограничениях размерений.

В соответствии с требованиями к охране окружающей среды количество изолированного балласта (SWB) необходимо определять, исходя из требуемой минимальной осадки в балласте.

Количество изолированного балласта в этом случае определится вычитанием веса судна порожнем из водоизмещения по осадку в балласте, заданную формулой

$$d_b = 2.0 + 0.02 \cdot L.$$

Следует также проверить возможность размещения необходимого изолированного балласта в двойном дне, в двойных бортах или в других изолированных цистернах.

После получения главных размерений целесообразно определить вместимость судна.

Полную вместимость корпуса можно определить по формуле [3]

$$W_{корп} = L \cdot B \cdot [D + \frac{S_f + S_a}{6} + \frac{2}{3} C_r] \cdot C_b \cdot K_1,$$

где S_f и S_a – погиль палубы в носовой и кормовой части судна;

C_r – седловатость палубы;

$K_1 = 1,03$ при $C_b = 0,50$;

$K_1 = 1,13$ при $C_b = 0,80$.

Объем форпика и ахтерпика можно определить по формуле [3]

$$W_p = l_p \cdot [D + \frac{S_f + S_a}{6}] \cdot C_b \cdot K_2,$$

где $K_2 = 0,37$.

Объем цистерн двойного можно определить по формуле [3]

$$W_{\text{дв.д}} = (L - l_p) \cdot B \cdot D_t \cdot C_b \cdot K_3,$$

где l_p – длина форпика и ахтерпика;
 D_t – высота танков, двойного дна:
 $K_3 = 0,60$ для $C_b = 0,55$;
 $K_3 = 0,90$ для $C_b = 0,80$.

Объем машинного отделения (в корме) можно определить по формуле (3)

$$W_{\text{мо}} = l_{er} \cdot B \cdot (D_{er} - D_t) \cdot C_b \cdot K_4,$$

где l_{er} – длина машинного отделения;
 D_{er} – высота машинного отделения;
 D_t – высота танков, двойного дна:
 $K_4 = 0,85$.

Мощность главного двигателя может быть определена по работе Kiyoshi Takashiro [4].

Вес механизмов МО может быть предварительно определен по весу главного двигателя, используя выражение Н. Schneeklut [3]

$$P_m = c \cdot (P_{\text{зд}} + P_{\text{ред}}),$$

в котором коэффициент c изменяется от 2,2 до 3,6, в среднем – 2,6.

Вес редуктора, обеспечивающего вращение гребного вала со скоростью около 100 оборотов в минуту, составляет 3-5 кг/кВт мощности. Отношение веса сварного редуктора $P_{\text{ред}}$ к мощности двигателя N определяется по формуле (3)

$$P_{\text{ред}} / N = 3.4 \dots 4.0 \text{ кг/кВт}.$$

Приблизительно вес судна порожнем может быть определен по весам порожнем (LW) подходящих прототипов (см. табл.). Желательно использовать критерий пересчета по кубическому модулю LW / LBD .

Вес корпуса с надстройками и рубками может быть оценен по методу Н. Carstens [5].

Суммарный вес позволит проверить водоизмещение $\Delta = \sum P_i$.

Выводы. Предложен метод определения в первом приближении водоизмещения и некоторых характеристик балкеров, который может быть использован на этапе предэскизной разработки при проектировании и переоборудовании судов инженерами кораблестроителями, а также в учебном процессе для студентов кораблестроительных факультетов.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Логачев С.И. Современное состояние мирового и российского судостроения / Судостроение. – 2013. – № 2.*
2. *Ашик В.В. Проектирование судов. – 2-е изд. – Л.: Судостроение, 1995. – 320 с.*
3. *Schneekluth H. Ship Design for Efficiency and Economy. – London: Butterorths, 1987. – P. 266.*
4. *Power prediction Based on Modified Yamagata Resistance Chart and Newly Introduced Thrust Deduction and Wake Factors. By Kioshi Takashiro. Read and Spring Meeting of the Kansai Society of Naval Architects. – Japan. – May, 23. – 1980.*
5. *Carstens H. Bestimmung des Stahlgenichts von Bulcarriern und Containerschiffen. Hansa -14. Jahrgang - 1967- STG-Sonderheft.*
6. *Significant Ships of 2010-2013.*

Стаття надійшла до редакції 16.11.2015

УДК 656.614

Петров И.М.

**ОБОСНОВАНИЕ ЧИСЛЕННОСТИ АГЕНТСКОЙ КОМПАНИИ
В СЕРВИСНЫХ ЭРГАТИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ**

Рассмотрена деятельность морских агентов как операторов сервисных эргатических систем обеспечения деятельности судов во время их стоянки в порту в соответствии с хорошей практикой морского агентирования. Предложена экономико-математическая модель, позволяющая обосновать численность персонала агентской компании. Для этого с помощью метода экспоненциального сглаживания определены прогнозные значения объема сервисных услуг.

Предложенная методика учитывает специализацию агентских компаний и занятых в ней операторов.

Ключевые слова: *сервисная эргатическая система, морской агент, оператор, менеджмент, экономико-математическая модель, линейное программирование, метод прогнозирования, экспоненциальное сглаживание, стандартное отклонение, доверительный интервал.*

Розглянута діяльність морських агентів як операторів сервісних ергатичних систем забезпечення діяльності суден під час їх стоянки в порту у відповідність із хорошою практикою морського агентування. Запропонована економіко-математична модель, що дозволяє обґрунтувати чисельність персоналу агентської компанії. Для цього за допомогою методу експонентного згладжування визначені прогнозні значення об'єму сервісних послуг.

Запропонована методика враховує спеціалізацію агентських компаній і зайнятих у ній операторів.

Ключові слова: *сервісна ергатична система, морський агент, оператор, менеджмент, економіко-математична модель, лінійне програмування, метод прогнозування, експонентне згладжування, стандартне відхилення, довірчий інтервал.*

Activity of sea agents as operators of service ergatic systems of en-suring activity of the vessels is considered during their stay in the port in compliance with good practice of sea agency service. The economic-mathematical model allowing to base the number of the personnel of the agency company is offered. For this purpose forecast values of volume of services are defined by a method of exponential smoothing.

The offered methods considers specialization of the agency companies and the operators occupied in it.

Keywords: *service ergatic system, sea agent, operator, management, economic-mathematical model, linear programming, forecasting method, exponential smoothing, standard deviation, confidential interval.*

© Петров И.М., 2015

Постановка проблемы в общем виде и её связь с важными научными или практическими результатами

Определение штатной численности работников компании относится к проблемам управления персоналом [1; 2].

С позиций системного подхода под системой управления персоналом будем подразумевать систему, цель деятельности которой – обеспечение предприятия необходимыми и достаточными человеческими ресурсами (количество, навыки, мотивация, личные качества) в каждый конкретный момент времени с оптимальным расходом ресурсов [3].

• В свою очередь, деятельность по управлению персоналом сервисных эргатических систем (СЭС) – это целенаправленное воздействие на человеческую составляющую организации, ориентированное на приведение в соответствие возможностей персонала и целей, стратегий, условий развития организации. Как показал анализ теории [3; 5; 6; 8] и практики [2; 3; 4; 5; 7], к основным методам управления персоналом относят: экономические, организационно-распорядительные, социально-психологические методы.

Можно констатировать, что низкая результативность деятельности системы управления персоналом в ряде случаев объясняется тем, что большинство менеджеров считают, что расчет оптимальной численности персонала – невыполнимая задача. Следовательно, они должны иметь инструмент для измерения оптимальной численности персонала морских агентов [1; 4; 5; 6]. Решению указанной проблемы посвящена настоящая работа.

Анализ последних достижений и публикаций, в которых начато решение данной проблемы и выделение нерешенных ранее частей общей проблемы.

В настоящее время на практике получили развитие четыре метода оптимизации численности персонала [3; 4; 5; 6]: административный, функциональный, процессный, аналитический. В основе последнего классическая экономико-математическая модель, сводящаяся к минимизации затрат [9; 10; 11; 12].

В соответствии с [1; 4; 13], для расчета оптимальной численности персонала N обычно принимается формула

$$N = A(\Delta T) / (K \times \Delta T), \quad (1)$$

где ΔT – время на проведение работ. Рассчитывается как сумма T основных и вспомогательных операций, непроизводительных простоев, час;

$A(\Delta T)$ – работа, которая должна быть выполнена за время ΔT , чел.-час;

K – квалификация персонала.

При использовании этой формулы оптимальное для предприятия количество персонала может быть получено только в случае, если менеджмент компании сможет измерить объем работ за определенный

период, который необходимо совершить персоналу для достижения целей компании, и определить время, требуемое для выполнения данного объема работ. Очевидно, что измерить указанные факторы для деятельности морского агента крайне затруднительно. Это обстоятельство снижает практическую ценность применения данного метода для агентской практики.

Наряду с этим, следует отметить методику определения численности работников и служащих аппарата управления судоходной компании, которая основывается на разработках ученых НИИ труда [14]. В частности, предложена формула

$$N = 0,044x^{0,785}, \quad (2)$$

где x – численность плавсостава и берегового персонала компании.

Для обеспечения безопасности мореплавания судов компании

$$N = 0,717x^{0,818}, \quad (3)$$

где x – количество судов в судоходной компании.

К основному недостатку двух последних зависимостей следует отнести то, что они носят эмпирический характер. Значения коэффициентов в них требуют уточнений, что связано с дополнительными исследованиями, трудозатратными вычислениями и расчетами.

В заключение обзора может быть сделан вывод, что разработка других подходов к определению численности агентской компании, отличных от приведенных выше, представляет особую актуальность. В этой связи, одним из наиболее перспективных направлений для решения задач подобного класса, по мнению автора, является применение оптимизационных методов и моделей.

Формулирование целей статьи (постановка задачи). На основании вышеизложенного объект, предмет и цели задачи, решаемой в данной статье, формулируются следующим образом.

Объект исследования: Сервисная эргатическая система (СЭС) обеспечения производственной деятельности морских транспортных средств.

Предмет исследования: Моделирование процесса определения численности работников агентской компании

Цель исследования: Оптимизация численности агентского персонала на основе минимизации расходов на его содержание при обеспечении высокой эффективности агентирования транспортных судов

Изложение материала исследования с обоснованием полученных научных результатов. При моделировании процесса представляется необходимым учесть следующие аспекты:

1. Усовершенствование системы информационного обеспечения СЭС. Математические методы позволяют упорядочить систему информационного обеспечения СЭС, выявлять недостатки в имеющейся информа-

ции и вырабатывать требования для подготовки новой информации или ее корректирования. Разработка и применения экономико-математических моделей указывают пути усовершенствования системы информационного обеспечения СЭС, ориентированной на решение определенного класса задач планирования и управления. Прогресс в информационном обеспечении планирования и управления опирается на технические и программные средства информатики, которые бурно развиваются.

2. Интенсификация и повышения точности расчетов. Формализация технико-экономических задач и применения ЭВМ во много раз ускоряют типы, массовые расчеты, повышают точность и сокращают трудоемкость, позволяют проводить многовариантные экономические обоснования сложных мер, что недоступно при использовании "ручных" технологий.

3. Углубление количественного анализа экономических проблем. Благодаря применению метода моделирования значительно увеличиваются возможности конкретного количественного анализа, изучения многих факторов, оказывающих влияние на происходящие процессы, количественной оценки следствий изменения условий развития эргатических систем и тому подобное.

4. Решение принципиально новых задач. С помощью математического моделирования удастся решать такие задачи, которые другими средствами решить практически невозможно, например: нахождение оптимального варианта при внутрифирменном и, даже, общегосударственном планировании, имитация общегосударственных мер, автоматизация контроля над функционированием сложных СЭС. Сфера практического применения метода моделирования ограничивается возможностями и эффективностью формализации проблем и ситуаций в СЭС, а также по состоянию информационного, математического, технического обеспечения используемых моделей. Стремление в то бы то ни стало применить математическую модель может не дать удовлетворительных результатов из-за отсутствия хоть бы некоторых необходимых условий. Согласно современным научным представлениям, системы разработки и принятия производственных решений должны объединять формальные и неформальные методы, взаимоусиливающие и взаимодополняющие друг друга. Все математические методы являются, прежде всего, средством научно обоснованной подготовки материала для участия человека в процессах управления. Это позволяет продуктивно использовать опыт и интуицию человека, его способности решать плохо формализуемые задачи.

Известно [15], что экономико-математические модели используются для определения максимальной или минимальной величины целевой функции с учетом различных ограничений. Как ранее отмечалось, в настоящее время предпочтение отдается экономико-математическим моделям линейного программирования [12; 16; 17; 18]. Это обусловлено тем, что большинство методов решения задач реализовано в условиях стан-

дартного програмного забезпечення. Это, в свою очередь, дает возможность доводить разработки до их практической реализации.

Исходя из приведенной постановки, предлагается следующая экономико-математическая модель задачи определения численности агентской компании в СЭС:

$$\sum_{i=1}^m \sum_{j \in G_i} \Delta F_{ij} \cdot x_{ij} \rightarrow \max, \quad (4)$$

при ограничениях

$$\sum_{i=1}^m \sum_{j \in G_i} s_{ij} \cdot x_{ij} \leq S \quad (5)$$

$$\sum_{i=1}^m \sum_{j \in G_i} x_{ij} \leq N_a \quad (6)$$

$$\sum_{i=1}^m t_{ij} \cdot x_{ij} \leq t_j^{cm} \cdot N_j^{c.on} \quad (7)$$

$$\sum_{i=1}^m t_{ij} \cdot x_{ij} \geq t_j^{cm} \cdot N_j^{c.nc} \quad (8)$$

$$x_{ij} = 0, 1, \dots, P \quad (9)$$

В модели приняты следующие обозначения:

i – агент, $i = 1, 2, \dots, m$;

j – судно, принадлежащее множеству G_i , которое образуют суда, закрепленные за агентом i ;

N_a – численность морских агентов в агентской компании. Она может быть определена при помощи модели СМО или установлена из действующего в компании штатного расписания;

$N_j^{c.on}$ – количество судов типа j ($j = 1, 2, \dots, n$), согласно оптимистическому прогнозу;

$N_j^{c.nc}$ – количество судов типа j ($j = 1, 2, \dots, n$), согласно пессимистическому прогнозу;

Величины $N_j^{c.on}$ и $N_j^{c.nc}$ могут быть определены на основе метода экспоненциального сглаживания, который подробно разобран ниже:

ΔF_{ij} – прибыль, получаемая компанией за обслуживание агентом i судна j ;

x_{ij} – параметр управления – количество агентов, которое закреплено за судном j ;

s_{ij} – расходы, которые несет компания по обслуживанию агентом i судна j ;

S – величина денежных средств, которыми располагает агентская компания на проведение производственных операций, связанных с агентированием;

t_{ij} – время обслуживания судна j агентом i ;

t_j^{cm} – валовое стояночное время обработки судна j в порту.

Выражение (4) характеризует целевую функцию экономико-математической модели. То есть в результате решения задачи должна быть получена максимальная прибыль от производственной деятельности агентской компании.

Неравенство (5) указывает на то, что имеющиеся на балансе компании денежные средства для проведения этого вида работ не должны быть превышены.

Ограничение (6) требует, чтобы количество агентов, полученное в результате решения задачи, не превышало имеющихся в наличии (прогнозируемых штатных единиц).

Ограничения (7) и (8) указывают на то, что время сервисного агентского обслуживания судов не должно превышать сталийного времени, определяемого условиями чартера, с учетом вспомогательных операций.

Ограничение (9) указывает на целочисленность полученных результатов. В отдельных случаях требование целочисленности может быть снято, и полученные не целые значения переменной будут указывать на то, что отдельные агенты, как часто встречается на практике, могут быть привлечены для осуществления только части операций из всего комплекса агентских услуг, предоставляемых судну.

Для определения прогнозных значений $N_j^{c.on}$ и $N_j^{c.nc}$ – перспективного объема работ, выполняемых агентской компанией, предлагается использовать метод экспоненциального сглаживания – наиболее распространенный метод прогнозирования, получивший широкое распространение на практике. Этот вывод сделан нами на основе проведенного обзора и анализа известных методов прогнозирования, разработанных в [15; 18; 19; 20; 21]. Также, основываясь на результатах анализа, отметим следующие особенности методов прогнозирования:

- Методы экстраполяции прогнозирования наиболее эффективны в условиях большого объема начальной статистической информации.
- Экспертные методы допускают возможность использовать практический опыт и знание (эвристики специалистов-экспертов) для создания баз знаний с целью решения трудно формализованных задач. База знаний способна поддерживать выводы экспертов при сомнительных (нечетких, неточных) данных.
- В целом, объединение методов статистического и экспертного прогнозирования может позволить преодолеть отмеченные выше трудно-

сти в оценке экономических показателей при решении задач стратегического планирования и развития СЭС.

Как известно [15; 19; 21], прогнозирование с помощью экстраполяции динамических рядов базируется на допущении о сохранении закона изменения прогнозируемой переменной на ретроспективном участке времени в будущем. На практике обычно выясняется, что вид и параметры закона изменения переменной существенным образом зависят от интервала времени ретроспекции, на котором они определялись.

Применение методов прогнозирования дает возможность разрабатывать самокорректирующиеся модели, которые способны оперативно реагировать на изменения параметров СЭС и на этой основе давать наиболее точные прогнозы на ближайшую перспективу.

Первичная оценка коэффициентов модели осуществляется по некоторой выборке начального ряда. Все уровни ряда при этом образуют наглядную последовательность и используются для корректировки параметров текущей прогнозной модели. Отклонение прогнозных оценок от фактических значений уровней ряда будем рассматривать как ошибки прогнозирования. Эти ошибки поступают на вход системы (по каналам обратной связи) и учитываются в модели согласно принятой в ней процедуре перехода объекта управления (СЭС) из одного состояния в другое.

На следующем этапе вновь рассчитывается прогнозная оценка и весь процесс повторяется до тех пор, пока не будут рассмотрены все уровни динамического ряда.

Параметры СЭС могут изменяться под влиянием внутренних или внешних факторов. При этом предлагаемая модель, в сравнении с другими видами моделей, вследствие заложенных в ней принципов, в значительно менее короткие сроки может реагировать на такие изменения.

Обосновав правомерность использования метода экспоненциального сглаживания в целях прогнозирования, для решения поставленной задачи (определение объема транспортной работы $N_j^{c.on}$ и $N_j^{c.nc}$) предлагается следующий состав и последовательность операций:

Зададимся описанием тренда в наиболее общей форме степенного полинома. При этом введем индекс t , характеризующий элементы динамического ряда

$$\hat{y}_t = a_0 + a_1 t + \frac{a_2}{2!} t^2 + \dots + \frac{a_p}{p!} t^p, \quad (10)$$

где a_0, a_1, \dots, a_p – текущие оценки коэффициентов полинома, которые необходимо определить.

Модель (10) можно выразить в виде совокупности экспоненциальных средних первого, второго, третьего и p -го порядка.

Расчеты экспоненциальных средних проводятся по формулам

$$S_i^1 = \alpha y_i + \beta S_{i-1}^1$$

$$S_i^2 = \alpha S_i^1 + \beta S_{i-1}^2 \quad (11)$$

$$S_i^3 = \alpha S_i^2 + \beta S_{i-1}^3$$

$$S_i^p = \alpha S_i^{p-1} + \beta S_{i-1}^p,$$

где α – параметр сглаживания ($0 < \alpha < 1$);

β – параметр дисконтирования ($0 < \beta < 1$), устанавливается из условия $\beta = 1 - \alpha$.

Для практических расчетов из большего класса полиномиальных моделей наибольшее распространение приобрели следующие модели, представляющие собой полиномы первых двух степеней, а именно линейная модель и парабола второй степени:

$$\hat{y}_t = a_0, \quad (12)$$

$$\hat{y}_t = a_0 + a_1 t, \quad (13)$$

$$\hat{y}_t = a_0 + a_1 t + \frac{a_2}{2!} t^2, \quad (14)$$

Оценки параметров находятся по формулам:
для модели нулевого порядка

$$a_0 = S_i^1; \quad (15)$$

для линейной модели

$$\begin{aligned} a_0 &= 2S_i^1 - S_i^2; \\ a_1 &= \frac{\alpha}{\beta} (S_i^1 - S_i^2); \end{aligned} \quad (16)$$

для параболы

$$\begin{aligned} a_0 &= 3(S_i^1 - S_i^2) + S_i^3; \\ a_1 &= \frac{\alpha}{2\beta^2} [(6 - 5\alpha)S_i^1 - 2(5 - 4\alpha)S_i^2 + (4 - 3\alpha)S_i^3]; \\ a_2 &= \frac{\alpha^2}{\beta^2} (S_i^1 - 2S_i^2 + S_i^3). \end{aligned} \quad (17)$$

В простейшем случае начальные условия принимаются равными первому уровню динамического ряда

$$S_i^1 = S_i^2 = S_i^3 = y_1. \quad (18)$$

Проведенные нами экспериментальные исследования, а также анализ литературных источников показывают, что практическое использование метода экспоненциального сглаживания связано с необходимостью

выбора значения сглаживающего параметра α . От численного значения α зависит, насколько быстро будет уменьшаться вес предыдущих наблюдений и, соответственно этому, степень их влияния на сглаживаемый уровень динамического ряда. Чем больше будет значение параметра α , тем менее чувствительно влияние предыдущих уровней, и соответственно меньшим оказывается сглаживающее действие экспоненциальной средней.

Параметр сглаживания α характеризует чувствительность моделей нулевого, первого и второго порядка к варьированию параметров состояния объекта управления. При малых значениях α на прогнозируемый уровень оказывают влияние практически все члены динамического ряда, при больших значениях α – лишь последние элементы данной совокупности. С увеличением α свойства прогнозных моделей возрастают, и наоборот, уменьшение α наделяет указанные модели способностью отображать преимущественно долгосрочную тенденцию изменения анализируемого показателя и, таким образом, сделать более точный прогноз на перспективу.

При выборе численных значений параметра сглаживания важную роль играет период прогноза. Для краткосрочных прогнозов параметр α нужно принимать на относительно высоком уровне. В этом случае наибольшее значение будет иметь оперативная информация, характеризующая состояние объекта управления в настоящем времени, а также в недалеком прошлом. По мере увеличения периода прогноза параметр сглаживания нужно уменьшать. Это позволит более полно учесть долгосрочные аспекты формирования анализируемых показателей на перспективу, и, благодаря этому, повысить точность прогноза.

На заключительном этапе прогнозирования проводится оценка пессимистического и оптимистического значений величины судопотока. С этой целью предлагается использовать методику формирования доверительных интервалов. Для этого вначале вычисляется стандартное (среднее квадратическое) отклонение σ

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y}_x)^2} \quad (19)$$

Тогда оптимистическое и пессимистическое прогнозные значения величины судопотока $N_j^{c.on}$ и $N_j^{c.nc}$ определяются из следующих выражений:

$$N_j^{c.on} = \hat{N}_j^{расч} + \sigma, \quad (20)$$

$$N_j^{c.nc} = \hat{N}_j^{расч} - \sigma, \quad (21)$$

где $\hat{N}_j^{расч}$ – точечный прогноз, полученный с помощью модели (10).

Выводы и перспективы дальнейшей работы по данному направлению

1. Проведенный обзор литературных источников показал, что на сегодняшний день готовых решений по обоснованию численности агентских компаний нет.

2. Предложенная методика, в отличие от известных подходов, позволяет учесть специализацию агентских компаний и отдельных агентов в зависимости от изменения структуры судопотока, что на практике будет способствовать повышению эффективности агентского обслуживания судов различных типов.

3. Некоторые обозначенные проблемы требуют дальнейшего изучения. Изложенная методика создает базу для дальнейшего развития и совершенствования агентской деятельности на практике.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Марк А. Хьюзлид, Дэйв Ульрих, Брайан И. Беккер. *Измерение результативности работы HR-департамента. Люди, стратегия и производительность.* – М.: Вильямс, 2007. – 304 с.
2. *Организация и управление промышленным производством / Под ред. О.В. Козловой, О.Е. Каменицера.* – М.: Высшая школа, 1980. – 339 с.
3. Коваленко И.М., Коваленко Н.П. *Наука и искусство власти менеджера: Учебн. пособие.* – Одесса: Феникс, 2006. – 488 с.
4. Мальцев С. *Оптимизация управления персоналом. Управление производством.* – №1. – 2009. – С. 14-19.
5. Дэйв Ульрих. *Эффективное управление персоналом: новая роль HR-менеджера в организации.* – М.: Вильямс, 2006. – С. 304.
6. Ларри Боссиди, Рэм Чаран. *Исполнение. Система достижения целей.* – М.: Альпина Паблишер, 2012. – 328 с.
7. Підлісний П.І. *Ефективність управлінських рішень подальшого реформування приватизованих підприємств водного транспорту України: Монографія.* – К.: Наукова думка, 2003. – 343 с.
8. Неларин Корнелиус. *HR-менеджмент.* – М.: Баланс Бизнес Букс, 2005. – 520 с.
9. Воевудский Е.Н. *Управление на морском транспорте.* – М.: Транспорт, 1992. – 375 с.
10. Воевудский Е.Н. *Управление системой обслуживания судов в морских портах.* – М.: Транспорт, 1983. – 314 с.
11. Громовой Э.П. *Математические методы и модели в планировании и управлении на морском транспорте: [Учебник для экон. спец. и учеб. пособие для эксплуатац. спец. вузов].* – М.: Транспорт, 1979. – 360 с.

12. Воевудский Е.Н., Лапкина И.А., Морозова И.В. *Современные направления научных исследований проблем управления развитием транспортных систем // Методы та засоби управління розвитком транспортних систем: Зб. наук. праць. Вип. 1. – Одеса: ОДМУ, 2001. – 201 с.*
13. Остапенко Ю.М. *Экономика труда. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Инфра-М, 2007. – 272 с.*
14. *Определение численности служащих предприятий, производственных объединений и комбинатов. – М.: НИИ Труда, 1980. – 68 с.*
15. Таха Х. *Введение в исследование операций: В 2-х т. Пер. с англ. – М.: Мир, 1985. – Т. 1. – 479 с., Т.2. – 496 с.*
16. Морозова И.В. *Моделирование принятия решений в управлении техническим развитием судоходного предприятия. – Одесса: ОКФА: ОГМУ, 1997. – 148 с.*
17. Лапкин А.И. *Экономико-математическое моделирование в решении задач управления работой флота // Вестник Харьковского государственного политехнического университета: Сб. научн. трудов. – Харьков: ХГПУ, 1998. – № 1: Исследование и оптимизация экономических процессов. – Вып. 19. – Ч. 2. – С. 39-42.*
18. Шибаетов А.Г. *Подготовка и обоснование решений по управлению перевозками и работой флота морской судоходной компании. – Одесса: ХОРС, 1998. – 208 с.*
19. Горелик Н.А. *Прогнозирование перспективных грузопотоков на морском транспорте // Проблемы прогнозирования и оптимизации работы транспорта. – М.: Наука, 1982. – С. 63-78.*
20. Тюрин Ю.Н., Макаров А.А. *Статистический анализ данных на компьютере / Под ред. В.Э. Фигурнова. – М.: ИНФРА, 1998. – 528 с.*
21. Половников В.А. *Анализ и прогнозирование транспортной работы морского флота. – М.: Транспорт, 1983. – 224 с.*

Стаття надійшла до редакції 16.11.2015

УДК 656.073.235.004.452

Б.А. Жіжа

**ДИВЕРСИФІКАЦІЯ ВИДІВ ДІЯЛЬНОСТІ
АГЕНТСЬКО-ЕКСПЕДИТОРСЬКИХ ХОЛДИНГІВ
ЯК ЕКСПЛУАТАЦІЙНИЙ КОНЦЕПТ ЇХ РОЗВИТКУ В КРИЗОВИЙ ПЕРІОД**

У статті пропонується комплексна оцінка диверсифікованості видів діяльності агентсько-експедиторських холдингів, як вимушеного експлуатаційного інструменту їх розвитку в кризовий період та її вплив на ефективність роботи холдингів.

Ключові слова: лінійне агентування, експедирування, наземне транспортування, LCL, LTT, FCL, TEU.

В статье предлагается комплексная оценка диверсифицированности видов деятельности агентско-экспедиторских холдингов, как вынужденного эксплуатационного инструмента их развития в кризисный период и ее влияние на эффективность работы холдингов.

Ключевые слова: линейное агентирование, экспедирование, наземная транспортировка, LCL, LTT, FCL, TEU.

The present article proposes the complex estimation of diversification of types of activity of agency-forwarding holdings, as a force operating instrument of its development during crisis and its influence to an efficiency of holding's activity.

Keywords: liner agency, forwarding, haulage, LCL, LTT, FCL, TEU.

Постановка завдання: підсумки першого півріччя 2015 року, що констатують скорочення частки контейнерних вантажів у вантажообігу українських портів до 4,6 %, навантажених імпортом контейнерів, в порівнянні з тим же періодом 2014 року на 20,8 % і відповідно експортом на 38,8 %, при 2,3 % зростанні (за рахунок ситуаційного зростання обсягів перевалки лісових, рудних і зернових вантажів) сумарного вантажообігу портів [1], були очікуваними для агентсько-експедиторських холдингів (АЕХ), які першими відчують тренди динаміки обсягів транспортувань зовнішньо-економічних вантажів, як похідну від динаміки факторів зовнішнього середовища, що формують обсяг і структуру національної зовнішньої торгівлі, транспортне забезпечення якої ці холдинги здійснюють. На додаток до викладених у [2] міркувань, щодо набору зовнішніх факторів діяльності АЕХ, відзначимо, що головним орієнтиром при прогнозуванні потенційних обсягів вантажоперевезень для планування в різних аспектах залишається динаміка і прогноз значень національного валового продукту (НВП), падіння якого обумовлено зниженням національного експорту (попутно відзначимо, що 40 % падіння НВП у 2014 р., було б ще

більшим за відсутності одностороннього скасування митних зборів на український імпорт в країнах ЄС. Падіння ж НВП, у свою чергу, обумовлено зниженням частки промислової його складової (з 33 % в 2007 р. до 21 % в 2014 р.), викликаного зупинкою наших підприємств через відсутність інвестицій на модернізацію, припиненням поставок комплектуючих з Росії і т.і. Таке положення зумовлює падіння і імпорتنих обсягів, що, в сукупності, змушує судновласників переглядати свої регіональні пріоритети (справедливості заради нагадаємо, що Україна для світових лідируючих судновласників ненадовго перемістилася зі звичного четвертого дивізіону інтересів у третій). Враховуються природно і глобальні чинники, у першу чергу, динаміка цін на нафту, що стійко дешевшає, що у сукупності з перспективою скасування санкцій відносно Ірану, за умови продажу його енергоносіїв за заниженою ціною, визначили період припинення океанських сервісів в Україну низкою контейнерних судновласників вісьмома тижнями, хоча ще навесні 2015 року, окремі судновласники (в контейнерному секторі – K-Line, Wan Hai) залишили український ринок. У цьому зв'язку відзначимо, що керівництво судновласницьких компаній, якщо і консультується зі своїми українськими агентами з приводу практичного змісту заходів у відповідь на падіння українського ринку (тоді як при стабільній або позитивній динаміці такі консультації часті), то про остаточне рішення інформується вся мережа агентств, без можливості його зміни. Така практика змушує лінійних агентів і, відповідно, АЕХ, самостійно моніторити поточні та моделювати перспективні ситуації на всіх рівнях: від глобального до товарних ринків (як приклад, показова ситуація з українським експортом лісу: заборона на експорт бука і дуба до кінця 2015 р. і повна заборона на експорт необробленої деревини до кінця 2016 р., частка яких в даний час становить 50 % обсягу лісових контейнеризованих вантажів істотно погіршує прогноз українського експортного обсягу з 2017 р., а беручи до уваги світовий профіцит зернових, у т.ч. кукурудзяних у Китаї, погіршення слід очікувати вже на початку 2016 р.). Викладені міркування і факти примусили українські АЕХ до інтенсивного пошуку хоча б часткових компенсаторів своїх втрат, основним з яких, в експлуатаційному аспекті, з'явилася диверсифікація видів їх діяльності, апробація якої виявила необхідність її формалізації, кількісної оцінки і дослідження впливу на ефективність роботи АЕХ, представлених у наступній частині статті.

У стабільних військово-політичних та економічних умовах АЕХ притаманні такі види діяльності як: лінійне і суднове агентування, організація інтермодальних перевезень, внутрішньопортове і залізничне експедирування, митний брокераж, автотранспортування (за наявності власного автотранспортного підприємства (АТП) і вантажопереробка (за наявності складу або перетарочної бази). Слід зазначити, що в Україні АЕХ сформувалися тільки в контейнерному секторі перевезень в докризовий період. Збільшення негативних зовнішніх впливів змусило їх виходити на ринки авто- і авіаперевезень неконтейнеризованих вантажів

поза рамками інтермодальних перевезень (нагадаємо, що під інтермодальними перевезеннями, у даний час, стали розуміти перевезення не менше ніж двома видами транспорту, за єдиною ставкою, організовані одним оператором [3]). Йдеться про LCL (less-container-loaded, тобто організації транспортувань вантажів кількох одержувачів/відправників в одному контейнері), LTT (less-than-truckload, тобто організації або виконанні транспортувань вантажів кількох одержувачів/відправників в одному автотранспортному засобі) і авіап перевезеннях. Як вже зазначалося в роботі [2], така експансія вимагає відповідного переформатування структури АЕХ в технічному, комерційному, кадровому, управлінському аспектах та інвестицій, дос-татніх для ефективного виконання нових, для конкретних АЕХ, бізнес-процесів. Визначення вмісту таких інвестицій, що зводяться, в основному, до фінансування, часто на кредитній основі, актуалізує формалізацію «межі» диверсифікованості видів діяльності АЕХ, з метою оцінки її рівня і впливу на загальний фінансовий результат діяльності АЕХ.

Така формалізація досяжна двома шляхами:

- визначення вагомості конкретних видів діяльності АЕХ

$$p_{jk} = \frac{f_{jk}}{f_k}, \quad (1)$$

де p_{jk} – вагомість j -го виду діяльності АЕХ в k -му періоді, дол.од.,

f_{jk} – питомий фінансовий результат j -го виду діяльності в k -му періоді, грош.од./TEU,

f_k – питомий фінансовий результат АЕХ в k -му періоді, грош.од./TEU.

Віднесення фінансових результатів до TEU (еквіваленту 20' стандартного контейнера) обумовлено співвідношенням затарок контейнерів, автомашин і літаків по масі вантажу.

Тоді, рівень диверсифікованості видів діяльності АЕХ в k -му періоді D_k , можна представити у вигляді

$$D_k = \frac{\sum_j TEU_j \cdot p_{jk}}{\sum_j TEU_k}, \quad (2)$$

де TEU_j – об'єм j -го виду діяльності, TEU;

TEU_k – об'єм діяльності АЕХ в k -му періоді, TEU;

- виявлення найбільш ефективного виду діяльності АЕХ та його частки в аналізованому періоді. Враховуючи, що найбільш ефективним видом діяльності АЕХ являється організація інтермодальних контейнерних перевезень, то рівень диверсифікованості видів діяльності АЕХ, за цим критерієм D'_k , виглядає як

$$D'_k = \frac{TEU_k^c}{TEU_k}, \quad (3)$$

де TEU_k^c – об'єм контейнерних перевезень в к-му періоді, TEU;

TEU_k – об'єм діяльності АЕХ в к-му періоді, TEU.

Більш точні результати демонструє другий підхід, ймовірно, через налагодженість бізнес-процесів; освоєння відповідних ринків; істотно великих обсягів контейнерних перевезень FCL (full container loading, тобто затарка контейнера вантажем одного відправника), у порівнянні з LCL, авто- і авіаперевезеннями; більшою досвідченістю персоналу АЕХ; кращою координацією взаємодії з клієнтурою, контрагентами; меншим обсягом комерційного браку при організації звичних, для АЕХ, інтермодальних контейнерних перевезень. Однак, вже намічається тренд нівелювання впливу згаданих суб'єктивних факторів, котрий, в сукупності з об'єктивною адаптацією АЕХ до диверсифікації видів своєї діяльності, підвищить ефективність діяльності АЕХ при вимушеному заміщенні обсягів контейнерних перевезень FCL іншими вантажоперевезеннями.

На рисунку представлена графічна інтерпретація впливу рівня диверсифікованості видів діяльності АЕХ на його ефективність.

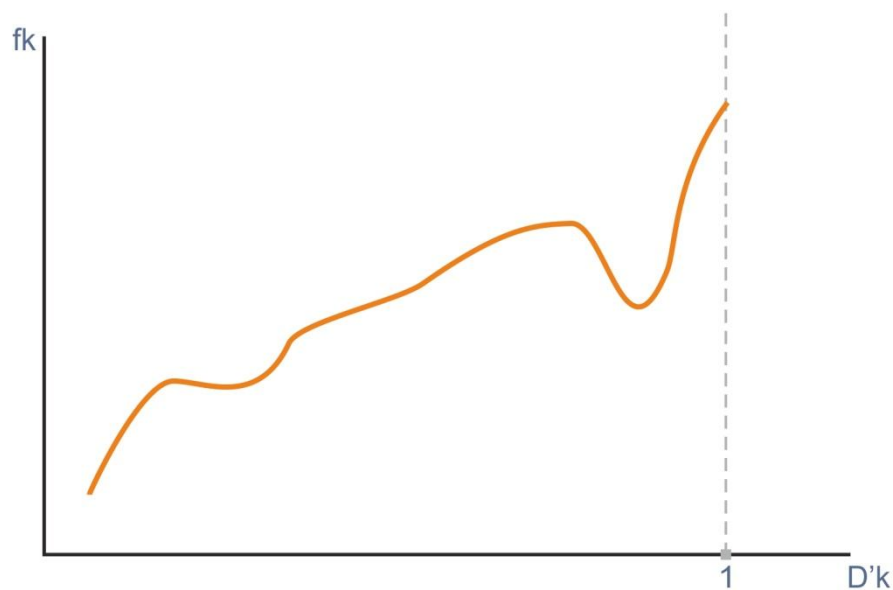


Рис. Графічна інтерпретація залежності ефективності роботи АЕХ від рівня диверсифікованості видів їх діяльності

Аналіз згаданої графічної інтерпретації фіксує локальні мінімуми на значеннях рівня диверсифікованості видів діяльності АЕХ, що припадають на періоди критичних падінь курсу національної валюти, що суп-

роводжуються масовою відмовою клієнтури у відшкодуванні курсових різниць, зростанням дебіторських заборгованостей, розривом кредитних угод з судновласниками, зростанням вартості дизельного пального, посиленням контролю лінійними агентствами стану порожнього устаткування, яке повертається, зростанням тарифів, заморожуванням інвестиційних проектів, закриттям ряду лінійних сервісів, зростанням вартості автозапчастин і збільшенням комерційного браку, в основному, за рахунок розкрадань та зростання ДТП. Якщо виключити з аналізу вплив перерахованих факторів, то теоретично, за умови не перевищення падіння частки FCL перевезень 10 %, можна припустити логарифмічну залежність ефективності роботи АЕХ від рівня диверсифікованості видів їх діяльності (при перевищенні – показову), але практичної користі від такого «очищення» не проглядається, як в силу зростання агресивного впливу факторів зовнішнього середовища, перелічених у постановочній частині цієї статті, так і з урахуванням світового досвіду в досліджуваному аспекті. За даними [4], аналіз результатів роботи 80 АЕХ за період з січня 2014 р. по липень 2015 р., продемонстрував стрімке зростання частки ЛТТ (до 31 % в окремих АЕХ) і залізничних перевезень (до 27 % в окремих АЕХ), при скороченні частки лінійного агентування і FCL перевезень, із стійкою тенденцією зростання автоперевезень, за умови реалізації очікувань здешевлення палива. Ні структура видів діяльності зарубіжних АЕХ (в основному північноамериканських), ні їх прогнозує очікування не збігаються з українськими реаліями, як в силу монопольного становища УКРЗАЛІЗНИЦІ, що зумовило недоступність ринку залізничних сполучень для вітчизняних АЕХ, так і з урахуванням макроекономічних прогнозів і національних рейтингів. У продовження цього міркування, слід зазначити, що досліджувана залежність не накладається ні на одну динаміку якого-небудь параметра зовнішнього середовища, а «винаходити» який-небудь комплексно-універсальний показник, якщо і допустимо, то економістам світового рівня, через що експлуатаційникам вітчизняних АЕХ коректніше «обходитися» формалізованими показниками рівня диверсифікованості видів діяльності, з урахуванням своєї специфіки.

Висновок. Зростаюча агресивність впливу зовнішнього середовища на вітчизняні АЕХ змушує їх управлінців планувати і здійснювати свою діяльність на основі постійного моніторингу та аналізу тенденцій на всіх рівнях економіки і більшості ринків (у тому числі товарних, валютних, паливних, транспортних), моделювати ситуації і вибирати експлуатаційний інструментарій забезпечення готовності роботи АЕХ в конкретних ситуаціях. Так, для короткострокової перспективи – це диверсифікація видів діяльності, яка стисло описана вище; для середньострокової – географічна експансія (слідом за судновласниками, що організовують нові лінійні сервіси в регіони, що «відкриваються світу», такі як Іран, Північна Корея, Албанія, Ірак, Камбоджа); для довгострокової, з поверненням, а можливо і відкриттям нових океанських сервісів в Україні – організація роботи АЕХ в стабільних економіко-політико-військових

умовах, з урахуванням накопиченого потенціалу вимушеної диверсифікації видів своєї діяльності, що актуалізує проблему вдосконалення інструментарію достовірної оцінки допустимого рівня диверсифікованості видів діяльності АЕХ в нових умовах, з тим, щоб, з одного боку, не загубити зайняті позиції на нових, за сьогоднішніми поняттями, ринках (LCL, LTT, авто- і авіаперевезень) і в той же час мати достатній потенціал для безпроблемного освоєння зростаючої частки ринку FCL.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Порты Украины нарастили перевалку. Объемы перевозок контейнеров уменьшились // Порты Украины. – № 6 (148). – 2015. – С. 44-50.*
2. *Жіжа Б.А. Взаємовплив структури та ефективності системи управління агентсько-експедиторського холдингу на контейнерному ринку України // Вісник Одеського національного морського університету. – Вип. 3 (42). – 2014. – С. 159-164.*
3. *Жіжа Б.А. Інтермодальні перевезення: Практика організації та документальне забезпечення в Україні: Навч. посібник / Одеса: Вид-во ОНМУ, 2014. – 158 с.*
4. *Інформаційний ресурс: www.eft.cm/Logistics M+A Activity, January 2014 - June 2015.*

Стаття надійшла до редакції 16.11.2015

АВТОРИ ЗБІРНИКА

Бабенко Віктор Віталійович – доктор технічних наук, професор, НТУ України «Київський політехнічний інститут»

Бендебєря Федір Андрійович – аспірант кафедри «Теорія та проектування корабля ім. проф. Ю.Л. Воробйова» Одеського національного морського університету

Бондаренко Олексій Володимирович – кандидат технічних наук, доцент кафедри «Залізобетонні та кам'яні конструкції» Одеської державної академії будівництва та архітектури

Єгоров Геннадій В'ячеславович – доктор технічних наук, професор, генеральний директор Морського інженерного бюро, м. Одеса

Глушко Валентин Миколайович – кандидат технічних наук, Інститут гідромеханіки НАН України, м. Київ

Гудилко Роман Григорович – аспірант кафедри «Теорія та проектування корабля ім. проф. Ю.Л. Воробйова» Одеського національного морського університету

Демідюк Олександр Володимирович – кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри «Теорія та проектування корабля ім. проф. Ю.Л. Воробйова» Одеського національного морського університету

Дробишевський Юрій Євгенович – кандидат технічних наук, професор, AUSTRALIAN MARITIME COLLEGE

Єфремова Ніна Володимирівна – кандидат технічних наук, доцент кафедри «Теорія та проектування корабля ім. проф. Ю.Л. Воробйова» Одеського національного морського університету

Жіжа Борис Андрійович – канд. техн. наук, доцент, керівник холдингу агентсько-експедиторських компаній «ЛАМАН-ШИППІНГ ЕЙДЖЕНСІ»

Засць Анастасія Юрійовна – асистент кафедри «Теорія та проектування корабля ім. проф. Ю.Л. Воробйова» Одеського національного морського університету

Кабанова Наталя Миколаївна – кандидат технічних наук, доцент кафедри Теорії та проектування корабля Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова, м. Миколаїв

АВТОРИ ЗБІРНИКА

Каян Володимир Павлович – кандидат технічних наук, Інститут гідромеханіки НАН України, м. Київ

Коробов Віталій Ілліч – кандидат технічних наук, старший науковий співпрацівник Інституту гідромеханіки НАН України

Косой Михайло Бронеславович – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри «Теоретична механіка» Одеського національного університету ім. Мечникова

Котельникова Ганна Сергіївна – кандидат фізико-математических наук, Інститут гідромеханіки НАН України, м. Київ

Коханов Едуард Владимирович – кандидат технічних наук, Німеччина

Кочін Віктор Олександрович – кандидат технічних наук, Інститут гідромеханіки НАН України, м. Київ

Кочіна Марія Вікторівна – аспірант Інституту гідромеханіки НАН України, м. Київ

Кривко Сергій Володимирович – головний конструктор Державного підприємства «Дослідно-проектний центр кораблебудування (ДП «ДПЦК»)

Ларкин Юрій Маркович – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри «Теорія та проектування корабля ім. проф. Ю.Л. Воробйова» Одеського національного морського університету

Майборода Олександр Миколайович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Судноводіння» Київської державної академії водного транспорту

Мороз Володимир Васильович – доктор технічних наук, завідувачий науковим відділом інформаційних систем у гідромеханіці та екології Інституту гідромеханіки НАН України, м. Київ

Некрасов Валерій Олександрович – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Теорія та проектування корабля» Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова, м. Миколаїв

АВТОРИ ЗБІРНИКА

Никишов Володимир Іванович – доктор фізико-математичних наук, професор Інституту гідромеханіки НАН України, м. Київ

Нільва Володимир Олександрович – магістр, мол. наук. співпрацівник Морського інженерного бюро, м. Одеса, здобувач кафедри «Теорія та проектування корабля ім. проф. Ю.Л. Воробйова» Одеського національного морського університету

Онищенко Анатолій Федорович – старший викладач кафедри «Теорія та проектування корабля ім. проф. Ю.Л. Воробйова» Одеського національного морського університету

Петров Ігор Михайлович – кандидат технічних наук, доцент, професор Національного університету «Одеська морська академія», професор кафедри «Морські перевезення» НУ «ОМА», академік Транспортної академії України, член Морського інституту Великобританії, капітан далекого плавання

Руденко Сергій Васильович – доктор технічних наук, професор, ректор Одеського національного морського університету

Серебряков Володимир Веніамінович – кандидат фізико-математичних наук, старший науковий співпрацівник Інституту гідромеханіки НАН України, м. Київ

Сухир Ефраїм – професор, UNIVERSITY OF CALIFORNIA

Турик Володимир Миколайович – кандидат технічних наук, доцент НТУ України «Київський політехнічний інститут»

Філімонов Віталій Юрійович – кандидат технічних наук, старший науковий співпрацівник Інституту гідромеханіки НАН України, м. Київ

Чернецький Олександр Васильович – інженер Одеського національного морського університету

Ястреба Олексій Петрович – завідувач лабораторії Миколаївського національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова

Наукове видання

**ВІСНИК
ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО
МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

Збірник наукових праць

Випуск 3 (45)

Засновник – Одеський національний морський університет

*Українською, російською
та англійською мовами*

Видається з червня 1997 р.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
ДК № 4242 від 26.12.2011 р.

Підписано до друку з оригінал-макету 2015.
Формат 70x108/16. Папір офсетний. Ум. друк. арк. .
Замовлення № .

Надруковано у Видавництві ОНМУ
65029, м. Одеса, вул. Мечникова, 34.
Тел. 728 31 14