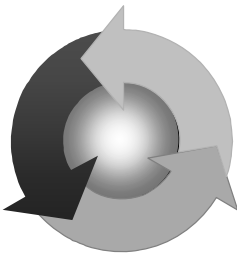


ISSN 1815-6770

Министерство образования и науки, молодежи и спорта Украины
ОДЕССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

Судовые энергетические установки



Научно-технический сборник

Выпуск 29

Одесса
2012

ББК 39.46

С 89

УДК 629.123.066

Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. Вып. 29. – Одесса: ОНМА, 2012. – 144 с.

Сборник посвящен проблемам судовой энергетики, проектирования, модернизации и эксплуатации судовых энергетических установок, методам повышения эффективности и надёжности использования судовых технических средств. Сборник входит в перечень изданий, одобренных ВАК Украины по разделу технические науки.

Для научных работников и специалистов.

Редакционная коллегия: д.т.н., проф. А.М. Берестовой, АМИ; д.т.н., проф. Л.В. Вишневский, ОНМА; д.т.н., проф. В.А. Голиков, д.т.н., проф. С.И. Горб, ОНМА; д.т.н., проф. Н.Ф. Гречко, ОНМА; д.т.н., проф. В.Н. Захарченко, ОНМА; д.т.н., проф. В.Г. Ивановский, ОНМУ; д.т.н., проф. В.В. Капустин, СНТУ; к.т.н., проф. ОНМА М.А. Колегаев, (редактор); д.т.н., проф. А.И. Коханский, ОНМА; д.т.н., проф. М.В. Миосов, ОНМА; д.т.н., проф. Н.С. Молодцов, ОНМА; к.т.н., проф. А.Н. Пипченко, ОНМА; д.т.н., проф. Г.Ф. Романовский, НУК; д.т.н., проф. С.С. Рыжков, НУК; д.т.н., проф. П.С. Суворов, Дунайская комиссия по развитию судоходства; д.т.н., проф. В.В. Тарапата, ОНМА; д.т.н., проф. С.А. Ханмамедов, ОНМА; С.Н. Шакун.

Адрес редакционной коллегии: 65029, Одесса, ул. Дидрихсона, 8, Одесская национальная морская академия (ОНМА), кафедра СЭУ.
Контактные телефоны редакции (048) 733-49-24, 733-23-52.
e-mail: seu@ma.odessa.ua

Компьютерная вёрстка Шакун С.Н.

Утверждено учёным советом ОНМА, протокол № 4 от 29.11.2012

Содержание

<i>Половинка Э.М., Албул Д.А.</i> Исследование процессов в комбинированной системе топливоподачи при использовании воздуха	4
<i>Голиков В.А., Ходарина К.В.</i> Имитационное моделирование процесса стабилизации микроклимата в судовом помещении	15
<i>Голиков В.А., Обертюр К.Л., Кирис В.А.</i> Модель расчёта конструктивной энергоэффективности морского судна на примере контейнеровоза	23
<i>Sergey A. Karianskyi</i> Hydrodynamic Pulp Separator for Dredging Vessels	35
<i>Ажимов В.В., Кирюхин А.Л.</i> Оценка эффективности защитных свойств топливных эмульсий	41
<i>Ханмамедов С.А., Слободянюк Д.И., Шакун К.С.</i> Расчет частоты импульсов акустического сигнала от сопряжения «кольцо-штука» ЦПГ МОД с учетом расклинивающего давления в тонких пленках смазки	47
<i>Богащ В.М.</i> Моделирование процессов смазывания сопряжений ЦПГ при эксплуатации судовых дизелей	55
<i>Козырев И.П.</i> Исследование работы судовой валогенераторной установки с учетом волнения моря	65
<i>Бендеберя Ф.А., Старостин С.Н., Осташко Е.А., Леонов В.В., Маслов И.З., Зуев С.В.</i> Метод оценки эксплуатационных границ неустойчивости работы гибких трубопроводов	73
<i>Стеценко М.С., Логишев И.В.</i> Особенности колебательных процессов в топливопроводах высокого давления малооборотных дизелей	84
<i>Веретенник А.М., Аболешкин С.Е.</i> Формирование и распределение энергопотоков в судовой энергетической установке	97
<i>Ерыганов А.В., Ханмамедов С.А.</i> Измерение диэлектрической проницаемости жидкостей при различных температурах	104
<i>Воробьев В.Л.</i> Математическое моделирование термоупругой задачи для полупространства и полубесконечного покрытия, нагруженного горизонтальными нагрузками	107
<i>Голикова В.В.</i> Динаміка психофізіологічних функцій у курсантів в ході формування готовності до операторської діяльності на основі кластерного аналізу	119
<i>Карьянский С.А.</i> Аспекты подготовки к организации и управлению работой экипажа в условиях повышенной опасности	134
Рефераты.....	137
Правила оформления и представления рукописей для сборника «Судовые энергетические установки»	143

УДК 662.758.3:629.063.6

Половинка Э.М., Албул Д.А.
ОНМА

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ В КОМБИНИРОВАННОЙ СИСТЕМЕ ТОПЛИВОПОДАЧИ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ВОЗДУХА

Современные методы топливоподачи в дизелях используют различные принципы организации процессов впрыскивания топлива. Наряду с традиционными системами непосредственного действия всё большее распространение получает аккумуляторная топливная аппаратура. Предлагается применение электрогидравлического эффекта в качестве источника энергии впрыскивания топлива. Развитие газожидкостных двигателей связано с решением задачи подачи газа в цилиндр наряду с запальным жидким топливом.

Перспективными являются направления, обеспечивающие повышение эффективности смесеобразования и активации сгорания при умеренных нагрузках на детали топливной аппаратуры. Одним из путей решения этой задачи является применение двухфазных топлив с газообразными добавками.

Вариантом исполнения систем впрыскивания, в которых в качестве рабочего тела существуют топливовоздушные смеси (ТВС), являются насос-форсунки. Насос-форсунки, используемые в настоящее время исключительно на быстроходных дизелях, имеют распылители открытого типа. К ним относятся:

- насос-форсунки моделей AP-20A3 и AP-21A3 с распылителем открытого типа для двухтактных дизелей ЯАЗ-204М, ЯАЗ-206;
- насос-форсунки эмульсионного типа фирмы Cummins (США).

Есть основания полагать, что в открытые распылители неизбежно попадают газы из цилиндра после окончания впрыскивания. В этой фазе цикла топливоподачи происходят разрывы сплошности, которые заполняются газами из цилиндра, имеющими достаточно высокое давление на такте сжатия и рабочего хода. Следовательно, в начале впрыскивания в цилиндр подаётся топливовоздушная смесь, сформировавшаяся в распылителе в промежутке между очередными впрыскиваниями топлива.

Эти соображения подтверждаются исследованиями работы топливоподающей системы (ТПС) РТ двигателей Cummins, насос-форсунки которых получили название эмульсионных.

Согласно данным фирмы, применение аппаратуры РТ позволило сократить на шестицилиндровом дизеле общее число деталей системы питания в 2 раза по сравнению с разделенной аппаратурой Bosch.

В комплекте аппаратуры РТ работа насос-форсунок связана с топливоподкачивающим насосом низкого давления, оснащенный двухрежимным регулятором скорости. Процесс дозирования топлива отделен от процесса впрыскивания. Дозирование происходит при низких давлениях перед дозирующим жиклером насос-форсунки, впрыскивание — при высоких давлениях, определяемых законом движения плунжера насос-форсунки и проходной площадью распыливающих отверстий.

При дозировании топлива подплунжерная полость связана непосредственно с камерой сгорания, и горячие газы из цилиндра на такте сжатия поступают в подплунжерное пространство. Особенностью эмульсионных насос-форсунок является смешение топлива с газами в подплунжерной полости и впрыск топливовоздушной смеси в начале процесса топливоподдачи.

Присутствие подогретых газов в смеси с топливом под плунжером следует считать одним из факторов, обеспечивающих в широком диапазоне режимов работы высококачественное распыливание первой порции топлива, благодаря расширению пузырьков воздуха на выходе из сопловых отверстий. Другой особенностью аппаратуры РТ является ступенчатый впрыск топлива вследствие сжимаемости топливовоздушной смеси в начале процесса впрыскивания.

Рабочий цикл эмульсионной насос-форсунки протекает в такой последовательности. В начале такта впуска плунжер 1 (рис. 1) поднимается, и как только его кромка открывает отверстие дозирующего жиклера 2, топливо поступает в подплунжерную полость 3, где смешивается с воздухом и газом, попадающими сюда из цилиндра через сопловые отверстия 4. В верхнем положении плунжер останавливается и в конце такта сжатия начинает опускаться, сжимая и выталкивая топливовоздушную смесь на слив через дозирующий жиклер и одновременно впрыскивая ее в камеру сгорания. После перекрытия дозирующего жиклера смесь топлива с воздухом лишь впрыскивается в камеру сгорания. В конце впрыскивания плунжер эмульсионной насос-форсунки с ударом садится на седло распылителя.

Характеристика впрыскивания имеет явно выраженную ступенчатую форму, причём на первую половину периода топливоподдачи приходится только 15-20% цикловой поддачи. Такая закономерность

определяется отсутствием в распылителе иглы, одновременным истечением через сопловые отверстия и дозирующий жиклёр, большой сжимаемостью ТВС. В результате общий угол впрыскивания на номинальном режиме составляет около 30° поворота распредвала, что в 2-2,5 раза больше, чем у системы с разделённой топливоподачей.

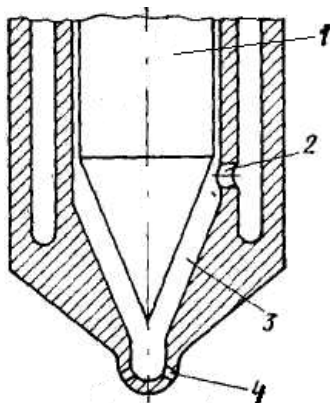


Рис. 1. Схема распылителя

В то же время основная масса топлива (80%) подаётся за $10-18^\circ$ ПРВ, что сопоставимо с параметрами систем непосредственного действия. Другая особенность эмульсионных насосфорсунок – высокие давления в конце подачи, благодаря уменьшению сжимаемости смеси. При этом максимальное давление впрыскивания достигает на номинальном режиме 95 МПа.

Существование ТВС возможно и в системах ТП разделённого типа, как в линиях высокого давления (ЛВД), так и низкого давления (ЛНД). В обоих вариантах образование пузырьковой газовой структуры является следствием разрывов сплошности. В первом случае (для ЛВД) они появляются из-за разгрузки системы нагнетательным клапаном (НК). При этом характерно появление колебаний давления, что вызвано гидродинамическими особенностями распространения волн, когда часть энергии, а значит и скорости, теряется на сжатие пузырьков воздуха. В результате каждая последующая волна проходит по более сжатой ТВС, догоняя первую, однако обогнать её не может, наталкиваясь на зону пониженного давления, и лишь усиливает фронт импульса. Данное свойство, а также упругая сжимаемость нерастворённых пузырьков воздуха ТВС, обуславливают образование характерных колебательных процессов в трубопроводе высокого давления (рис. 2).

В ЛНД причиной появления ТВС служит кавитация в потоке топлива при высоких скоростях и интенсивном дросселировании струи в период перепуска, а также отсечки.

Одним из основных факторов, влияющих на образование газовой фазы в ЛНД, является давление подкачки топлива. Экспериментально установлено, что скорость импульса давления резко снижается при уменьшении давления подкачки ниже $0,25 - 0,3$ МПа, что

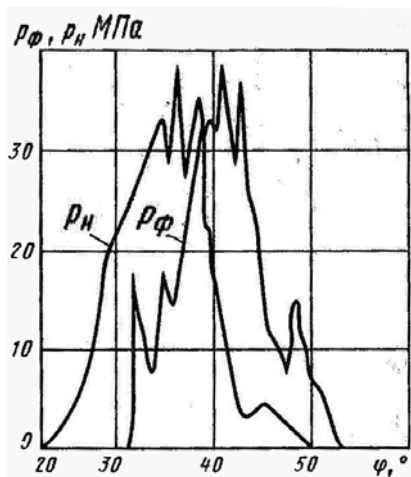


Рис. 2. Экспериментальная зависимость P_{ϕ} и P_n от угла ϕ ПРВ

свидетельствует о существовании газовой фазы. Напротив, при увеличении давления до 6 – 10 МПа, вследствие сжатия, объём газовой фазы уменьшается и уже не оказывает существенного воздействия.

В данной публикации представлены результаты одного из этапов работ по применению ТВС в системах ТП, проводимых на кафедре СЭУ ОНМА.

Исследования выполнены на комбинированной системе ТП безмоторного стенда (рис. 3). Топливный насос высокого давления 1 и форсунка 2 соединены трубопроводом высокого давления

3. Привод ТНВД осуществляется при помощи электродвигателя 4. Для гашения колебательных процессов в системе, вызванных работой ТНВД, предусмотрен демпфер 5. Топливо к ТНВД подается из расходной цистерны легкого топлива 6 по трубопроводу 7 шестеренчатым топливopодкачивающим насосом 8 через фильтр 9.

Для регулирования форсунки и тарировки датчиков давления используется ручной насос высокого давления 10, подключаемый на время регулирования с помощью переходников. Впрыскивание топлива форсункой производится в глушитель 11, откуда оно по трубопроводу 12 сливается в емкость 13, расположенную на весах 14. Весы используются для замера расхода топлива в процессе испытаний. Из емкости 13 топливо периодически (по мере накопления) по трубопроводу 15, при соответствующем переключении вентилей 16, 17, 18 и 19, отводится в цистерну 20. В работе цистерна 6 заполнена полностью, а в цистерне 20 уровень изменяется в зависимости от расхода топлива. Обе цистерны оборудованы электрическими подогревателями. Подогрев топлива осуществляется по мере необходимости.

Подача воздуха в систему в процессе испытаний осуществляется компрессором К-150 (25) и баллонов высокого давления 24 и 26 (объёмом $12 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ и $1,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ соответственно) через электромаг-

нитный клапан (золотник) 21, управляемый ЭВМ, непосредственно в полость переходника 22.

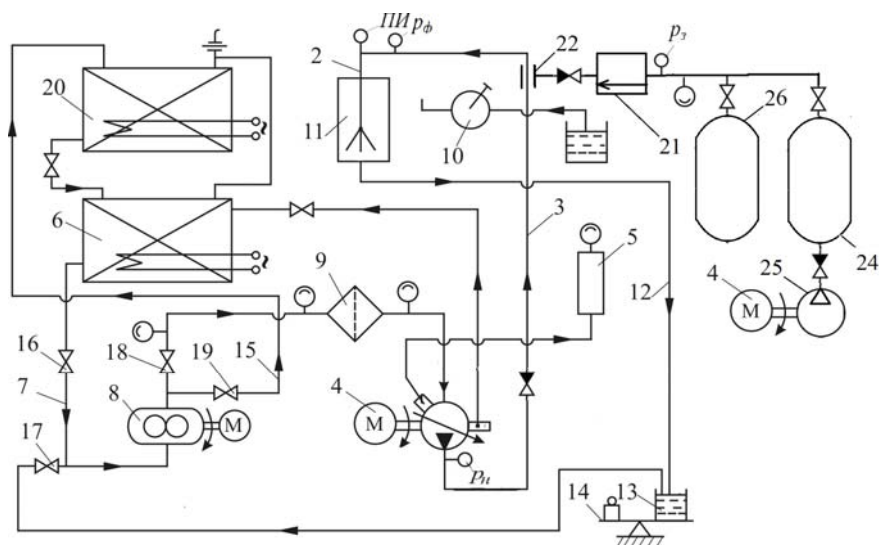


Рис. 3. Схема установки

Система оборудована контрольно-измерительными приборами и датчиками замера показателей топливоподачи: P_n , P_ϕ , P_z , ПИ — давления топлива у насоса, форсунки, давления воздуха у золотника и подъема иглы форсунки соответственно, соединенными с регистрирующей аппаратурой в составе: тахометр цифровой ТЦ-3М, осциллограф светолучевой Н105, тензостанции ТА-5, магазины сопротивлений Р155, осциллограф электронный С8-1, тензостанция УТС-12, блок питания к УТС-12.

После отладки измерительной аппаратуры, системы управления, стендового оборудования, включая систему воздуха высокого давления, были проведены наладочные испытания комбинированной топливной аппаратуры на безмоторном стенде. На рассматриваемом этапе ставилась задача исследования протекания процессов в СТП при подаче в неё сжатого воздуха в статических условиях, т.е., не включая электропривод стенда.

Последовательность эксперимента состояла в следующих операциях: закачивался баллон воздухом заданного давления; после остановки компрессора воздух подавался к золотнику управления одновременно с началом записи осциллограммы; в момент стабилизации

давления воздуха фиксировалась его величина и включалась система управления золотником — осуществлялась периодическая подача воздуха в базовую систему; съёмка обеспечивала запись нескольких циклов, после чего экспериментальная установка приводилась в исходное состояние.

Типичная осциллограмма изменения давления при подаче воздуха в систему представлена на рис. 4.

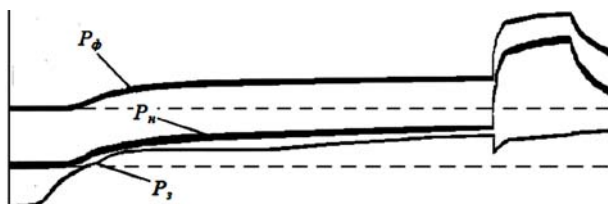


Рис. 4. Подача воздуха в комбинированную систему впрыскивания

После начала записи открывался клапан на выходе из воздушного модуля и воздух подходил к золотнику, что прослеживается по линии P_3 . Давление нарастает по мере заполнения баллона малой ёмкости (см. рис. 1, поз. 26), расположенного на расстоянии 1,3 м от золотника.

В момент стабилизации P_3 запущена программа управления золотником, и дополнительное количество воздуха поступило в базовую систему, что иллюстрируется изменением P_n и P_ϕ . В момент открытия золотника наблюдается кратковременное снижение P_3 . В течение времени удержания τ_y давление в базовой системе остаётся на высоком уровне.

По окончании τ_y система управления обесточивает золотник, он закрывается и давление в базовой системе плавно падает за счёт истечения через распылитель форсунки в течении времени паузы τ_n в соответствии с настройкой программы управления подачи воздуха в систему. Давление опускается до уровня предшествовавшего открытию золотника. Затем цикл повторяется с теми же временными интервалами τ_y и τ_n , установленными в файле настройки программы.

По приведенному примеру работы комбинированной системы можно сделать следующий существенный вывод. Предварительное поступление воздуха в базовую систему начинается до открытия золотника и составляет около трети максимального значения при параметрах эксперимента ($P_3 \sim 5 - 6$ МПа). Это связано с недостаточной герметичностью золотника при работе на воздухе.

Таким образом, в результате анализа рассмотренного опыта установлены основные принципы развития процессов в комбинированной системе топливоподачи при подаче в систему воздуха. В продолжение качественного анализа работы системы проведен ряд дополнительных экспериментов с осциллографированием.

С их помощью уточнена полученная информация рядом деталей. Так, на рис. 5 дана запись процессов аналогичная рассмотренной. Различие состоит в характере протекания кривой давления перед золотником P_z . Если в первом случае в момент открытия золотника виден кратковременный провал, что логично из-за расхода воздуха, то на следующей осциллограмме на этом участке вид кривой P_z иной.

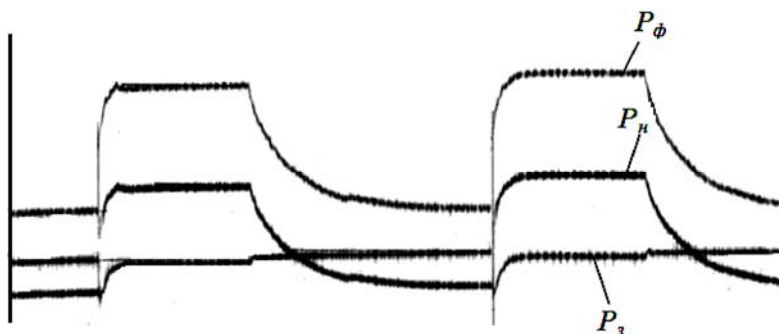


Рис. 5. Изменение давлений в комбинированной системе топливоподачи

Она проходит аналогично P_n и P_ϕ , т.е. повышается и остаётся на этом уровне в течение времени удержания, опускаясь до исходной величины в период паузы.

Полученный результат не укладывается в рамки базовых представлений о работе системы и требует в последующем более детального анализа.

Как уже отмечалось, описанные выше испытания проведены при открытой форсунке. Во время паузы происходила разгрузка базовой системы, а очередная подача воздуха осуществлялась в условиях одновременного истечения его через распылитель.

Безусловно, необходимо было выявить особенности процессов в системе и при закрытой форсунке.

Такие испытания выполнены с затяжкой пружины, достаточной для получения давления подъёма иглы больше максимального давления воздуха, составлявшего 4,5-5 МПа. Типичная осциллограмма

работы системы в этих условиях приведена на рис. 6. Существенно, что базовая система до начала опыта была разгружена.

Как и следовало ожидать, полученная картина принципиально отличается от приведенных выше вариантов развития процессов в системе. Действительно, рассматривая кривую p_3 на начальном этапе до открытия золотника, наблюдаем, как и прежде, плавное повышение давления. Однако с включением управления подачей воздуха на осциллограмме (при достаточно крупном масштабе записи) отсутствует видимая реакция. Аналогичный характер имеют кривые P_n и P_ϕ . При срабатывании золотника отмечается весьма незначительное изменение давления в базовой системе.

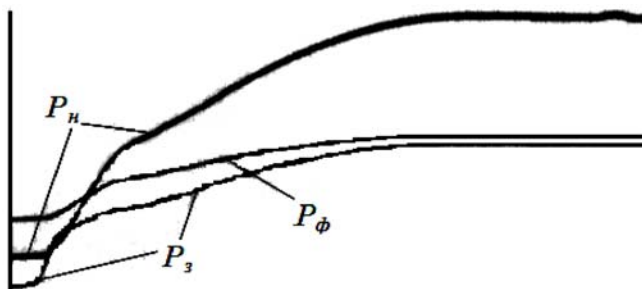


Рис. 6. Подача воздуха при закрытой форсунке

Как отмечалось выше, основной задачей начального этапа исследований работы системы ТП на ТВС являлось изучение качественных особенностей процессов. Вместе с тем, для оценки порядка величин, характеризующих подачу воздуха, проведено их определение на одном из режимов с открытой форсункой. Соответствующая осциллограмма дана на рис. 7.

В качестве параметров процесса подачи воздуха определены следующие величины:

- максимальное давление перед золотником $P_3 = 4,42$ МПа;
- начальное давление в базовой системе $P_{n.нач} = P_{\phi.нач} = 3,52$ МПа;
- максимальное давление в базовой системе $P_{n.max} = P_{\phi.max} = 4,12$ МПа.

Указанные характеристики относятся к следующим участкам осциллограммы: максимальное давление перед золотником P_3 — для установившегося отрезка кривой, начальное и максимальное давления в базовой системе — в цикле управления перед открытием золотника и в период поступления воздуха в базовую систему.

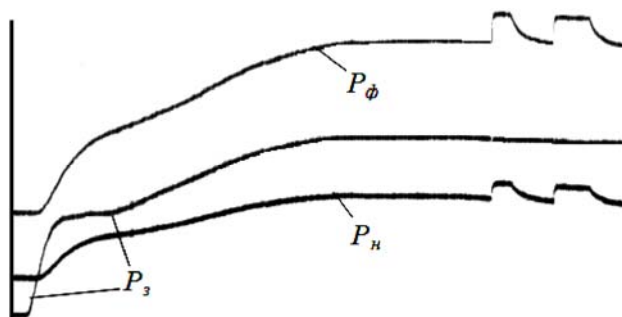


Рис. 7. Подача воздуха в комбинированной системе

Очередной эксперимент проводился при затяжке форсуночной пружины до уровня, обеспечивавшего работу распылителя в закрытом режиме, т.е. с подъёмом и посадкой иглы. Записанная при этом осциллограмма воспроизведена на рис. 8. Регистрация проведена во время работы системы.

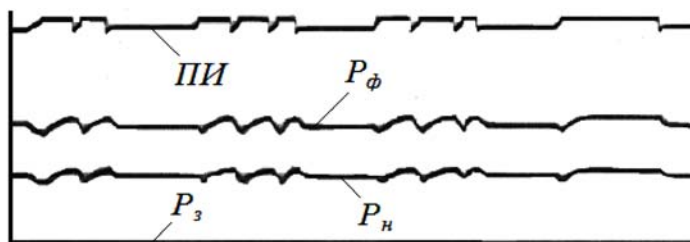


Рис. 8. Подача воздуха комбинированной системой

Особенностью данного режима, как видно из осциллограммы, является перемещение иглы форсунки ПИ. Остальные обозначения прежние. При этом в рассматриваемом случае наблюдается нестабильная работа системы. В период подачи воздуха τ_y возникали три варианта ПИ: двойной, тройной (дважды) и одинарный. Также нерегулярно изменяется $P_з$; отмечаются одиночные кратковременные незначительные провалы давления в трёхфазном цикле при третьем ПИ.

Как показано в следующем опыте, возможна и стабильная работа системы в аналогичных условиях. Осциллограмма, подтверждающая это, показана на рис. 9.

Особенностью записи на данной осциллограмме является наличие двух участков: начального, соответствующего исходному состоянию системы, и рабочего под управлением ПК. Переход линий дав-

ления определяется подачей воздуха, а смещение ПИ вызвано перемещением датчика при затяжке пружины форсунки.

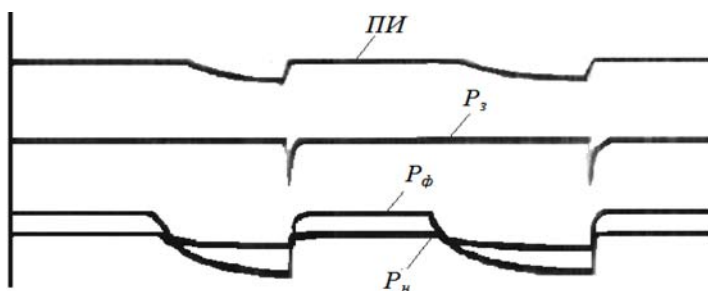


Рис. 9. Стабильный режим работы системы ТП

Для продолжения исследования необходимо было определить временные параметры управления в соответствии с характеристиками впрыскивания топлива для базовой системы топливоподачи.

Оценка проведена для крайних значений частоты вращения распределительного вала, составляющих $n_p = 250-50$ об/мин, при угле впрыскивания $\varphi_{вп} = 30^\circ$ ПКВ (т.е. 15° ПРВ — поворота распределительного вала). Получены следующие величины.

Время цикла, соответствующее одному обороту распредвала

$$\tau_{ц} = \tau_y + \tau_n,$$

составляет для $n_p = 250$ об/мин $\tau_{ц} = 0,24$ с, а при $n_p = 50$ об/мин $\tau_{ц} = 1,2$ с, при этом период впрыскивания, отнесенный к $\varphi_{вп} = 15^\circ$ ПРВ, равен соответственно $\tau_{ен} = 10$ мс и 50 мс.

Этими параметрами предполагается руководствоваться в дальнейшем при проведении экспериментального исследования подачи воздуха в комбинированную ТА.

Следующие опыты предназначались для определения динамических характеристик управления подачей воздуха. Установлены границы изменения τ_y и τ_n .

Испытания проведены с целью определения минимальных значений времени цикла подачи воздуха $\tau_{ц} = \tau_y + \tau_n$ и его составляющих. Опыты выполнялись при открытой форсунке. Контроль процесса подачи воздуха осуществлялся визуально по экрану осциллографа с учётом характера звука, издаваемого элементами системы.

В первой серии опытов при постоянном времени паузы, составившем $\tau_n = 500$ мс, изменялась продолжительность удержания в диапазоне $\tau_y = 50 - 10$ мс. Критическим значением τ_y оказалось 13 мс.

При дальнейшем уменьшении τ_y система переходила в неустойчивый колебательный режим.

В качестве рабочего минимального режима принято с некоторым запасом $\tau_y = 15$ мс. Затем испытания выполнены при постоянном $\tau_y = 15$ мс и различных величинах $\tau_n = 250 - 40$ мс. Начиная со 110 мс, система переходила в дробный режим, а при $\tau_n = 60$ мс наблюдалось существенное уменьшение амплитуды изменения давления воздуха. Минимальное $\tau_n = 40$ мс соответствовало прекращению работы системы подачи воздуха.

С учётом полученных данных для дальнейших опытов назначен режим $\tau_y = 15$ мс, $\tau_n = 120$ мс.

Выводы.

В результате проведенного эксперимента показана работоспособность комбинированной системы ТП при использовании воздуха в качестве рабочего тела в статических условиях.

Установлены качественные характеристики процессов в системе в различных условиях, включая режимы открытой и закрытой форсунки.

Определены, для примера, количественные соотношения параметров, представляющих процессы в системе.

Показана возможность работы системы в неустановившемся дробном и стабильном режимах.

Установлены временные ограничения для работы комбинированной системы применительно к базовой системе ТП среднеоборотного судового дизеля.

Определены критические показатели, характеризующие динамические параметры подачи воздуха в комбинированную систему ТП.

ЛИТЕРАТУРА.

1. Астахов И.В. Топливные системы и экономичность дизелей / И.В. Астахов, Л.Н. Голубков, В.И. Трусов и др. – М.: Машиностроение, 1990.
2. Вихерт М.М. Топливная аппаратура автомобильных дизелей: конструкция и параметры / М.М. Вихерт, М.В. Мазинг. – М.: Машиностроение, 1978.
3. Cummins fuel injection // Automobile engineer. – 1970. – Vol. 60, No 1.

УДК 629.12.011:551.58

Голиков В.А., Ходарина К.В.

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА СТАБИЛИЗАЦИИ МИКРОКЛИМАТА В СУДОВОМ ПОМЕЩЕНИИ

Введение. Современные речные и морские суда являются местом работы и постоянного пребывания членов экипажей, что обуславливает необходимость обеспечения в судовых помещениях комфортных условий обитаемости, которые регулируются с помощью кондиционирования воздушной среды обитания.

Научные исследования о влиянии микроклимата жилых и производственных помещений на состояние, работоспособность и здоровье людей [1, 2] позволяют установить статическую взаимосвязь между тепловым состоянием человека и параметрами окружающей воздушной среды. Для стабилизации теплового состояния человека требуется наличие законов управления параметрами воздушной среды в виде, удобном для технической реализации, с одной стороны, и адекватном процессам теплообмена с другой.

Постановка проблемы. Специфика микроклимата судовых помещений определяется их изолированностью от наружного атмосферного воздуха, зачастую малыми объемами и относительно большим количеством находящихся в них людей, насыщенностью всевозможными механизмами, системами, устройствами и приборами, разнообразием перевозимых грузов, особенностями морского климата. Суда морского флота иногда, за сравнительно короткий срок, совершают переходы из одних климатических зон в другие, например, из Арктики или Антарктики в тропики и наоборот. Во всех случаях морской воздух обладает высокой относительной влажностью -70–90 % и более. Сочетание такой влажности с высокой или низкой температурой может привести к нарушению терморегуляторных процессов у моряков [3].

Поэтому необходимо рассматривать судовую среду как единый интегральный показатель, воздействующий на организм моряка в течение всего рейса. В связи с этим, особую актуальность приобретает методика расчета интегральной оценки всего комплекса неблагоприятных факторов судовой среды, а также возможность регулирования и нормирования микроклимата судовых помещений.

Анализ последних исследований и публикаций. Из анализа научно-технической литературы [3, 6] следует, что необходимо усовершенствовать систему кондиционирования воздуха (СКВ), заме-

нив регуляторы температуры в помещениях на регуляторы комфортности микроклимата, а также необходимо учитывать тепловую радиацию от ограждений в проектных расчётах СКВ [4].

Математическое моделирование тепло-, массообменных и аэродинамических процессов в СКВ и помещениях базируется на линейных уравнениях теплового и материального баланса [5] с широким применением графических методов построения тепловлажностных процессов в *I-d* диаграмме Рамзина [6].

Большинство исследователей указывают на отсутствие измерителей и регуляторов микроклимата (комфортности). Результаты исследования по автоматизации СКВ представлены линейными моделями статики объекта управления и ограничиваются одноконтурным регулированием температуры, влажности и давления воздуха, а в последнее время энтальпии и влагосодержания [4, 7].

Результаты анализа конструктивных и эксплуатационных особенностей судовых СКВ показывают на значительный прогресс в унификации центрального кондиционера, эффективности использования внешней энергии при осуществлении кондиционирования воздуха и равномерного распределения в потоках.

Вместе с тем, как концепция, так и теория кондиционирования воздуха базируются на статических уравнениях теплового и материального баланса, что не позволяет правильно сформировать режимы работы СКВ в соответствии с принципом нормирования микроклимата помещений, обеспечить информативность и целостность системы, а также решать основные вопросы оптимального управления для удовлетворения принципам точности, быстродействия и сбалансированности энергопотребления на переходных режимах комплексной воздухоподготовки и воздушораспределения. Вышеперечисленные факторы тормозят дальнейшее совершенствование СКВ по удовлетворению основных принципов нормирования микроклимата и улучшению обитаемости на судах.

Целью статьи является разработка модели самонастраивающихся систем судового микроклимата, позволяющих решить научно-прикладную проблему управления параметрами воздушной среды в помещениях в соответствии с гигиеническими требованиями [8] обитаемости судов.

Материалы и результаты исследования. В настоящем исследовании разработана имитационная модель стабилизации микроклимата в помещении, общий вид которой представлен на рис. 1.

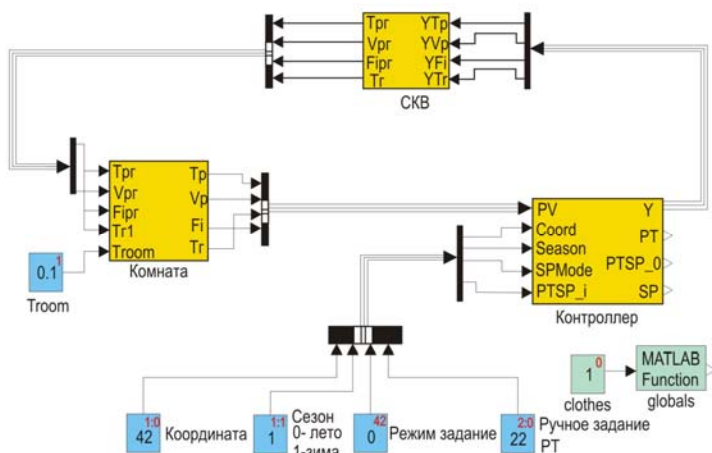


Рис. 1. Имитационная модель стабилизации микроклимата в помещении

Концептуально модель состоит из трех основных частей: имитационной модели помещения, имитационной модели управляющего контроллера и имитационной модели системы кондиционирования.

Все три компонента составляют замкнутую систему автоматического управления, в которой микроклимат помещения, представленный в виде интегрального показателя комфорта для человека, выступает объектом управления, основные параметры, которого необходимо стабилизировать. Управляющий контроллер выполняет функцию обработки входных данных и формирования управляющих воздействий, а система кондиционирования выступает регулирующим органом, изменение параметров которого, влияет на переменные объекта управления.

На вход управляющего контроллера, имитационная модель которого представлена на рис. 2, поступают текущие значения температуры, относительной влажности в помещении, радиационной температуры поверхностей и скорости воздушного потока. На базе этих значений формируется входной термодинамический вектор, на основании которого рассчитывается интегральный показатель комфортности в виде результирующей температуры (или другого аналогичного показателя).

На вход контроллера также поступает информация о текущих координатах судна и времени года, на основании которых формируется заданное значение результирующей температуры. Реализована возможность ручного режима задания результирующей температуры.

По входным данным, заданному значению и принятому принципу управления результирующей температурой блок регуляторов формирует приведенные управляющие воздействия (0-100 %), которые поступают на вход СКВ.

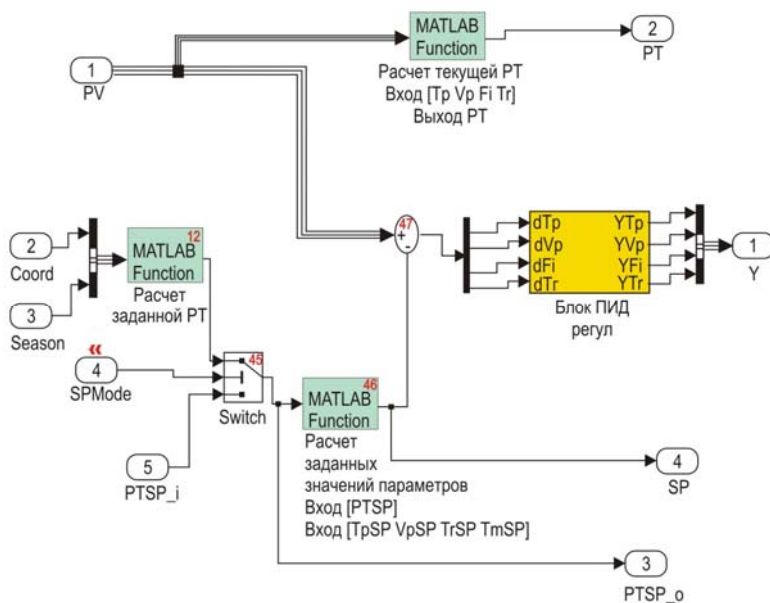


Рис. 2. Имитационная модель управляющего контроллера

Имитационная модель СКВ (рис. 3) представляет собой набор аperiodических и усилительных звеньев, которые моделируют поведение регулирующих органов с линейной и равнопроцентными характеристиками. На выходе СКВ появляется приточный воздух, с параметрами, определяемыми управляющими воздействиями регуляторов, с учетом инерционности и транспортного запаздывания.

Имитационная модель помещения, общий вид которой представлен на рис. 4, функционирует согласно принципам, описанным выше, в основу которых положено использование передаточных функций с переменными параметрами и учетом взаимного влияния параметров друг на друга.

Во всех схемах предлагается заменить одноконтурные системы регулирования, схема которых представлена на рис. 5, на схему с предварительным расчетом заданных значений регулируемого параметра (рис. 6).

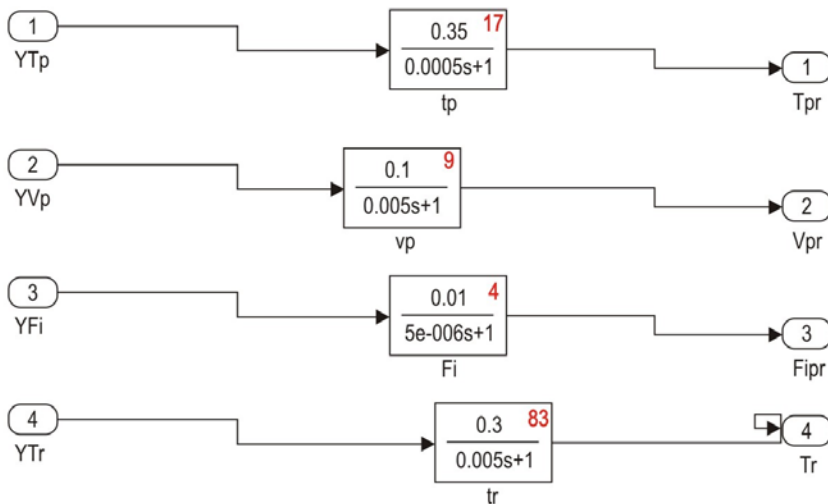


Рис. 3. Имитационная модель СКВ

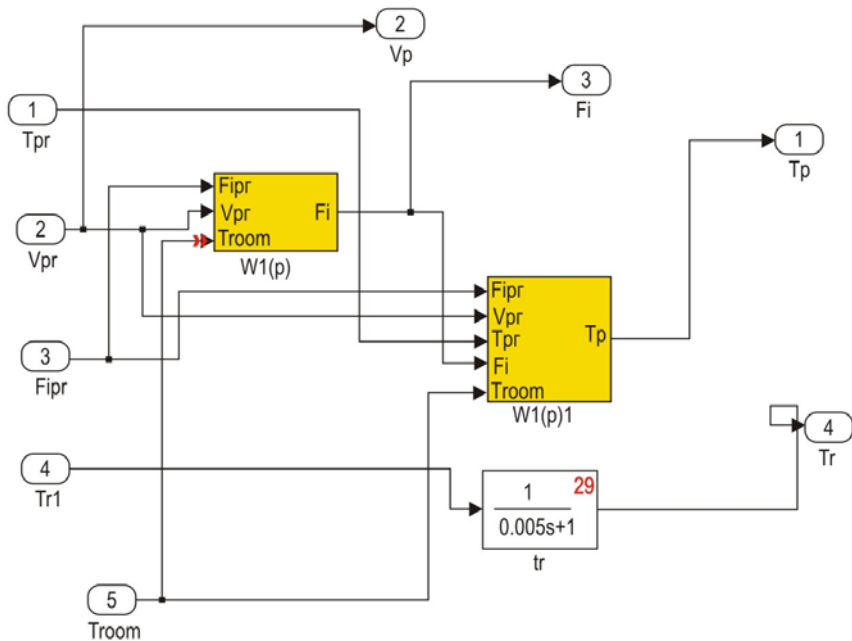


Рис. 4. Имитационная модель микроклимата помещения

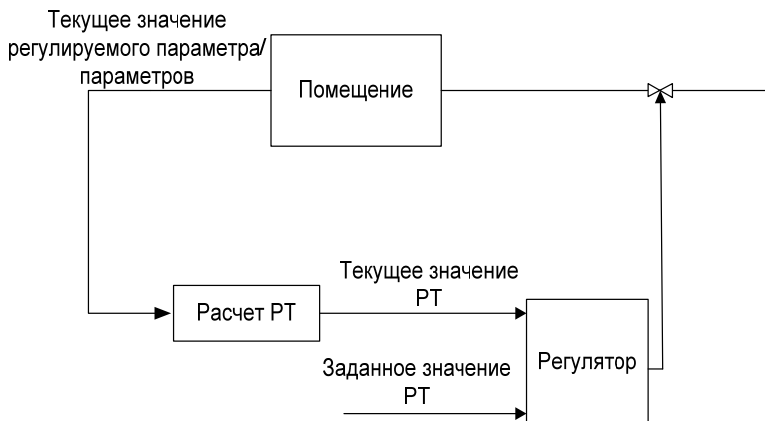


Рис. 5. Схема одноконтурной системы регулирования



Рис. 6. Схема с предварительным расчетом заданных значений регулируемого параметра

Система является замкнутой, т.е. способна компенсировать возмущения по нагрузке, которые могут носить случайный характер. Такая схема способна обеспечивать сходящийся переходный процесс при управлении нелинейными объектами управления. Таким образом, предложенная схема стабилизирует не РТ, а основные регулируемые величины параметров микроклимата на уровне, обеспечивающем заданное значение РТ.

Результаты исследования дают основание сделать следующие **выводы:**

1. Предложенный подход к регулированию микроклимата в судовом помещении объединяет преимущества одноконтурных систем на базе ПИД-регулятора и систем, основанных на базе оптимальных регуляторов, реализующих минимизацию заданного функционала линейных систем управления (например, задачи максимального быстродействия, для решения которых используется принцип максимума Понтрягина), в то же время, исключая их недостатки.

2. Представленная схема проще реализуется технически, т.к. в основу ее работы положены численные методы, адаптированные к применению на ЭВМ низкой и средней производительности (дискретный ПИД-регулятор, метод Кифера определения экстремума функции одной переменной, метод Нелдера-Мида определения экстремума гиперфункции).

3. Разработанные модели самонастраивающихся систем судового микроклимата и имитационная модель стабилизации микроклимата в судовом помещении решают научно-прикладную проблему управления параметрами воздушной среды в помещениях в соответствии с гигиеническими требованиями обитаемости судов, и, тем самым, существенно упрощают процесс управления тепловой адаптацией человека на судне.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Губернский Ю.Д. Жилище для человека / Ю.Д. Губернский, В.К. Лицкевич. - М.: Стройиздат, 1991. – 227 с.
2. Измеров Н.Ф. Физические факторы природной и производственной среды. Гигиеническая оценка и контроль / Н.Ф. Измеров, Г.А. Суворова. – М.: Медицина, 2003. – 560 с.
3. Голиков В.А. Научные основы управления микроклиматом судна / В.А. Голиков. – Одесса: Вид. ОГМА, 1999. – 321 с.
4. Стенько Ю.М. Психогигиена моряка / Ю.М. Стенько. – Л.: Медицина, 1981. – 176 с.
5. Абдуллаев А.Д. Теория и методы проектирования оптимальных регуляторов / А.Д. Абдуллаев, Ю.П. Петров. – Л.: Энергоатомиздат, 1985. – 240 с.
6. Баркалов Б.В. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях / Б.В. Баркалов, Е.Е. Карпис. – М.: Стройиздат, 1982. – 312 с.
7. Вычужанин В.В. Повышение эффективности эксплуатации судового центрального кондиционера на промежуточных

- режимах: Дис. канд. техн. наук / В.В. Вычужанин; ОНМУ. – Одесса, 1985. – 234 с.
8. Правила технической эксплуатации морских и речных судов. КНД 31.2.002.01-96. – ЮжНИИМФ, 2009. – 263 с.

УДК 656.61.052

Голиков В.А., Обертюр К.Л., Кирис В.А.
ОНМА

МОДЕЛЬ РАСЧЁТА КОНСТРУКТИВНОЙ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ МОРСКОГО СУДНА НА ПРИМЕРЕ КОНТЕЙНЕРОВОЗА

В соответствии с резолюцией МЕРС.203(62) с 1 января 2013 г. вступают в силу поправки о введении новых правил по энергоэффективности судов [1].

Международной Морской Организацией (ИМО) вводится понятие "конструктивного коэффициента энергоэффективности" ($K_{КЭ}$). Это понятие распространено на новые суда; новые суда, подвергшиеся серьёзному переоборудованию; новые или существующие суда, подвергшиеся настолько серьёзному переоборудованию, что считаются морской администрацией государства заново сконструированными.

Новыми считаются суда, контракты на постройку которых составлены с 01.01.2013 г. или позже, либо киль которых заложен 01.01.2013 г. или позже, либо которые вводятся в эксплуатацию 01.07.2015 г. или позже.

В соответствии с резолюцией требуется выполнить следующее: начиная с 1 января 2013 г. при первоначальном освидетельствовании нового судна, попавшего под требования главы 4 Приложения 6 к МАРПОЛ, для ввода его в эксплуатацию следует получить Международное свидетельство энергоэффективности судна на соответствие требованиям главы 3 Приложения 6 к МАРПОЛ. Процесс освидетельствования состоит из 3 этапов:

- проверка данных энергоэффективности судна, состоящей из расчета $K_{КЭ(т)}$ (требуемый) на основе данных стендовых испытаний установленного оборудования, представленных производителями в процессе разработки и постройки судна, а также определение $K_{КЭ(р)}$ (расчетный), соответствующего полученным данным в результате ходовых испытаний судна [2], согласно требованиям правила 21 Приложения 6;
- разработка Судового плана управления его энергоэффективностью в соответствии с правилом 22 Приложения 6 к МАРПОЛ;
- проверка судовой энергоэффективности в результате применения улучшающих мероприятий за отчетный период времени эксплуатации судна согласно МЕРС.1/Circ.684 [3].

Расчетный конструктивный коэффициент энергоэффективности судна $K_{КЭ(р)}$ в процессе освидетельствования не должен превышать уровень предельно допустимого базового значения для однотипного судна. Такой подход, благодаря внедрению новых технологических решений, позволит: применять более экономичные двигатели; утилизировать тепловые выбросы; применять альтернативные источники энергии; увеличить грузовместимость и расчётную скорость за счет оптимизации форм корпуса и работы пропульсивного комплекса судна.

Расчёт $K_{КЭ}$ производится по общей методике, приведенной ИМО в МЕРС 62/24/Add.1, затем судно проверяется морской администрацией государства либо её уполномоченным органом Регистром судоходства. После успешной проверки судну выдаётся Международный сертификат по энергоэффективности.

Целью настоящего исследования является имплементация резолюции МЕРС.203(62) ИМО в практику проектирования, постройки и эксплуатации судов в Украине путем совершенствования методики расчёта $K_{КЭ}$.

В задачи исследования входили:

- имплементация методики МЕРС.1 Circ. 681 [4] в техническую документацию;
- разработка алгоритма расчёта $K_{КЭ}$ для ЭВМ;
- проверка достоверности программного продукта.

Решением первой задачи теоретического исследования является разработка рабочей модели путем трансформации расчётных формул, таблиц и графиков к аналитическому виду, которая осуществляется в следующей последовательности.

Максимальная величина $K_{КЭ(max)}$ (на базовой линии) определяется степенной эмпирической формулой в зависимости от типа судна (для 2.25 ÷ 2.31 по МАРПОЛ) и его дедвейта:

$$K_{КЭ(max)} = a_i D_{w(i)(j)}^{-c_i}, \quad (1)$$

где a_i , c_i — эмпирические безразмерные коэффициенты i -го типа судна; $i = [1...7]$, $D_{w(i)(j)}$ — j -й дедвейт i -го типа судна,

$$D_{w(i)(j)} \in [400; D_{w(max)(i)} T]$$

Причём,

$$a_i = \begin{cases} 961,8 \text{ для } i = 1 \text{ (2.25) - балкера,} \\ 1120 \text{ для } i = 2 \text{ (2.26) - газовоза,} \\ 1218 \text{ для } i = 3 \text{ (2.27) - танкера,} \\ 174,2 \text{ для } i = 4 \text{ (2.28) - контейнеровоза,} \\ 107,5 \text{ для } i = 5 \text{ (2.29) - универсального,} \\ 227 \text{ для } i = 6 \text{ (2.30) - рефрижератора,} \\ 1219 \text{ для } i = 7 \text{ (2.31) - комбинированного судна;} \end{cases} \quad (2)$$

$$c_i = \begin{cases} 0,477 \text{ для } i = 1 \text{ (2.25) - балкера,} \\ 0,456 \text{ для } i = 2 \text{ (2.26) - газовоза,} \\ 0,488 \text{ для } i = 3 \text{ (2.27) - танкера,} \\ 0,201 \text{ для } i = 4 \text{ (2.28) - контейнеровоза,} \\ 0,216 \text{ для } i = 5 \text{ (2.29) - универсального,} \\ 0,244 \text{ для } i = 6 \text{ (2.30) - рефрижератора,} \\ 0,488 \text{ для } i = 7 \text{ (2.31) - комбинированного судна.} \end{cases} \quad (3)$$

Для построения кривой, описываемой уравнением (1), значение $D_{w(j)}$ изменяется от $D_{w(\min)} = 400$ т до максимального его значения $D_{w(\max)}$ для данного типа судов, величина и значение дедвейта рассматриваемого судна $D_{w(c)}$ с шагом $\Delta D_{w(j)}$ равным $0,02D_{w(\max)}$.

Требуемый коэффициент конструктивной энергоэффективности судна $K_{KЭ(T)}$ учитывает степень E (в процентах) повышения требований к энергоэффективности (экологичности) судна:

$$K_{KЭ(T)} = (1 - 0,01E)K'_{KЭ(\max)}, \quad (4)$$

где $K'_{KЭ(\max)}$ — максимальное значение $K_{KЭ(\max)}$ при $D_{w(i)}$ данного судна.

Величина E является кусочно-непрерывной функцией трёх переменных: типа судна $i = [\overline{1...7}]$; дедвейта конкретного судна $D_{w(j)(i)}$ и временного периода τ_z при $z = [\overline{1...4}]$. Причём, период $\tau_1 \in [1.01.2013; 31.12.2014]$, $\tau_2 \in [1.01.2015; 31.12.2019]$, $\tau_3 \in [1.01.2020; 31.12.2024]$, $\tau_4 \in [1.01.2025; \infty]$.

Для балкеров $i = 1(2.25)$:

при $10000 \leq D_{w1,(j)} \leq 20000$

$$E = \begin{cases} 0 & \text{для } z = z_1, \\ 0,001 D_{w1,(j)} - 10 & \text{для } z = z_2, \\ 0,001 D_{w1,(j)} - 15 & \text{для } z = z_3, \\ 0,003 D_{w1,(j)} - 30 & \text{для } z = z_4. \end{cases} \quad (5)$$

при $D_{w1,(j)} > 20000$

$$E = \begin{cases} 0 & \text{для } z = z_1, \\ 10 & \text{для } z = z_2, \\ 15 & \text{для } z = z_3, \\ 30 & \text{для } z = z_4. \end{cases} \quad (6)$$

Для газовозов $i = 2$ (2.26):

при $2000 \leq D_{w2,(j)} \leq 10000$

$$E = \begin{cases} 0 & \text{для } z = z_1, \\ 0,00125 D_{w2,(j)} - 2,5 & \text{для } z = z_2, \\ 18,75 \cdot 10^{-4} D_{w2,(j)} - 3,75 & \text{для } z = z_3, \\ 0,00375 D_{w2,(j)} - 7,5 & \text{для } z = z_4; \end{cases} \quad (7)$$

при $D_{w2,(j)} > 10000$

$$E = \begin{cases} 0 & \text{для } z = z_1, \\ 10 & \text{для } z = z_2, \\ 15 & \text{для } z = z_3, \\ 30 & \text{для } z = z_4. \end{cases} \quad (8)$$

Для танкеров $i = 3$ (2.27):

при $4000 \leq D_{w3,(j)} \leq 20000$

$$E = \begin{cases} 0 & \text{для } z = z_1, \\ 6,25 \cdot 10^{-4} D_{w3,(j)} - 2,5 & \text{для } z = z_2, \\ 93,75 \cdot 10^{-5} D_{w3,(j)} - 3,75 & \text{для } z = z_3, \\ 18,75 \cdot 10^{-4} D_{w3,(j)} - 7,5 & \text{для } z = z_4; \end{cases} \quad (9)$$

при $D_{w3,(j)} > 20000$

$$E = \begin{cases} 0 & \text{для } z = z_1, \\ 10 & \text{для } z = z_2, \\ 15 & \text{для } z = z_3, \\ 30 & \text{для } z = z_4. \end{cases} \quad (10)$$

Для контейнеровозов $i = 4$ (2.28):

при $10000 \leq D_{w4,(j)} \leq 15000$

$$E = \begin{cases} 0 & \text{для } z = z_1, \\ 0,002D_{w4(j)} - 20 & \text{для } z = z_2, \\ 0,003D_{w4(j)} - 30 & \text{для } z = z_3, \\ 0,006D_{w4(j)} - 60 & \text{для } z = z_4; \end{cases} \quad (11)$$

при $D_{w4,(j)} > 15000$

$$E = \begin{cases} 0 & \text{для } z = z_1, \\ 10 & \text{для } z = z_2, \\ 15 & \text{для } z = z_3, \\ 30 & \text{для } z = z_4. \end{cases} \quad (12)$$

Для универсальных $i = 5$ (2.29):

при $3000 \leq D_{w5,(j)} \leq 15000$

$$E = \begin{cases} 0 & \text{для } z = z_1, \\ (0,005/6)D_{w5(j)} - 2,5 & \text{для } z = z_2, \\ 0,00125D_{w5(j)} - 3,75 & \text{для } z = z_3, \\ 0,0025D_{w5(j)} - 7,5 & \text{для } z = z_4; \end{cases} \quad (13)$$

при $D_{w5,(j)} > 15000$

$$E = \begin{cases} 0 & \text{для } z = z_1, \\ 10 & \text{для } z = z_2, \\ 15 & \text{для } z = z_3, \\ 30 & \text{для } z = z_4. \end{cases} \quad (14)$$

Для рефрижераторных $i = 6$ (2.30):

при $3000 \leq D_{w6,(j)} \leq 5000$

$$E = \begin{cases} 0 & \text{для } z = z_1, \\ 0,005D_{w6(j)} - 1,5 & \text{для } z = z_2, \\ 0,0075D_{w6(j)} - 22,5 & \text{для } z = z_3, \\ 0,015D_{w6(j)} - 45 & \text{для } z = z_4; \end{cases} \quad (15)$$

при $D_{w6(j)} > 5000$

$$E = \begin{cases} 0 & \text{для } z = z_1, \\ 10 & \text{для } z = z_2, \\ 15 & \text{для } z = z_3, \\ 30 & \text{для } z = z_4. \end{cases} \quad (16)$$

Для комбинированных $i = 7$ (2.31):

при $4000 \leq D_{w7(j)} \leq 20000$

$$E = \begin{cases} 0 & \text{для } z = z_1, \\ 6,25 \cdot 10^{-4} D_{w7(j)} - 15 & \text{для } z = z_2, \\ 9,375 \cdot 10^{-4} D_{w7(j)} - 3,75 & \text{для } z = z_3, \\ 18,75 \cdot 10^{-4} D_{w7(j)} - 7,5 & \text{для } z = z_4; \end{cases} \quad (17)$$

при $D_{w7(j)} > 20000$

$$E = \begin{cases} 0 & \text{для } z = z_1, \\ 10 & \text{для } z = z_2, \\ 15 & \text{для } z = z_3, \\ 30 & \text{для } z = z_4. \end{cases} \quad (18)$$

$K_{КЭ(p)}$ как расчетный показатель выброса парниковых газов [5] представляет собой отношение массы углекислого газа (M_{CO_2}) в отработавшем газе тепловых двигателей судна к работе, выполняемой судном по перемещению груза, $\Gamma_{CO_2} / (\text{Т·милю})$:

$$K_{КЭ(p)} = \left(\prod_{q=1}^M f_{hq} \sum_{k=1}^{nME} (P_{ME(k)} C_{FME(k)} SFC_{ME(k)}) + (P_{AE} C_{F(AE)} STC_{AE}) \right) + \\ + \prod_{q=1}^M f_{hq} \sum_{k=1}^{nPG} P_{PG(k)} - \sum_{k=1}^{nr} (f_{r(k)} P_{AEr(k)}) C_{FAE} S_{AE} + \\ + \sum_{k=1}^{nr} ((f_{r(k)} P_{MEr(k)}) C_{FME} S_{ME}) / (f_{Dw} D_w V_{ref} f_w), \quad (19)$$

где C_F — удельное (массовое) содержание CO_2 при полном сгорании углерода в топливе (табл. 1):

Таблица 1 – Характеристики топлив, используемых судами [6].

№	Тип топлива	Примечание	Содержание углерода, г/л	C_F , отн. ед.
1	Diesel/Gas Oil	ISO 8217	0,87	3,21
2	Light Fuel Oil (LFQ)	ISO 8217	0,86	3,15
3	Heavy Fuel Oil (HFO)	ISO 8217	0,85	3,11
4	Liquefied Petroleum Gas (LPG)	Propane Butane	0,82 – 0,83	3,00 – 3,03
5	Liquefied Natural Gas (LNG)	–	0,75	2,75

V_{ref} – эксплуатационная скорость судна, узлы;

$D_{w(i)(j)}$ — для контейнеровозов составляет 65% от дедвейта судна;

$P_{(x)}$ — суммарная мощность главных (P_{ME}) и вспомогательных (P_{AE}) двигателей, кВт;

$$P_{ME(i)} = 0,75MCR_{ME(i)} - P_{PS(i)}, \quad (20)$$

здесь $P_{PS(i)}$ — 0,75 часть выходной мощности каждого установленного валогенератора, разделенная на к.п.д. валогенератора, кВт;

$MCR_{ME(i)}$ — максимальная длительная мощность i -го теплового двигателя, кВт;

$P_{PG(i)}$ — 0,75 часть номинальной мощности каждого двигателя генератора, разделенная на усредненный средневзвешенный к.п.д. электрогенератора, кВт, (при совместной работе вало- и электрогенераторов $P_{PS(i)} + P_{PG(i)}$, предусмотренной в ходовом режиме работы судна, эту схему следует рассматривать в расчетах);

$P_{MER(i)}$ — 0,75 часть мощности главного двигателя, уменьшенная вследствие введения инновационных энергоэффективных технологий и механизмов, кВт;

$P_{AER(i)}$ — мощность вспомогательных двигателей, сниженная за счет инноваций в сфере электроэнергоэффективности технологий, кВт;

P_{AE} — мощность вспомогательных двигателей требуемая для поддержки длительной максимальной ходовой нагрузки, включая необходимую нагрузку для пропульсивной установки и хозяйственных нужд, но не включающая нагрузку для пропульсивной системы: подруливающих устройств, насосов для перекачки грузов и балласта, а также устройств для хранения груза: (работающие рефрижера-

торные системы и/или вентиляторы грузовых трюмов) полностью загруженного судна при скорости хода (V_{ref}):

$$P_{AE} = \begin{cases} 0,025 \sum_{i=1}^{n_{(ME)}} MCR_{ME(i)} + 250 & \text{при } MCR_{ME} > 10000 \text{ кВт} \\ 0,05 \sum_{i=1}^{n_{(ME)}} MCR_{ME(i)} & \text{при } MCR_{ME} < 10000 \text{ кВт} \end{cases} \quad (21)$$

$S_{(x)}$ — удельный расход топлива двигателем, г/кВт-ч, для двигателей, удовлетворяющих циклу теста E2 или E3 по NO_x Технического Кода 2008 [7], удельный расход топлива $S_{ME(i)}$ регистрируется в свидетельстве EIAPP (engine international air pollution certificate) для 75 % мощности конкретного двигателя MCR или по показателю крутящего момента, для двигателей, относящихся к циклу тестов категории D2 или C1 по NO_x Технического Кода 2008, удельный расход топлива $S_{AE(i)}$ записывается в свидетельстве EIAPP для 50 % мощности MCR или по показателю крутящего момента, для двигателей, у которых нет Свидетельства EIAPP, а его мощность ниже 130 кВт, показатель S определяется изготовителем и должен использоваться компетентным органом для подтверждения Международного сертификата по энергоэффективности;

f_h — поправочный коэффициент для учета определенных конструктивных элементов судна (для судов ледового класса этот коэффициент выбирается из МЕРС.1/Circ.681 ANNEX VI, а для всех остальных типов судов он принимается равным единице, если нет дополнительных элементов, увеличивающих сопротивление движению);

f_w — безразмерный коэффициент, указывающий на снижение скорости судна при волнении и качке (определяется на ходовых испытаниях, либо расчетным путем, либо принимается равным 1 до уточнения);

$f_{r(i)}$ — коэффициент доступности каждой инновационной энергоэффективной технологии, принимается равным 1 для систем утилизации тепла;

f_{Dw} — коэффициент грузместимости, для судов не ледового класса принимается равным 1.

Формула (19) не применяется для дизель-электроходов, турбоходов и гибридных пропульсивных систем, так как требует дополнительных уточнений и подходов.

В общем случае, $K_{КЭ(р)}$ прямо пропорционален расходу судном топлива, мощности, эффективности работы главного и вспомогательных дизелей, способам утилизации тепла, мощности валогенератора и его эффективности, а также другим энергосберегающим конструкционным особенностям и обратно пропорционален работе судна при перевозке грузов.

Анализ предварительных расчетов $K_{КЭ(р)}$, выполненных в ряде стран для различных типов и размеров судов, указал на применимость методики ИМО для сухогрузов и контейнеровозов дедвейтом более 5000 тонн, танкеров, газозовов и рефрижераторных судов дедвейтом более 2000 тонн, накатных судов дедвейтом более 15000 тонн и мер по повышению энергоэффективности для крупнотоннажных судов [8].

Таблица 2. Данные т/х «MSC Faustina»

Верфь	Samsung Heavy Industries Co., S.Korea
Корпус	92167
ИМО No.	9447885
Тип	Контейнеровоз
Длина, м	366.056
Длина между перпендикулярами, м	350
Ширина, м	48,2
Осадка, м	15,52
Дедвейт, т	146149
Главный двигатель	Doosan Man B&W
Тип	12K98ME-C
Топливо	HFO, $C_{FME} = 3,1144$
Максимальная продолжительная мощность (MCR), кВт	65160 при 100,5 мин ⁻¹
P_{ME} (75% MCR), кВт	48870
Удельное потребление топлива при 75% MCR (SFC), г/(кВт-ч)	137,5
Количество главных двигателей	1
Вспомогательный двигатель 1, 4	DOOSAN-MAN
Тип	8L32/40
Максимальная продолжительная мощность (MCR), кВт	4000
Удельное потребление топлива при 50% MCR (SFC)	102,5
Количество	2

Верфь	Samsung Heavy Industries Co.,S.Korea
Вспомогательный двигатель 2, 3	DOOSAN-MAN
Тип	6L32/40
Максимальная продолжительная мощность (MCR), кВт	3000
Удельное потребление топлива при 50% MCR (SFC), г/(кВт·ч)	102,5
Количество	2
Мощность P_{AE} , кВт	1400
Тип топлива	DO, $C_{FAE} = 3,206$
Скорость судна на глубокой воде на грузовой осадке при 75% MCR, узл.	19
Винт. Тип	Фиксированного шага
Диаметр, м	9,2
Количество лопастей	6
Количество	1
Генераторы. Производитель	HYUNDAI/ HSJ7 809-10P (1,4) HYUNDAI/ HSJ7 805-10P (2,3)
Выходная мощность, кВт	4750 (1,4) 3500 (2,3)
Напряжение, В	6600
Количество	2+2

Апробация расчетной модели энергоэффективности осуществлена при разработке технической документации контейнеровоза «MSC Faustina» (табл. 2).

Конфигурация судна типовая, то есть пропульсивная установка (дизельный двигатель) непосредственно соединена с винтом фиксированного шага и электростанция состоит из четырёх вспомогательных дизель-генераторов.

К установленному на борту энергосберегающему оборудованию, которое должно было быть принято во внимание при расчетах $K_{КЭ}$, следует отнести утилизационный паровой котел.

Словесный алгоритм расчета энергоэффективности судна состоит из следующих шагов:

- шаг 1. Определение $K_{КЭ(max)}$ = $174,22 \cdot 146149^{-201} \approx \approx 16 \text{ г}_{CO_2} / (\text{т} \cdot \text{мили})$ по формулам (1), (2), (3);
- шаг 2. Определение $K_{КЭ(T)}$ по формулам (4) и (12), при $z = z_1$ и $E = 0$;

- шаг 3. Определение $K_{КЭ(р)}$ по формуле (19):

$$K_{КЭ(р)} = \frac{1 \cdot (48870 \cdot 3,1144 \cdot 137,5) + (1400 \cdot 3,206 \cdot 102,5)}{1 \cdot 146149 \cdot 19 \cdot 1} = 7,7 \frac{\text{гСО}_2}{\text{т} \cdot \text{милю}};$$

- шаг 4. Если $K_{КЭ(р)} \leq K_{КЭ(т)}$, то судно энергоэффективно, иначе требуется его модернизация: $7,7 \leq 16$, а поэтому не требует модернизации до 31.12.2014 г, а в последствии и до 2020 г.

Выводы и перспектива дальнейшей работы по данному направлению:

Уточненная модель расчета $K_{КЭ}$ количественно определяет степень конструктивной энергетической эффективности судна с дизельными тепловыми двигателями по следующим сравниваемым показателям: максимальному, требуемому и расчетному при условии $K_{КЭ(\max)} \geq K_{КЭ(т)} \geq K_{КЭ(р)}$, обеспечивающем достаточный уровень защиты окружающей среды на ближайшие пол века.

Модель расчета критерия конструктивной энергоэффективности судна в представленном виде – это начальный этап оптимизации энергетических потоков в судовой энергетической установке и пропульсивном комплексе судна в целом.

Предварительные расчеты $K_{КЭ}$ показали, что уровень энергоэффективности судов является приемлемым, но недостаточным в направлении применения инновационных технологий по сокращению выбросов парниковых газов для экологически безопасных судов, а также для судов с иными, чем дизельные, двигателями в составе судовой энергетической установки.

В дальнейших исследованиях по совершенствованию технической эксплуатации судов необходимо изучить пути эффективного использования энергетических ресурсов судна, что позволит оценивать энергоэффективность судна в каждом рейсе или в течение отчетного периода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Chapter 4 – prospective amendments to MARPOL Annex VI (resolution MEPC.203(62)). - 15 July 2011. – 365 p.
2. ISO 15016:2002, Ships and marine technology – Guidelines for the assessment of speed and power performance by analysis of speed trial data. – 2002.
3. MARPOL Annex VI, MEPC.1/Circ.684. Guidelines for voluntary use of the ship energy efficiency operational indicator (EEOI). 17 August 2009. – 12.

4. MARPOL consolidated edition; 2011. – 477 p.
5. ISO 14064-1; 2; 3:2007. Greenhouse Gases-Part1; 2; 3: Specification with guidance at the organization level for quantification and reporting of greenhouse gas emissions and removals.
6. ISO 8217. Petroleum products - Fuels (class F) - Specifications of marine fuels. Fourth Edition 2010-06-15.
7. MARPOL Annex VI, MEPC.58/23/Add1, Annex14; resolution MEPC.177(58); NOx Technical Code 2008-01. October 2008. – 101 p.
8. Интернет сайт <http://www.rina.org.uk/article800.html>

УДК 563.42

Sergey A. Karianskyi
Odessa National Maritime Academy

HYDRODYNAMIC PULP SEPARATOR FOR DREDGING VESSELS

Dredging vessels operation in practice shows that despite a high level of their arrangement there is still a long list of unsolved problems regarding technological sample and transporting circuit of soil.

In practice of suction dredges operation soil's separation and lifting from the bottom level are carried out with the help of hydraulic suction heads, dredging scoops and different units working according to the principle of mechanical and power soil destruction (explosion, pile strokes, etc.) with its further ejection.

When effecting dredging operations, ships of the auxiliary fleet (both self-propelled and non-self-propelled) are often employed in cooperation with the dredgers for transporting the extracted soil to place of its discharge.

The second way of soil transporting to the place of its discharge is the storage of the extracted soil on the shore. In this case for the transportation of the extracted soil to the place of its subsequent deposition trunk and discharge lines are used. It is necessary to note, that the deposition of the soil (via pipelines) both from technological and economic points of view is much more efficient as compared to the soil transportation by ships. This transportation process is performed continuously without interruptions, which automatically cuts the time of dredging operations. The only shortcoming of the deposition method with the pulp delivery via pipeline is the undesirable limitation due to rough sea and the size of hard particles (up to 100 mm) present in the transported pulp.

During dredging works one of the main ones is the problem of separating water from the soil. When operating suction dredges the problem is essential both from economic and technological points of view. In this connection it is necessary to carry out a number of theoretical and experimental investigations, allowing to acquire a new technical solution for the modernization of the devices used for the separation of water from the soil on the ships of the dredging fleet.

The priority direction while solving the issue under consideration from the technical point of view is the use of new technological equipment on dredging vessels. New technical solution has been suggested and

mathematical description of the hydraulically operated impact on rheological pulp characteristics while dredging was given as an option of implementing such an approach when carrying out the research. As the implementation of the above plans a hydrodynamic unit for the separation of water from soil was developed. The general scheme of the above separation unit is shown in fig. 1.

As you can see the unit operates on the principle of peculiarities of multiphase stream movement. The pulp transported through the supply pump 1 enters the guiding apparatus (not shown in fig. 1).

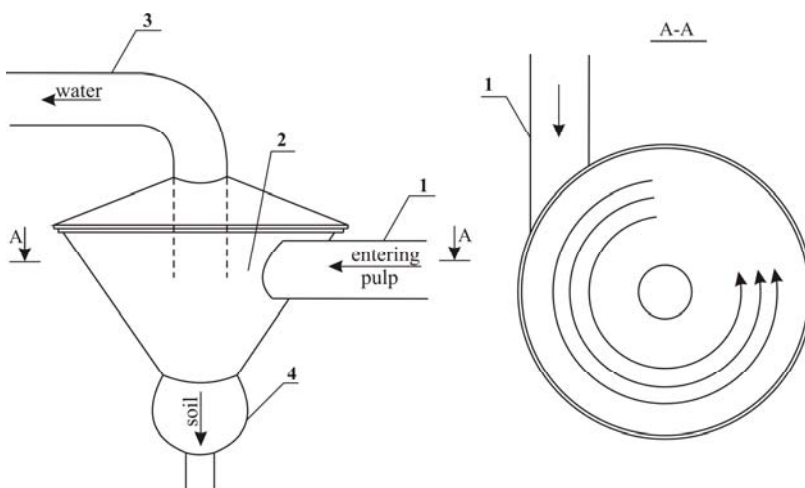


Fig. 1: Hydrodynamic pulp separation unit: 1 – soil receiving pipeline; 2 – cyclone chamber; 3 – discharge pipeline; 4 – soil receiving device

This apparatus is the transitional part between the pulp pipeline 1 and the cone chamber of the separation unit. As the pulp enters the cone chamber directed tangentially to the cone its stream acquires the rotational movement. The rotating velocity may be adjusted by shifting the working point of the hydraulic chain in question, that is either by changing the characteristics of the guiding apparatus, or by changing the characteristics (the properties) of the pulp and auxiliary pumps. These control measures can be effected by means of the adjustment accessories (valves, throttling and slide dampers). As a result of the stream rotation in the separation unit cone chamber its density stratification occurs. It occurs both in horizontal and vertical directions. Higher density pulp will be thrust to the hard walls of the working chamber 2 and then due to the gravity it will

move down. In the middle part of the cyclone water not mixed with the soil will be rotating. A special vertical positioning of draining pipeline 3 is provided for the extraction of this water.

When rotating in the working chamber of the cyclone, the particles of soil will be distributed as to the height in accordance with their specific gravity. To prevent their penetration to the inner part of the draining pipeline, a lattice filter cone is mounted in alignment with the cyclone body i.e. on the equal distance from its inner walls (not shown in fig. 1). It should have a changeable mesh diameter according to its height. In the bottom part the mesh diameter may be rather big 3-5 mm, in the upper part less 2-3 mm. In this case when the suction of water is effected by its concentration will be optimal in the separated soil.

Then the compact soil pulp enters via the soil receiving unit (4) into the ship soil pipeline. By changing the discharge of the water in pipeline 3 it is possible to control the main characteristics of the ship separation plant – its output and the concentration of water in the received pulp. And finally this will allow to optimize the technology of the soil extraction and to improve the dredger operation (quality) due to the growth of its profitability.

From the theoretical point of view the observed variant (version) of the soil separation corresponds to the problem of movement of the two-phase rotating stream with a partial discharge of the solid phase. In the first degree of approximation such hydrodynamic problem corresponds to the flow and the preliminary assessment of the acquired flow field and can be solved on the ground of the known results [1, 3]. In the spherical coordinate system the expression for the flow function may be acquired by integrating the equations:

$$\left. \begin{aligned} V_R &= -\frac{Q}{4\pi R^2} = -\frac{1}{R^2 \sin \theta} \frac{\partial \psi}{\partial \theta} \\ V_\theta &= 0 = \frac{1}{R \sin \theta} \frac{\partial \psi}{\partial R} \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

in the result

$$\psi = -\frac{Q}{4\pi} (1 - \cos \theta) \quad (2)$$

As far as the liquid pulp viscosity should be taken into consideration it is necessary to investigate the movement of the non-Newtonian two-phase (water-soil) flow.

In this case the following equations are to be used:

- continuity

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

- phase concentration

$$\rho \frac{\partial C_i}{\partial t} + \rho V \operatorname{grad} C_i = -\operatorname{div}(\rho C_i (V_i - V)); \quad (4)$$

- dynamics in the tension for the mixture (two phases)

$$\rho \frac{\partial V}{\partial t} = \rho F + \operatorname{div} P - \sum_1^2 \operatorname{div}(\rho_i (V_i - V)(V_i - V)). \quad (5)$$

There are following symbols in equations (1) – (5)

$$\rho = \sum_1^2 \rho_i, \quad \frac{\rho}{\rho_i} = C_i, \quad \vec{V} = \frac{1}{\rho} \sum_1^2 \rho_i V_i,$$

where i – index of a two-phase flow component; ρ – density; C – concentration; V – velocity; F – main vector of the volume forces; P – tensor of tensions.

The solution of equations (3) – (5) requires awkward calculations on the basis of the numerical method of the mathematic analysis. For more simple evaluation the usual force based approach may be used. If a rotating multiphase stream may be regarded in the terms of a problem of relative rest of a soil particle in rotating liquid (water) then as it follows from fig. 2 the main vector \vec{R} of the forces with which the liquid having density ρ exerts pressure on the particle having volume W , limited by the surface S , may be written in the following way:

$$\vec{R} = - \int_W \rho g dW - \int_W \rho w^2 r dW = -F_a - \rho w^2 r_c W \quad (6)$$

where F_a – Archimedes force; r_c – vector radius directed along the shortest distance from symmetry axis of the flow to the center of gravity of the displaced volume of the rotating soil particle.

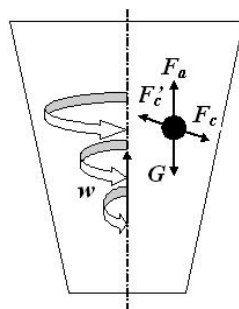


Fig. 2. Forces acting on soil in case of rotating of the pulp

When making calculations r_c may be considered equal to the distance from the flow axis to the particle center of gravity.

Analysis of formula (6) shows that in case of vertical rotation of a two-phase flow (stream) consisting of water and soil particles, the main vector of pressure on the particles from water will be the sum of two components: Archimedes force (directed upwards) of soil particles and the additional centripetal force, corresponding to attraction of a body to the axis of flow (stream) rotation which is equal

$$F'_c = -\rho w^2 r_c W = -Mw^2 r_c \quad (7)$$

where M – liquid mass in the displaced volume of the soil particles, kg .

It can be seen from fig. 2, that the analogous force but taken with the opposite sign is the centrifugal force, and its value characterizes the degree of the relative balance of the soil particles, i.e.

$$F_c = -F'_c = \rho w^2 r_c W = Mw^2 r_c \quad (8)$$

Taking into account that the soil weight equals to $\vec{G} = Mg$, the equations (7) - (8) allow to consider the balance of soil particles in the stream (flow) depending on the difference of vectors of forces applied to them. These forces are: the weight \vec{G} and the centrifugal force F_c , applied from one side and the lifting force F_a and the centripetal force F'_c from the other side.

$$\vec{G} - F_a + (\rho_{gr} - \rho_w) w^2 W r_c = W (\rho_{gr} - \rho_w) (g + w^2 r_c), \quad (9)$$

where ρ_{gr} and ρ_w are the density of the soil and water kg/m^3 .

The analysis of formula (9) allows to draw a single valued conclusion of the soil particles behavior when they and water rotate inside the cyclone. In this case:

- if $\rho_{gr} > \rho_w$, the soil moves downwards and is thrown to the periphery of the stream i.e. moves to the walls of the cyclone;
- if $\rho_{gr} < \rho_w$, the soil rises upwards approaching when emerging to the flow (stream) axis of rotation i.e. to the axis of symmetry of the cyclone.

On the ground of the effected preliminary investigations we may draw the following conclusions:

1. The introduction of the proposed hydrodynamic separation unit makes it possible to reduce considerably the operation costs of any dredging fleet ship. The decrease of water concentration in the transported pulp

will considerably reduce the terms of the dredging works, the number of the dredger runs and economy of the fuel consumption.

2. The promoted ship technology of soil separation functions on the principle of the change of the rheological characteristics of the multiphase flow characteristics of the soil pulp in the centrifugal field. It is characterized by simplicity, safety and low costs of its systematic implementation in the process of ship repair operations.

3. The creation of the ship technology of soil treatment results in the intensification of the dredging process and consequently to the improvement of all the technological pattern of dredging works.

Thus the acquired results of the investigation facilitate the process performed by the ships of the dredging fleet.

REFERENCES

1. Borodulin Y.F., Syshchenko B.N., 1973, Dredging fleet and dredging, Moscow, Transport, 432 pp. (in Russian)

2. Loitsanskiy L.G., 1973, Mechanics of liquid and gas. Moscow, Publishing house Science. Main release of physic-mathematical literature, 847 pp. (in Russian)

3. Egorov A.I., 1984, A hydraulics of the pressure tubular systems is in cleansing waterworks, Moscow, Stroyizdat, 95 pp. (in Russian)

4. Emtsev B.T., 1987, Technical hydromechanics, Moscow, Stroyizdat, 439 pp. (in Russian)

5. Kornilov E.V., 2004, Elements of charts of ship technical equipments, Odessa, Phoenix, 208 pp. (in Russian)

6. Malakhov A.V., Karianskyi S.A., Tkachenko I.V., 2009, *Hydrodynamic separation of multiphase stream on the courts of dredging fleet*, Progressive technologies and systems of engineer, International collection of scientific works, Donetsk, Donetsk national technical university, Part 38, Volume 2, pp. 204-210 (in Russian)

7. Malakhov A.V., Ryblev A.V., Tkachenko I.V., Karianskyi S.A., Guguev O.E., 2009, A mathematical model of multiphase stream motion in the straitened terms, Hydraulics and hydraulic engineering, scientific and technical collection, Part 63, Kiev, National Transport University, pp. 17-23 (in Russian)

8. Malakhov A.V., Kolegaiev M.A., Karianskyi S.A., Maslov V.A., Ostashko E.A., *Separation of multiphase stream in the conditions of ship operation*, Progressive technologies and systems of engineer, International collection of scientific works, Donetsk, Donetsk national technical university, Part 39, Volume 2, pp. 181-185 (in Russian)

УДК 621.438

Ажимов В.В., Кирюхин А.Л.
Академия ВМС им. П.С. Нахимова

ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ЗАЩИТНЫХ СВОЙСТВ ТОПЛИВНЫХ ЭМУЛЬСИЙ

Надежность, экономичность и экологическая безопасность тепловых двигателей зависит от степени совершенства процессов подготовки и использования топлива в рабочем цикле двигателей. Применение воды в качестве добавок к топливу в виде пара при впрыске топлива, свободной воды, дозируемой на всасывании, эмульгированной маловязкой фазы к высоко- и средневязким топливам остается одним из наиболее эффективных способов повышения топливной экономичности и экологичности средне- и малооборотных дизелей [1]. Однако отработанные технологии подготовки и использования эмульгированных тяжелых топлив не позволяют обеспечить устойчивость эмульсий на базе дизельного топлива. Кроме того, при применении водотопливных эмульсий (ВТЭ) в судовой энергетике, как правило, практика использования опережает теорию в обосновании предельно допустимых количеств воды в ВТЭ, безопасных с точки зрения "зависания" прецизионных деталей топливной аппаратуры как в период работы, так и после остановки дизеля.

Исследования влияния топливных эмульсий на индикаторные и эффективные показатели дизелей [2 – 5] показали недостаточность оценки эксплуатационных качеств получаемых эмульсий по реологическим свойствам. Особый интерес представляет коррозионная активность водотопливных эмульсий, так как с рабочей жидкостью контактируют ответственные детали топливной аппаратуры – прецизионные пары топливного насоса высокого давления (ТНВД) и форсунки. Только создание эмульсии с размерами глобул свободной воды меньшими, чем зазоры в плунжерных и форсуночных парах, гарантирует их длительную и надежную работу. Причем эмульсия должна быть однородной и стойкой в течении нескольких суток, чего в связи с гидрофобностью углеводородных топлив, добиться весьма сложно.

Применение защитных присадок к дизельным топливам позволяет не только значительно снизить уровень воздействия процессов коррозии и изнашивания на топливную аппаратуру, детали цилиндропоршневой группы, уменьшить разрушение внутренних поверх-

ностей трубопроводов и резервуаров, но и стабилизировать макро-структуру водотопливных эмульсий.

Цель статьи – оценка эффективности защитных свойств топливных эмульсий и установление причин электрохимического разрушения прецизионных деталей топливной аппаратуры в условиях применения ВТЭ.

Известно, что при работе системы "плунжер – топливо – гильза", происходит электризация поверхности металла с последующим разрядом и пробоем слоя диэлектрика, что приводит к повреждению прецизионных поверхностей. Анализ воздействия ВТЭ на элементы топливной аппаратуры показывает уменьшение коррозионного износа, но только при непрерывной работе двигателя или циркуляции эмульсии по системе. При статическом состоянии системы процессы электрохимической коррозии активизируются, что приводит к изменению исходной геометрии прецизионных поверхностей и потере подвижности элементов топливной системы высокого давления при перерывах в работе сроком более 10 дней.

В целях выявления закономерностей исследуемого процесса и выработки способов предотвращения отказов в работе топливной аппаратуры было проведено измерение защитных свойств ВТЭ с различной концентрацией воды. Для этого использовался экспресс-метод частотных характеристик на приборе "ЭПСИЛОН – М" [5]. Блок-схема устройства показана на рис. 1.



Рис. 1. Блок-схема прибора "ЭПСИЛОН – М"

Исследуемое топливо подается в зазор между плунжером и гильзой насосной секции ТНВД. Плунжер работает от привода с постоянной величиной полного хода. От генератора стандартных сигналов на работающую пару подается входной сигнал, который дифференцируется статическим электричеством, накапливаемым системой. Выходной сигнал отслеживается частотометром.

По снятым частотным характеристикам строились зависимости:

$$f_m = \varphi(f_r)$$

где f_m – сигнал отклика; f_r – опорный сигнал.

Известно, что чистое дизельное топливо представляет собой неэлектропроводную среду, поэтому плунжерная пара в динамике ведет себя как коаксиальный конденсатор. На прецизионных поверхностях накапливаются заряды статического электричества, при определенных условиях происходит разряд и пробой слоя диэлектрика (дизельного топлива) в зазоре плунжерной пары. Перенос зарядов инициирует электрохимическое изнашивание: на поверхностях плунжера и втулки появляются точечные очаги поражения, развитие которых приводит к образованию сплошных кольцевых полос и пятен (рис. 2). Длительный процесс приводит к изменению зазора, при этом, с увеличением зазора происходит потеря плотности, а с уменьшением – потеря подвижности, заклинивание плунжера



Рис. 2. Характерный износ плунжера ТНВД вследствие попадания в топливо примесей воды

Сопоставление результатов измерений качества топлива традиционными методами и методом частотных характеристик показало, что чем выше значения выходных частот, тем ниже защитные свойства топлива.

Полученные результаты экспресс-измерений (рис. 3) свидетельствуют о том, что при эмульгировании дизельного топлива наблюдается снижение выходных частот пропорционально концентрации водной фазы. Такое снижение частот связано с трением в плунжерной паре и накоплением статического электричества в образующихся элементарных конденсаторах "вода – топливо". Присутствие и периодическое обновление элементарных конденсаторов не только демпфирует разряды в системе "металл – диэлектрик – металл", но и способствует рассеиванию заряда вне фрикционных пар. Таким образом, наблюдаемое снижение частот может быть расценено как повышение защитных свойств водотопливных эмульсий, но только в динамике, так как после прекращения работы плунжерной пары наступает разрядка конденсаторов (время релаксации составляет 10...15 минут). Последующая коагуляция дисперсной фазы и выпадение свободной воды на поверхность металла ведет к нарастанию

электрохимической коррозии и потере подвижности прецизионных деталей.

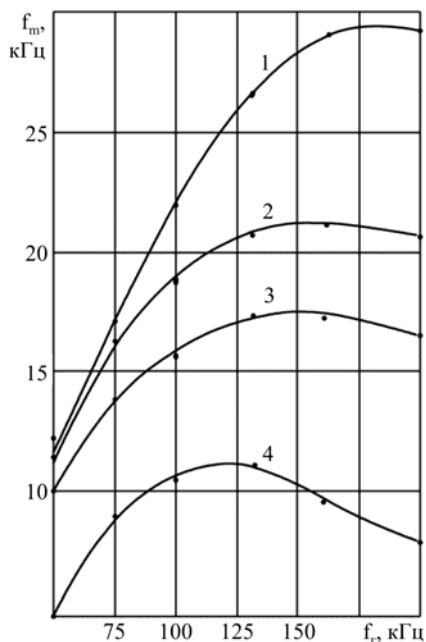


Рис. 3. Частотная характеристика:
1 – дизельного топлива и ВТЭ;
2 – массовая концентрация дисперсной фазы в водотопливной эмульсии C_w – 4%;
3 – C_w – 8%;
4 – C_w – 12%.

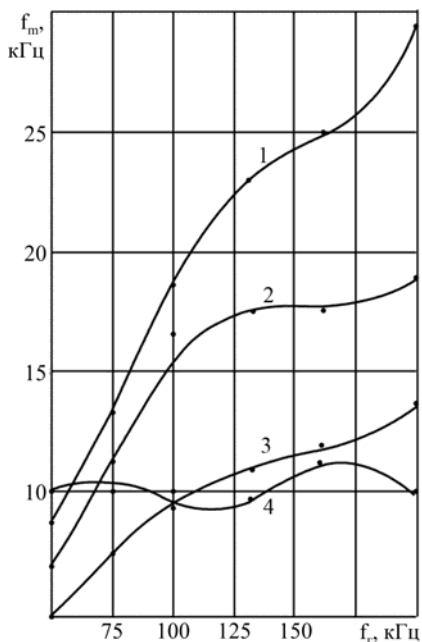


Рис. 4. Частотная характеристика:
1 – дизельного топлива с присадкой НГ-203Р (0,05%) и ВТЭ;
2 – C_w – 4% + "НГ" – 0,05%;
3 – C_w – 4% + "НГ" – 0,015%;
4 – C_w – 8% + "НГ" – 0,015%

Кроме этого необходимо предусмотреть мероприятия по предотвращению коррозии металлов продуктами жизнедеятельности микроорганизмов, которые, как известно, начинают интенсивно размножаться при наличии в топливе свободной воды. Исследованиями установлено, что среди продуктов жизнедеятельности микроорганизмов могут быть самые различные коррозионно-агрессивные продукты, в том числе и сероводород.

Наиболее эффективным средством борьбы с биокоррозией является введение в топливо биоцидных присадок. Действие этих присадок основано на способности прекращать развитие микроорганизмов за счет стерилизации водной фазы в топливе. Так, например, боль-

шое число присадок к топливам найдено среди органических соединений бора.

Поэтому предлагается решение проблемы защиты топливной аппаратуры от коррозионного воздействия ВТЭ строить на физико-химических способах получения композиции путем эмульгирования топлива в простых, надежных и эффективных ротационных аппаратах с внесением защитных присадок.

Основными компонентами защитных присадок для ВТЭ предлагаются ингибиторы коррозии. Введение их в топливо обеспечивает повышение защитных свойств, т. е. способности предотвращать или снижать скорость электрохимической коррозии металла в системе "электролит – топливо – металл". Серия частотных характеристик (см. рис. 4.) подтверждает целесообразность применения химических средств защиты элементов топливной аппаратуры и подбора ингибиторов для введения их в эмульсию в качестве антикоррозионных присадок при работе дизеля на ВТЭ.

Присадка НГ-203Р в концентрации от 0,015% до 0,05% (объема) оказалась пригодной, как для повышения защитных свойств, так и устойчивости эмульсии. Следует отметить, что увеличение концентрации защитной присадки не обязательно ведет к повышению положительного эффекта, поэтому для конкретных условий эксплуатации необходим тщательный подбор композиции. В частности, для ВТЭ на основе дизельного топлива (Л-0,2-40 ГОСТ305-82) целесообразно принять концентрацию НГ-203Р не выше 0,015%, при этом даже через 170 часов дисперсность водной фазы в 8...10 раз выше аналогичной в ВТЭ без присадки.

Выводы.

Проведенными исследованиями доказано, что введение в водотопливные эмульсии защитных антикоррозионных присадок типа "НГ" позволяет:

- исключить необходимость прокачивания чистого топлива по системе после остановки дизеля в целях удаления водной фазы;
- уменьшить влияние релаксационно-продленных явлений электрохимической коррозии на сохранность прецизионных поверхностей топливной аппаратуры как при кратковременной, так и длительной стоянке дизеля;
- предотвратить снижение пропускной способности фильтрующих элементов тонкой очистки топлива, которое наблюдается при быстром расслоении ВТЭ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лебедев О.Н. Водотопливные эмульсии в судовых дизелях / О.Н. Лебедев, В.А. Сомов, В.Д. Сисин. – Л.: Судостроение, 1988. 106 с.
2. Белов Е.А. Исследование работы топливной аппаратуры судовых дизелей на водотопливных эмульсиях. Автореф. дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук: 05.08.05 / Е.А. Белов. – Новосибирск: НГАВТ, 2004. – 18 с.
3. Антонов В.Е. Повышение эксплуатационной экономичности судовых дизелей посредством их перевода на водотопливную эмульсию дизельного топлива. Автореф. дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук: 05.08.05 / В.Е. Антонов. – Новосибирск: НГАВТ, 1996. – 16 с.
4. Сухарьков О.В. Исследование процесса эмульгирования в многочастотном акустическом поле // Акустичний вісник / О.В. Сухарьков. – 2009. – Том 12, №4. – С. 57–64.
5. Костюк В.В. Исследование коррозии, изнашивания и средств защиты топливной аппаратуры судовых дизелей. Автореф. дисс. на соискание уч. степени канд. техн. наук: 05.08.05 / В.В. Костюк. – Одесса: ОВИМУ, 1980. – 23 с.

УДК 621.431.74

Ханмамедов С.А., Слободянюк Д.И., Шакун К.С.

РАСЧЕТ ЧАСТОТЫ ИМПУЛЬСОВ АКУСТИЧЕСКОГО СИГНАЛА ОТ СОПРЯЖЕНИЯ «КОЛЬЦО-ВТУЛКА» ЦПГ МОД С УЧЕТОМ РАСКЛИНИВАЮЩЕГО ДАВЛЕНИЯ В ТОНКИХ ПЛЕНКАХ СМАЗКИ

Для повышения надежности эксплуатации судовых малооборотных дизелей (МОД) необходим постоянный мониторинг работоспособного состояния его узлов и деталей и прежде всего деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ). Изнашивание и поломка компрессионных колец МОД форсированного ряда является наиболее частой причиной их функционального отказа, однако причины этого явления до настоящего времени недостаточно изучены, что требует совершенствования управления процессами трения сопряженных деталей и защиты от аварийных ситуаций.

Литературный анализ [1-3] показал, что на современных судах проводится мониторинг процессов трения и выполнения функций отдельными деталями ЦПГ. Для этого на двигателях серии ME и MC специальный быстродействующий датчик, установленный выше продувочных окон на цилиндрических втулках, измеряет частоту и амплитуду акустических колебаний втулки. При идентификации этого сигнала может быть установлено отклонение в работе деталей ЦПГ: максимальный износ кольца, его вращении относительно поршня и др.

Несмотря на значительную информативность этой системы, акустический сигнал получают при больших скоростях движения поршня, при которых имеют место гидродинамические условия смазывания. При этом нет сведений о процессах взаимодействия сопряжения «кольцо-втулка» при малых скоростях движения, в момент прохождения продувочных окон втулок. В этом случае режим смазки не является гидродинамическим – в тонком смазочном слое с анизотропными свойствами возникает за счет структурирования молекул расклинивающее давление, препятствующее возникновению адгезионного контакта между поршневым кольцом и зеркалом цилиндра.

Отсутствие сведений о процессах трения при возникновении тонких пленок смазки, находящихся в анизотропном состоянии, являлось серьезным препятствием развития исследований в этом направлении. Полученные нами экспериментальные результаты

[4, 6] по величине расклинивающего давления в тонких пленках цилиндрического масла нефтяного происхождения с анизотропными свойствами на металлических поверхностях деталей ЦПГ и определение толщины этих пленок, позволяют решить задачу мониторинга и управления процессом трения сопряженных поверхностей при вышеуказанных условиях. Задача расчета и идентификации сигнала от вибрационного датчика, установленного на цилиндрической втулке, при прохождении продувочных окон цилиндра МОД при малых скоростях движения поршня не исследовалась и ставится нами впервые, поэтому исследования являются актуальными.

Цель работы – теоретический расчет частоты акустического сигнала от поршневого кольца при разделении сопряженных деталей «кольцо-втулка» тонкой пленкой смазки с анизотропными свойствами.

Проведенный анализ процессов трения показывает, что техническое состояние сопряжения «кольцо-втулка» во многом зависит от толщины смазочной пленки, разделяющей трущиеся поверхности. Для обеспечения работоспособности поршневых колец при малых скоростях движения необходимо, чтобы возникающее расклинивающее давление в тонких смазочных пленках с анизотропными свойствами компенсировало давление P со стороны кольца на втулку.

Рассмотрим типовой узел трения «кольцо-втулка». Пусть поршень с кольцом движется со скоростью V вдоль оси X (рис. 1).

В сопряжении «втулка-кольцо» выделим три участка: I – детали разделены слоем масла с объемными свойствами, II – детали разделены слоем масла, находящегося в анизотропном состоянии, III – адгезионный контакт кольца с втулкой.

Система уравнений для всех участков имеет следующий вид:

$$\begin{cases} \alpha P = A_{\Gamma} E_{\Gamma} \\ \beta P = A_{\beta} E_{\beta} \\ \gamma P = A_{\gamma} E_{\gamma} \end{cases}$$

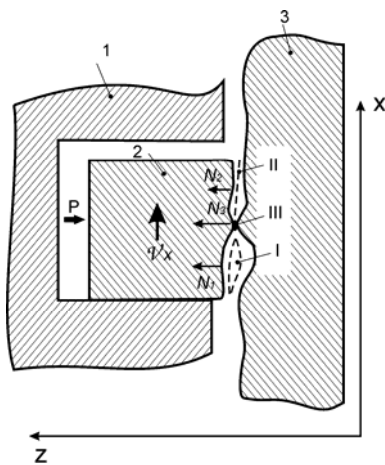


Рис. 1. Схема типового узла трения

где α , β , γ – весовые коэффициенты, отражающие часть нормальной нагрузки, воспринимаемой соответственно слоем масла, находящемся в анизотропном состоянии, металлическими выступами шероховатой поверхности и слоем масла с объемными свойствами, $\alpha + \beta + \gamma = 1$; P – сила нормального давления, $P = P\alpha + P\beta + P\gamma$; E_r , E_β , E_γ – соответствующие модули Юнга.

Площадь взаимодействия

$$A_c = A_r + A_\gamma + A_\beta,$$

где A_c – контурная площадь контакта, A_r – площадь контакта занятая слоем масла находящегося в анизотропном состоянии; A_γ – площадь контакта занятая слоем масла с объемными свойствами, A_β – площадь занятая фрикционным контактом.

Относительная деформация (сближение)

$$\varepsilon = \frac{\Delta h}{R_z}.$$

где Δh – сближение, R_z – максимальная высота неровностей поверхности.

Решая совместно приведенную выше систему уравнений, можно найти частоту соударений гребней шероховатостей при относительном смещении кольца.

Относительные деформации выступов, тонкого слоя смазки и объемной фазы смазки представлены ниже соответственно

$$\varepsilon_r = \frac{\alpha P}{A_r E_r}; \quad \varepsilon_\beta = \frac{\beta P}{A_\beta E_\beta}; \quad \varepsilon_\gamma = \frac{\gamma P}{A_\gamma E_\gamma}. \quad (1)$$

Решая относительно слоя смазки с анизотропными свойствами, получим:

$$\alpha = 1 - (\beta + \gamma) \Rightarrow \frac{\varepsilon_r A_r E_r}{P} = 1 - \frac{\varepsilon_\beta A_\beta E_\beta}{P} - \frac{\varepsilon_\gamma A_\gamma E_\gamma}{P} \quad (2)$$

или

$$\varepsilon_r A_r E_r = P - \varepsilon_\beta A_\beta E_\beta - \varepsilon_\gamma A_\gamma E_\gamma. \quad (3)$$

Учитывая [7], что

$$\begin{aligned} A_r &= A_c b \varepsilon^v; \\ A_\beta &= A_r \varepsilon^2 \operatorname{ctg}^2 \theta = A_c b \varepsilon^{v+2} \operatorname{ctg}^2 \theta, \end{aligned} \quad (4)$$

имеем

$$A_\gamma = A_c - A_r - A_\beta = A_c - A_c b \varepsilon^\nu - A_c b \varepsilon^{\nu+2} \operatorname{ctg}^2 \theta. \quad (5)$$

Тогда с учетом подстановки вышеприведенного:

$$\varepsilon_r A_c b \varepsilon^\nu E_r = P - \varepsilon_\beta A_c b \varepsilon^{\nu+2} \operatorname{ctg}^2 \theta E_\beta - \varepsilon_\gamma A_c (1 - b \varepsilon^\nu - b \varepsilon^{\nu+2} \operatorname{ctg}^2 \theta) E_\gamma. \quad (6)$$

Если принять во внимание, что

$$\varepsilon_r = \varepsilon_\beta = \varepsilon_\gamma = \varepsilon, \quad (7)$$

тогда выражение принимает следующий общий вид

$$P + A_c b \operatorname{ctg}^2 \theta (E_\gamma - E_\beta) \varepsilon^{\nu+3} + A_c b (E_\gamma - E_r) \varepsilon^{\nu+1} - A_c E_\gamma \varepsilon = 0. \quad (8)$$

Переходя к терминам давления и учитывая также, что $\nu = 3$, получим

$$\frac{P}{A_c} + b \operatorname{ctg}^2 \theta (E_\gamma - E_\beta) \varepsilon^6 + b (E_\gamma - E_r) \varepsilon^4 - E_\gamma \varepsilon = 0. \quad (9)$$

Поскольку E_γ на два порядка меньше соответствующих параметров для стали и слоя с анизотропными свойствами, то последнее выражение можно переписать в упрощенном виде практически без потери точности:

$$\frac{P}{A_c} - b \operatorname{ctg}^2 \theta E_\beta \varepsilon^6 - b E_r \varepsilon^4 - E_\gamma \varepsilon = 0, \quad (10)$$

Решая последнее уравнение, с учетом того, что E_r численно равно расклинивающему давлению в тонкой пленке цилиндрического масла с анизотропными свойствами Π_s , получим зависимость $\varepsilon(P)$, что представлено на графике (рис. 2).

Для расчета ε использованы результаты измерения расклинивающего давления, полученные авторами [5, 6]. Приведем некоторые полученные нами экспериментальные данные для тонких масляных пленок с анизотропными свойствами цилиндрического масла ENERGOLO CLO 50M на металлических поверхностях.

Зарождение пленок происходит при разных толщинах и давлениях в пленке в зависимости от материала [5, 6]. Пленка из объемной фазы на стали 35ХМА зарождается при толщине 280 нм, на стали 45 – при толщине 240 нм, на стали ШХ15 формируется при толщине 270 нм, на поверхности чугуна – при толщине 165 нм, а на белом слое – 300 нм.

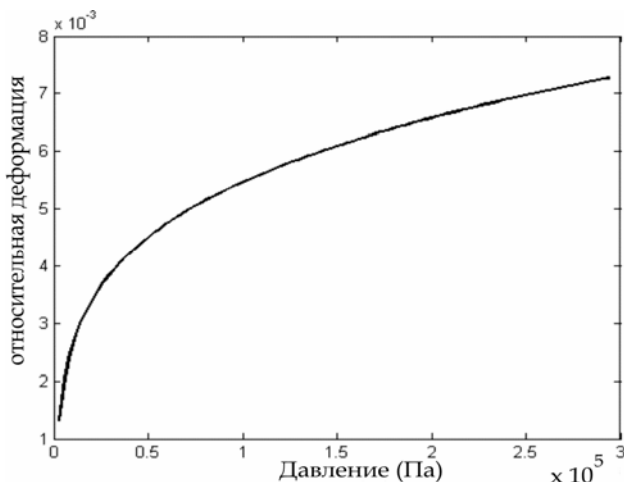


Рис. 2. Зависимость относительной деформации от давления

Резкое возрастание расклинивающего давления $P_s = 170$ МПа, на стали ШХ15А происходит при уменьшении толщины пленки до минимальной – 200 нм, для стали 35ХМА и стали 45 до $P_s = 140$ МПа, при уменьшении толщины пленки до минимальной – 160 нм. Максимальное расклинивающее давление для белого слоя на поверхности втулки равно $P_s = 410$ МПа.

Частоту акустического сигнала при взаимодействии сопряжения «кольцо-втулка» с учетом расклинивающего давления, возникающего в тонкой пленке цилиндрического масла, находим, подставляя значение ε в следующую формулу [7].

$$f_i = 10^4 b \varepsilon^{v-1} v_i, \quad (11)$$

где b и v – константы микрогеометрии поверхности, v_i – скорость поршня.

На рис. 3 представлена зависимость частоты акустического сигнала от нормального давления для полированной поверхности при малой скорости движения кольца.

Для исследованных поверхностей можно пользоваться средними значениями коэффициентов, приведенных в таблице 1 [7].

Известно [4], что на перемычках продувочных окон в результате эксплуатации образуется белый слой высокой твердости и с большей чистотой поверхности, чем при исходной обработке и равной $R_a = 0,4$. Поэтому изотермы расклинивающего давления также ис-

следовались на полированных поверхностях металлов при величине шероховатости $R_a = 0,4 \div 0,5$.

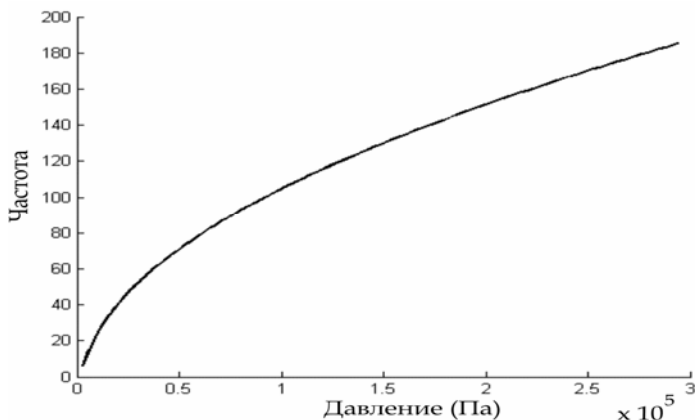


Рис. 3. Зависимость частоты акустического сигнала от нормального давления. Здесь $b = 5$, $v_i = 0,7$ м/с

Таблица 1. Значение коэффициентов b и v

Вид обработки	v	b
Точение, строгание, фрезерование	2	1–3
Шлифование	3	4–6
Полирование	3	5–10

Как следует из рис. 3, при нормальной работе поршневого кольца акустическая частота находится в пределах $0 - 200 \text{ с}^{-1}$. Дальнейшее увеличение частоты связано с ухудшением условий смазывания и требует регулирования подачи смазки, а в ряде случаев и выработки сигнала остановки работы двигателя.

Расчетные частотные характеристики акустического сигнала подтверждены экспериментально. Опытная проверка полученных результатов [8] проводилась на специально созданной в лаборатории установке и в дальнейшем, при внедрении устройства, на двигателе МАН В&W 7S 46МС-С непосредственно в рейсе.

Приведем пример из работы [8] по экспериментальному исследованию частоты акустического сигнала от кольца. Для одного из частных случаев частотная характеристика функционирования системы «кольцо-втулка» при наличии тонкого слоя смазки имеет вид, представленный на рис. 4. Из рисунка видно, что при незначитель-

ном нарушении смазки на отдельных перемычках частота сигнала равна $220 \div 240$ Гц, что требует увеличения подача смазки.

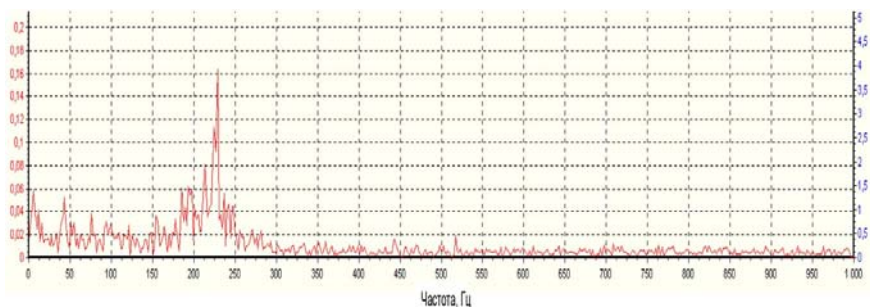


Рис. 4. Амплитудно-частотная характеристика сигнала при нарушении смазки на отдельных перемычках втулки цилиндра

Выводы.

В результате выполнения исследований установлено следующее.

Мониторинг и диагностирование технического состояния деталей ЦПП при организации технического обслуживания по состоянию может быть построен на идентификации непрерывно получаемых сигналов от вибрационных датчиков, установленных на цилиндрических втулках двигателя.

На основе предложенной модели узла трения выведено уравнение для расчета относительной деформации ε в зависимости от давления на кольцо, что позволило впервые рассчитать частоту акустического сигнала при прохождении продувочных окон с учетом расклинивающего давления в пленках смазки.

Таким образом, расчет акустической частоты при нормальной смазке, а также при ее нарушении может быть использован для разработки методики идентификации состояния работоспособности поршневого кольца.

Такая методика разработана, успешно прошла испытания и внедрена на двигателе МАН В&W 7S 46MC-C мощностью 9170 кВт, производства 2006 года, на т/х «Seine Highwax», что подтверждено соответствующим актом внедрения.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Ханмамедов С.А. Совершенствование функциональных свойств систем смазывания судовых энергетических установок. Дисс... докт. техн. наук. – Николаев; 1990. – С. 672.

2. Hellingman, G.J. and Barrow, S.: “Shipboard investigations with Selected Fuels of Tomorrow”, CIMAC 1981, Helsinki.
3. Neate R.J. and Barrow S.: “SIPWA-A Shipowner’s Point of View”, New Sulzer Diesel Ltd, December 1990.
4. Слободянюк Д.И. Совершенствование методов идентификации технического состояния поршневых колец судовых МОД / С.А. Ханмамедов, Д.И. Слободянюк // Судовые энергетические установки: сб. науч. тр. – 2011. – № 27. – Одесса: ОНМА. – С. 112-122.
5. Слободянюк Д.И. Экспериментальные изотермы расклинивающего давления в пленках цилиндрического масла и их применение для повышения надежности судового дизеля / С.А. Ханмамедов, Д.И. Слободянюк // Проблемы техники. – 2011. – №2. – С. 136–148.
6. Слободянюк Д.И. Изотермы расклинивающего давления в структурированной пленке цилиндрического масла судового дизеля / С.А. Ханмамедов, Д.И. Слободянюк, А.А. Горюк, К.С. Шакур // Проблемы техники. – 2011. – № 1. – С. 90-102.
7. Крагельский И.В. Трение и износ. – М.: Машиностроение, 1968. – 479 с.
8. Слободянюк Д.И. Совершенствование методики идентификации состояния поршневых колец МОД на основе экспериментального исследования частоты акустического сигнала // Проблемы техники. – 2012. – №3. – С. 69-74.

УДК 621.431.74.03-57

Богач В.М.
ОНМА

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ СМАЗЫВАНИЯ СОПРЯЖЕНИЙ ЦПГ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Практика эксплуатации судовых дизелей показывает, что обеспечение надежности их работы неразрывно связано с проблемой смазывания пары трения "поршневое кольцо – втулка цилиндра". Одним из важных вопросов, играющих первостепенную роль в определении срока службы кольца и втулки, является организации смазывания их трущихся поверхностей в соответствии с заданным режимом работы, сортом топлива и режимом охлаждения двигателя.

Расширение использования на судах длинноходовых малоразмерных двигателей, их форсирование, применение тяжелых сортов топлива с повышенным содержанием серы и сохранение при этом надежности и долговечности работы дизелей повышает актуальность вопросов организации смазывания сопряжений ЦПГ и требует оптимального их решения.

Появлением быстродействующих ЭВМ, интенсивно развивает вычислительное экспериментирование, которое требует описания исследуемого объекта с помощью уравнений (математических моделей).

До настоящего времени, несмотря на значительный период исследования систем смазывания цилиндров, нет теории, которая позволяла бы моделировать работу этих систем. Имеется очень незначительное количество исследований, в которых сделаны попытки, преследующие цель разработки модели процесса движения масла на последнем участке системы, а именно в канале цилиндрической втулки.

Для остальных составляющих масляной системы, таких как насос высокого давления (лубрикатор), нагнетательный трубопровод, штуцер, аккумулятор и др. вообще отсутствуют какие либо теоретические исследования.

Анализ исследований показывает, что пока нет общих методов анализа и единых критериев оценки поведения масла в системе и на зеркале ЦВ. Это не позволяет провести полноценный сравнительный анализ достоинств и недостатков эффективности и экономичности эксплуатации различных вариантов компоновки масляных систем.

Существующие математические модели движения масла в канале цилиндрической втулки дают возможность проводить анализ работы системы на частичных режимах, пользуясь едиными параметрами, одними и теми же критериями оценки, что позволяет корректно осуществлять сравнительный анализ поведения различных каналов, оценивать достоинства и недостатки каждого из них, проводить обоснованный выбор наиболее целесообразных вариантов.

Вместе с тем, в основе используемого математического аппарата лежат методы градиентного спуска, применение которых для решения задач проектирования сложных систем проблематично, а использование приближенных математических моделей оптимизируемых показателей сужает задачу и приводит к определенным потерям информации.

Предложенные в существующих исследованиях разработки имеют неплохое программное обеспечение, и позволяют решать определенный круг задач анализа поведения масла в выходном канале. В то же время им свойственны серьезные недостатки. Во-первых, с помощью созданных математической моделей можно исследовать поведение только конкретных конструктивных вариантов, на отдельных режимах, что не позволяет проводить обоснованных научных обобщений. Тем самым снижается научная ценность результатов проводимых исследований. Во-вторых эти модели рассматривают последний участок системы (канал в стенке втулки) в отрыве от всех остальных составляющих системы, что не дает возможности оценивать эффективность проводимой оптимизации.

Следовательно, опираясь на имеющиеся разработки, при существующем разнообразии возможных вариантов систем, большом количестве форм составных элементов возникают серьезные трудности при выборе рационального варианта компоновки системы, и правильного подбора ее составных элементов.

Таким образом, выбор, компоновка, исследование, проектирование и наладка масляных систем современных судов должны осуществляться на основе системного подхода. Необходимы единые методы анализа, единый математический аппарат исследования, единые критерии оценки качества работы как всего в целом, так и каждого его элемента в отдельности.

Важно иметь возможность прогнозировать важнейшие эксплуатационные показатели качества работы систем в целом, знать пути и способы их улучшения. При этом приходится решать вопросы опти-

мального проектирования этих сложных систем и оптимального управления ими. И в этом случае необходим системный подход, общие методы оптимизации.

Исследования, проводимые в ОНМА [1, 2], показывают, что имеется возможность дальнейшего улучшения процесса маслоподачи в цилиндры двигателей за счет совершенствования систем. Эксплуатационными испытаниями подтверждено, что совершенство процессов и систем дозированной подачи масла является эффективным направлением повышения экономических показателей работы судовых дизелей. В этой связи, исследование ранее неизвестных взаимосвязей процесса истечения масла с эффективностью его использования в ДВС, представляет собой актуальную задачу, необходимость решения которой вытекает из потребностей флота.

Как показывает анализ существующих исследований, практически не изучено движение масла за пределами каналов, а именно по поверхности зеркала цилиндровой втулки.

Течение масла по зеркалу цилиндра представляет собой стекание его по гладкой твердой поверхности, рис. 1а, под действием силы тяжести. Толщина пленки всегда оказывается значительно меньше ее ширины, и, следовательно, течение можно рассматривать как двумерное.

То же самое справедливо для случая, когда пленка стекает вниз по искривленной поверхности (при встрече с маслораспределительной канавкой), рис. 1б, при условии, что радиус кривизны много больше толщины пленки. Расход масла в такой пленке определяется соотношением его веса, вязкости и сил, действующих на поверхности раздела газ-жидкость.

Количественное описание такого течения считается исчерпывающим, если определены компоненты вектора скорости, давление в масле и толщина пленки. Эти характеристики могут быть получены с помощью решения основных уравнений меха-

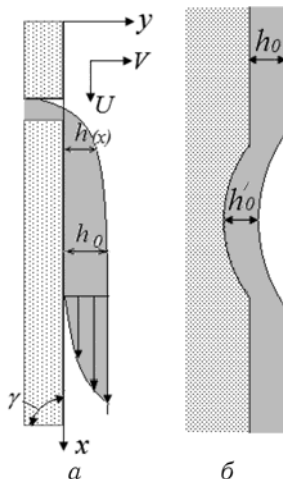


Рис. 1. Характер движения масла при свободном стекании по зеркалу ЦВ: а — по ровной поверхности; б — при наличии канавки

ники сплошных сред [3, 4], включающих уравнения переноса импульса, неразрывности и макроскопического баланса.

Математическое описание стекающих пленок основывается на физической модели, показанной на рис. 1. Пленка стекает вниз по твердой поверхности $y=0$, и математическая модель течения дается системой дифференциальных уравнений, связывающих компоненты вектора скорости u и v , давление p и толщину h . Для ньютоновской жидкости основными уравнениями, описывающими течение, являются уравнения Навье – Стокса, уравнение неразрывности и уравнение макроскопического баланса. Для вертикальной пленки масла на зеркале втулки угол наклона поверхности к горизонту $\gamma=90^\circ$.

Условия однозначности решения системы указанных уравнений представлены четырнадцатью начальными и граничными условиями. Учитывая стационарность течения, три начальных условия u , v и h становятся ненужными. То же самое можно сказать об одном из граничных условий для давления p , поскольку распределение его вдоль оси y всегда определяется с точностью до произвольной постоянной. Таким образом, необходимо задать десять граничных условий для функций $u(x,y,t)$, $v(x,y,t)$ и $p(x,y,t)$ или их производных при $x=0$ и $x=1$, а также при $y=0$ и $y=h(x,t)$.

Поскольку длина пленки значительно больше, чем ее толщина, существенно важны лишь асимптотические решения при $x \rightarrow \infty$ и, таким образом, граничные условия по продольной координате становятся ненужными. Следовательно, для решения задачи требуется лишь четыре граничных условия. Они выражают условие "прилипания" на твердой стенке $y=0$ и условия равновесия сил на межфазной поверхности газ-жидкость

$$\begin{aligned} y=0, \quad u=v=0, \\ y=h, \quad p_{nL}=p_\sigma+p_{nG}, \quad p_{\tau L}=p_{\tau G}, \\ u_{nG}=u_{nL}, \quad u_{\tau G}=u_{\tau L}, \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned} p_{nL} = -p - 2\mu \frac{1-h'^2}{1+h'^2} \frac{\partial u_L}{\partial x} - 2\mu \frac{h'}{1+h'^2} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right), \\ p_\sigma = \frac{\sigma h''}{(1+h'^2)^{3/2}}, \quad p_{\tau L} = \mu \frac{1-h'^2}{1+h'^2} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) - 4\mu \frac{h'}{1+h'^2} \frac{\partial u}{\partial x}. \end{aligned}$$

Верхний штрих здесь и всюду далее означает дифференцирование по x , нижний индекс G — принадлежность к газовой фазе, L — к жидкой, σ — коэффициент поверхностного натяжения жидкости, p_n и p_τ — нормальная и касательная компоненты тензора напряжений на межфазной поверхности, а p_σ — капиллярное давление.

Рассмотрим ламинарный режим течения пленки масла по поверхности зеркала цилиндра. Он может существовать при расходах, меньших, чем некоторое критическое значение, зависящее от свойств жидкости (поверхностного натяжения, вязкости), свойств твердой поверхности (например, ее шероховатости), наличия поверхностно-активных веществ (ПАВ) и т.п.

Волновые режимы по существу также являются ламинарными, и для них характерно, что волны распространяются вдоль пленки с фазовой скоростью, превышающей скорость частиц масла на поверхности. Установлено, что при $Re > Re_{кр}$ волны появляются на поверхности пленки лишь на определенном расстоянии от распределителя жидкости, которое называют линией начала волн.

Длина начальной безволновой области зависит от конструкции пары трения “кольцо-втулка” и наличия ПАВ. Она убывает с возрастанием числа Рейнольдса. Наличие загрязнений с поверхностно-активными свойствами, наоборот увеличивает эту область.

Вероятно, причиной появления возмущений, приводящих к развитию системы волн на поверхности пленки, является точка K (рис. 2, a), в которой осуществляется переход от режима течения между двумя параллельными твердыми стенками к течению со свободной поверхностью.

Ламинарное течение пленки масла является по существу установившимся, поскольку на ее поверхности отсутствуют волны. Такое течение может существовать на всем протяжении длины пленки (при достаточно малых числах Рейнольдса) или только на начальном участке. Экспериментальные результаты свидетельствуют о том, что безволновые пленки наблюдаются вплоть до $Re = 6$.

Установлено, что переход к турбулентному режиму происходит в диапазоне $250 < Re_{кр} > 500$. Это может быть объяснено переходной природой и свойствами поверхности волн.

Иногда для определения критического числа Рейнольдса используют экспериментальные данные по массопереносу в жидких пленках. Тем не менее, следует принять, что переходный режим, несомненно, существует. Следовательно, режим течения пленки масла следует рассматривать как турбулентный при $Re > 500$.

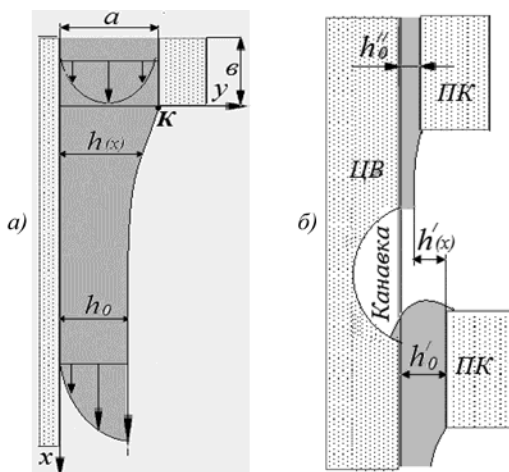


Рис. 2. Типы распределения масла между зеркалом и поршневым кольцом: *a* — на гладкой поверхности ЦВ; *б* — на поверхности ЦВ при встрече с канавкой

Математическая модель ламинарного течения пленки масла по зеркалу втулки получается из уравнений Навье – Стокса, неразрывности и макроскопического баланса (с учетом граничных условий) при условии, что

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial v}{\partial t} = \frac{\partial h}{\partial t} = 0 \quad (1)$$

Для решения гидродинамической задачи необходимо сформулировать два граничных условия по координате x . Первое из них (при $x=0$), как это следует из рис. 2, зависит от конструкции пары трения.

Рассмотрим два предельных случая: параболический профиль скорости (рис. 2) или однородный входной профиль (рис.1). Оба типа условия можно записать в виде

$$x=0, \quad u=u_0, \quad v=0, \quad p=const, \quad h=h'_0 - h''_0/l \quad (2)$$

где

$$u_0 = const, \quad \text{или} \quad u_0 = u_0(y).$$

Второе граничное условие выставляется на конце пленки. Оно зависит от способа удаления масла с поверхности. Поскольку обычно длина пленки l значительно превосходит ее толщину h , это граничное условие следует сформулировать при $x \rightarrow \infty$. Правда, такое

рассмотрение не может быть следствием априорной физической предпосылки, а дает лишь асимптотическое решение поставленной задачи при $x \rightarrow \infty$. Реально, можно использовать граничное условие при $x=l$, но это не повысит практической ценности решения.

Течение ламинарной пленки масла зависит от различных факторов, связанных как с объемными (угол наклона твердой поверхности, вязкость жидкости), так и с поверхностными динамическими воздействиями (движение прилегающего газа, поверхностная упругость, связанная с адсорбцией поверхностно-активных веществ и др.).

Поверхность стекающей жидкой пленки практически свободна от напряжений, если нет динамического взаимодействия (или оно пренебрежимо мало) с газом и если поверхностное натяжение постоянно вдоль всей длины пленки.

В этом случае граничное условие существенно упрощается вследствие того, что

$$p_{nG} = 0, \quad p_{\tau G} = 0. \quad (3)$$

Течение пленки со свободной поверхностью изображено на рис. 3а. Масло истекает через щель шириной a , и в зависимости от расхода Q , конструкции распределителя и длины щели b могут быть реализованы различные варианты входного профиля скорости пленки. При $b > 0,08aRe$ реализуется развитый параболический профиль.

При достаточно длинных пленках ($l \geq h$), распределение скорости получается как решение задачи с граничным условием (2) и учетом соотношений (1) и (3). Задача представляется в безразмерном виде с помощью следующих переменных:

$$\begin{aligned} X &= \frac{x}{l_0}, & Y &= \frac{y}{h'_0 - h''_0}, & U &= \frac{u}{\bar{u}}, & V &= \frac{v}{\varepsilon_0 \bar{u}}, \\ P &= \frac{p}{\rho \bar{u}^2}, & H &= \frac{h}{h'_0 - h''_0}, & \varepsilon_0 &= \frac{h'_0 - h''_0}{l_0}. \end{aligned} \quad (4)$$

Здесь $h'_0 - h''_0$ и $\bar{u} = Q / (h'_0 - h''_0)$ обозначают среднюю толщину пленки и осредненную по поперечному сечению пленки скорость жидкости.

Подстановка соотношений (1), (3) и (4) в исходные уравнения приводит к следующей краевой задаче, сформулированной в безразмерных переменных:

$$\varepsilon_0 \left(U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} \right) + \varepsilon_0 \frac{\partial P}{\partial X} = \frac{1}{Fr} + \frac{1}{Re} \left(\varepsilon_0^2 \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right), \quad (5)$$

$$\varepsilon_0^2 \left(U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} \right) + \frac{\partial P}{\partial Y} = \frac{\varepsilon_0}{Re} \left(\varepsilon_0^2 \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right), \quad (6)$$

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0, \quad (7)$$

$$H' = (V/U)_{Y=H}, \quad (8)$$

$$Y = 0, \quad U = V = 0, \quad (9)$$

$$Y = H, \quad P + \frac{\varepsilon_0^2 H''}{We(1 + \varepsilon_0^2 H'^2)^{3/2}} + \frac{2\varepsilon_0}{Re} \frac{1 - \varepsilon_0^2 H'^2}{1 + \varepsilon_0^2 H'^2} \frac{\partial U}{\partial X} + \quad (10)$$

$$+ \frac{2\varepsilon_0}{Re} \frac{H'}{1 + \varepsilon_0^2 H'^2} \left(\frac{\partial U}{\partial Y} + \varepsilon_0^2 \frac{\partial V}{\partial X} \right) = 0,$$

$$Y = H, \quad \frac{\partial U}{\partial Y} + \varepsilon_0^2 \frac{\partial V}{\partial X} - \varepsilon_0^2 \frac{4H'}{1 - \varepsilon_0^2 H'^2} \frac{\partial U}{\partial X} = 0, \quad (11)$$

Решение задачи можно получить, добавляя к указанной системе уравнений граничные условия при $X=0$ и $x \rightarrow \infty$. Последнее можно уточнить, решая систему (5) - (11) в нулевом приближении по ε_0 :

$$\frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} = -\frac{Re}{Fr}, \quad \frac{\partial P}{\partial Y} = 0, \quad \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0,$$

$$Y = 0, \quad U = V = 0,$$

$$Y = H, \quad P = 0, \quad \frac{\partial U}{\partial Y} = 0, \quad H'U - V = 0.$$

Это решение выписывается непосредственно:

$$U = \frac{Re}{Fr} (Y - Y^2/2), \quad V \equiv 0, \quad P \equiv 0, \quad H \equiv 1. \quad (12)$$

Подстановка истинных значений величин дает следующее выражение для расчета скорости течения пленки масла по зеркалу:

$$u = \bar{u} \frac{g(h'_0 - h''_0)^3}{Q\nu} \left(\frac{y}{h'_0 - h''_0} - \frac{y^2}{2(h'_0 - h''_0)^2} \right).$$

Численное решение системы (5) – (11) показало, что уравнение (12) справедливо, если $l_0 \geq Re h_0$. Экспериментальная проверка этих результатов обычно осуществляется измерением поверхностной скорости, профиля скорости и толщины пленки.

На лабораторном стенде окна камеры и использование прозрачных участков нагнетательного тракта позволяли вести визуальные наблюдения за быстротекущими процессами как в канале, так и за его пределами — на зеркале цилиндра. Для визуального наблюдения за процессом маслоподачи в цилиндр, в общую схему стенда включена скоростная кинокамера.

Следует отметить, что в работах посвященных данному вопросу не учтены такие факторы как влияние ПАВ или движение газа, а применительно к судовым двигателям необходимо учитывать также наличие маслораспределительных канавок на зеркале ЦВ. Как видно из рис. 3б, при движении поршневых колец мимо канавок масляная пленка разрушается (частично или полностью), что значительно ухудшает условия смазывания пары трения “кольцо – втулка”.

Имеются исследования, из которых достаточно четко просматривается отрицательное влияние канавок на эффективность работы системы смазывания. При изучении влияния прорыва газов на тепловое состояние ЦПГ двигателей Зульцер RND оказалось, что при наличии смазочных канавок максимальная температура под верхним поршневым кольцом на 50° выше, чем без них. Максимальная температура втулки при тех же условиях отличалась на 20° .

Известно, что с ростом температуры интенсифицируются процессы окисления углеводородов масла. С некоторого уровня в нем возрастает содержание смол, асфальтенов, карбенов, карбоидов и оксикислот, из которых последние при дальнейшем нагревании в присутствии кислорода конденсируются в клейкообразную массу, покрывающую поверхности ЦПГ лаковой пленкой. Являясь плохим проводником, лак нарушает условия теплопередачи. В связи с этим вопрос о целесообразности канавок заслуживает отдельных исследований.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Богач В.М. Математическое описание процесса движения масла в лубрикаторе// Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – №2. – Одесса: ОГМА.
2. Богач В.М., Попов В.Г., Задорожный А.А. Численное моделирование процесса маслоподачи // Судовые энергетические

- установки: науч.-техн. сб. – 2000. – Вып. 5. – Одесса: ОГМА. – С. 18-22.
3. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 2003. – 904 с.
 4. Тарг С.М. Основные задачи теории ламинарных течений. – М.: Гос. изд-во технико-теорет. лит-ры, 1951. – 100 с.

УДК 621.313.3

Козырев И.П.
ОНМА

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ СУДОВОЙ ВАЛОГЕНЕРАТОРНОЙ УСТАНОВКИ С УЧЕТОМ ВОЛНЕНИЯ МОРЯ

Эффективная эксплуатация электроэнергетических установок существенно зависит от качества работы систем управления их основными параметрами. Для судовых электростанций, состоящих из нескольких дизель-генераторных установок и валогенератора, к таким относятся выходные параметры: напряжение, частота вращения, активная и реактивная нагрузка, амплитуда обменных колебаний мощности при параллельной работе.

Причиной возникающих периодических процессов в системах стабилизации частоты при автономной работе, а также обменных колебаний активной мощности между дизель-генераторами при параллельной работе является несовершенство их систем стабилизации частоты вращения. Динамическая нестабильность частоты вращения приводных двигателей судовых электрогенераторов особенно сильно проявляется при их параллельной работе. Известно [1, 2], что наличие даже небольших колебаний в системе регулирования частоты при автономной работе дизель-генераторов приводит к возникновению существенных обменных колебаний активной мощности при параллельной работе.

Периодические колебания вала приводного двигателя электрогенератора вызваны тремя причинами: пульсациями движущего момента от работы ограниченного количества цилиндров двигателя; автоколебаниями, связанными с нелинейностями в контуре регулирования частоты вращения; вынужденными колебаниями гребного вала главного двигателя вследствие волнения моря и периодического изменения момента сопротивления гребному винту (для валогенераторов).

Нестабильность частоты вращения, связанная с преобразованием теплоэнергетических процессов в цилиндрах дизеля, является периодическим процессом с количеством колебаний за один оборот вала, равным количеству цилиндров. Поэтому частота периодических колебаний вала привода генератора является высокой и сравнимой с периодом генерируемого переменного тока.

Другой причиной периодических колебаний вала дизеля являются автоколебания в системе стабилизации частоты вращения. Под

автоколебаниями здесь понимается процесс незатухающих колебаний с постоянной амплитудой и частотой, вызванный внутренними свойствами системы регулирования. Такие процессы возникают в системах, линейная часть которых обладает колебательными свойствами с низкой степенью затухания [3]. Известно, что наличие в замкнутом контуре регулирования нелинейных элементов типа «люфт» или «сухое трение» приводит к автоколебаниям.

Технологические особенности конструкции топливной аппаратуры дизеля не позволяют полностью устранить эти нелинейности в механических частях регулятора частоты и в топливной аппаратуре. Причем, это касается как гидравлических, так и электронных регуляторов частоты вращения двигателя, а также современных систем электронного управления форсунками, т.к. сохраняются механические устройства управления впрыском топлива в цилиндры дизеля.

Третьей причиной колебаний частоты вращения для валогенератора является периодические изменения момента сопротивления гребному винту вследствие волнения моря.

Это изменение момента $M_v(t)$ передается на вал главного двигателя, с которым непосредственно соединен валогенератор.

На гребном валу судна взаимодействует несколько моментов: движущий момент главного двигателя $M_d(t)$, момент сопротивления гребного винта $M_b(t)$, электромагнитный момент сопротивления валогенератора $M_r(t)$. Момент сопротивления гребного винта $M_b(t)$ при волнении моря складывается из момента упора винта $M_u(t)$, определяемого его вращением, и периодического момента $M_v(t)$, связанного с волнением моря: $M_c = M_u + M_v$.

Баланс движущего момента главного двигателя и моментов сопротивления определяет частоту вращения ω гребного вала:

$$J_d \frac{d\omega(t)}{dt} = M_d(t) - M_b(t) - M_v(t) - M_r(t), \quad (1)$$

где J_d — момент инерции масс, приведенный к валу главного двигателя.

Волновая составляющая момента сопротивления винта $M_v(t)$ в (1) вызвана ветровым волнением моря. Во время качки судна изменяется геометрическое положение оси погруженного винта относительно среднего уровня моря [4].

При этом вертикальное положение оси винта судна является результатом сложения бортовой и килевой качки судна, наложен-

ной на изменение уровня воды за кормой вследствие кормовой качки.

Связь между характеристиками ветрового волнения, параметрами волны и качки судна с гармоническим моментом сопротивления винта $M_v(t)$ является сложной нелинейной функцией, однако может рассматриваться как однозначная зависимость между волновыми воздействиями и параметрами спектра гармонического момента $M_v(t)$.

При исследовании процессов, связанных с волнением моря рассматривают регулярное и нерегулярное волнение.

При нерегулярном волнении уравнение волновой поверхности $\eta(t)$ может быть представлено в виде волнового пакета, содержащего n регулярных волн с высотой h_i , частотой ω_i и фазовым сдвигом ϕ_i :

$$\eta(t) = \sum_{i=1}^n \frac{h_i}{2} \cos(\omega_i t + \phi_i).$$

Как показано в работе [4], приближенное представление нерегулярного волнения может состоять из центральной волны с наибольшей высотой и нескольких гармонических волн с другими частотами (в среднем от 4 до 10), амплитуды которых подчиняются усеченному нормальному закону распределения.

На рис. 1 приведен пример нерегулярной волны и ее частотный спектр, состоящей из центральной волны и четырех симметричных боковых составляющих:

$$\eta(t) = 0.01 \sin(t) + 0.02 \sin(2t) + 0.1 \sin(5t) + 0.02 \sin(7t) + 0.01 \sin(9t).$$

В качестве базовой амплитуды волны принят момент сопротивления, соответствующий номинальной нагрузке валогенератора.

На работу валогенератора волнение моря оказывает влияние гармоническим изменением момента сопротивления, который при нерегулярном волнении можно представить волновым пакетом:

$$M_v(t) = \sum_{i=1}^n M_{vi} \sin(\omega_i t + \phi_i). \quad (2)$$

Рассмотрим работу валогенератора при изменении момента сопротивления на валу гребного двигателя при изменении электрической нагрузки генератора и периодических колебаниях момента от морских волн.

Функциональная блок-схема рассматриваемой электроэнергетической установки приведена на рис. 2. В данном случае рассматривается судовая энергетическая установка с винтом регулируемо-

го шага, двигатель которой работает с постоянной частотой вращения.

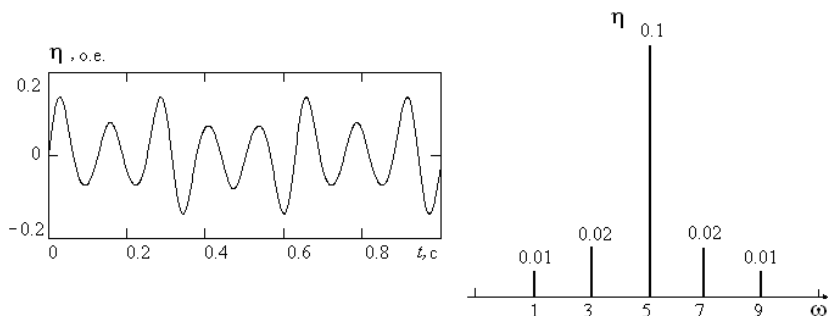


Рис. 1. Пример нерегулярной волны, состоящей из волнового пакета пяти составляющих

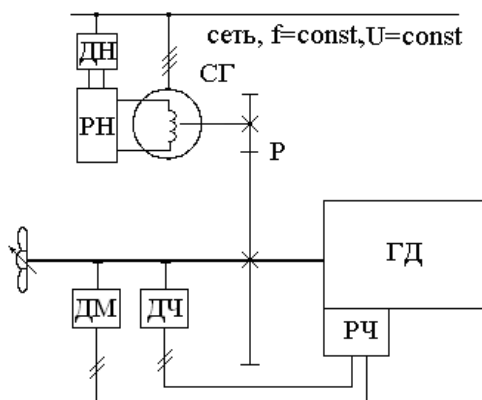


Рис. 2. Схема валогенераторной установки:

ГД – главный двигатель; СГ – синхронный генератор; Р – редуктор;
РН – регулятор напряжения; РЧ – регулятор частоты вращения;
ДН – датчик напряжения; ДЧ – датчик частоты вращения;
ДМ – датчик момента

Традиционная судовая схема электроэнергетической установки с валогенератором на судне с винтом регулируемого шага не имеет датчика момента. Система регулирования частоты вращения содержит датчик частоты вращения в виде тахогенератора или оптического или магнитно-электрического преобразователя количества импульсов за один оборот вала в аналоговое напряжение. В традици-

онных гидравлических регуляторах частоты вращения используется центробежный чувствительный элемент частоты вращения.

Регулятор частоты вращения преобразует рассогласование ε между заданной ω_0 и фактической частотой ω , в положение топливной рейки h и подачу топлива, обеспечивающее соответствующий движущий момент дизеля M_d . В модели сделано допущение о пропорциональной зависимости между положением топливной рейки h и движущим моментом дизеля M_d .

Пульсирующий характер момента M_d вследствие всплесков топлива в цилиндрах в этом исследовании не учитывается с целью изучения влияния параметров системы регулирования частоты и вынужденных колебаний, вызванных волнением моря.

Электронный и гидравлический регуляторы частоты вращения описываются разными передаточными функциями. Электронный регулятор можно представить аperiодическим звеном первого порядка

$$W_{\omega}(p) = \frac{K_{\omega}}{T_{\omega}p + 1}$$

и соответствующим уравнением

$$T_{\omega} \frac{dh}{dt} = K_{\omega} \varepsilon - h, \quad (3)$$

где K_{ω} , T_{ω} — коэффициент усиления пропорционального регулятора и постоянная времени исполнительного механизма.

Гидравлический регулятор с исполнительным сервомотором, охваченным жесткой и изодромной обратными связями, можно представить следующими уравнениями [5]:

$$\begin{aligned} T_c \frac{dh}{dt} &= K_h \varepsilon - x - K_{oc} h; \\ T_n \frac{dx}{dt} &= K_n \frac{dh}{dt} - x, \end{aligned} \quad (4)$$

где K_h, K_{oc}, K_n — коэффициенты усиления, жесткой и изодромной обратных связей, T_c, T_n — постоянные времени сервомотора и изодрома, x — выходной сигнал изодрома.

Передаточная функция, соответствующая уравнениям (4), имеет вид

$$W_{\omega}(p) = \frac{(T_n p + 1) K_h}{T_n T_c p^2 + (T_n K_{oc} + T_c + K_h) p + K_{oc}}.$$

Система стабилизации частоты вращения работает по принципу отклонения и в общепринятых судовых системах используется пропорциональный или пропорционально-интегральный закон управления.

Как показывают экспериментальные исследования, выполненные диссертантом на судах, и исследования на разработанной модели валогенераторной установки полностью устранить колебания частоты вращения не удастся. Уменьшение влияния волновых колебаний гребного вала достигается за счет увеличения коэффициента усиления пропорционального регулятора, однако это ведет к снижению устойчивости системы регулирования. Введение интегральной составляющей в закон управления еще больше снижает устойчивость и не решает проблемы волновых колебаний.

Как известно из теории инвариантности, кардинально уменьшить периодические колебания гребного вала можно, если ввести дополнительный канал управления, компенсирующий возмущающее воздействие, рис. 2 и 3.

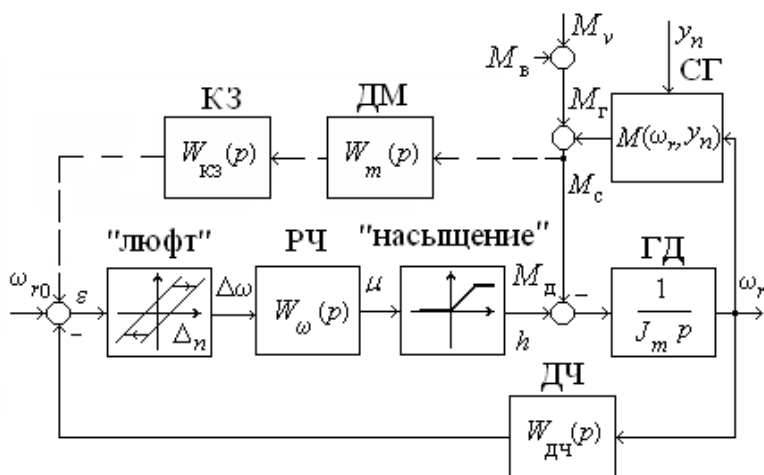


Рис. 3. Структурная схема системы регулирования частоты вращения главного двигателя с каналом управления по возмущению

Техническая реализация такого управления предполагает установку на гребном валу датчика момента (ДМ) и корректирующего звена (КЗ). В качестве датчика может быть использован известный тензометрический датчик, установленный непосредственно на гребном валу.

Анализ структурной схемы (см. рис. 3) показывает, что при регулировании частоты вращения по комбинированному принципу, для компенсации действия гармонического момента M_c , необходимо, чтобы передаточная функция $W_B(p) = W_m(p)W_{кз}(p)$ по каналу возмущения была равна обратной передаточной функции по каналу управления $W_\omega(p)$:

$$W_B(p) = \frac{1}{W_\omega(p)}.$$

Моделирование процесса включения нагрузки на валогенератор при нерегулярном волнении и компенсации периодического волнового момента по выражению (6) приведено на рис. 4, б.

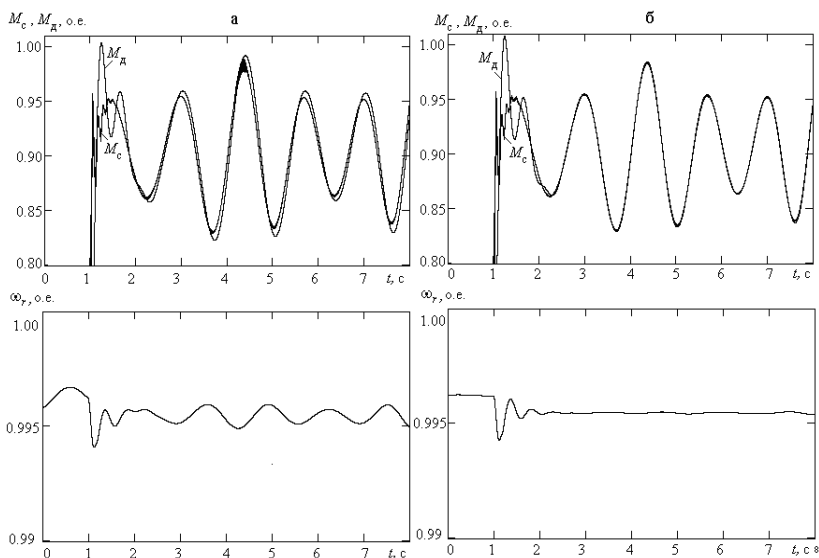


Рис. 4. Стабилизация частоты вращения гребного вала при нерегулярном волнении и изменении нагрузки валогенератора: а – система без компенсации момента сопротивления; б – система с компенсацией гармонического волнения моря

Таким образом, сравнение переходных процессов на рис. 4, а и рис.4, б показывает, что в первом случае не удастся добиться полного равенства момента сопротивления M_c и движущего момента M_d , что приводит к нерегулярным колебаниям частоты вращения ω , гребного вала. Во втором случае вводится компенсирующее воздей-

ствие по выражению (6), что позволяет после переходного процесса включения нагрузки уравнивать моменты M_c и M_d . В результате частота вращения валогенератора оказывается инвариантной относительно волновых колебаний момента сопротивления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Болотин Б.И. Инженерные методы расчетов устойчивости судовых автоматизированных электростанций / В.Л. Вайнер – Л.: Судостроение, 1974. – 332 с.
2. Вишневский Л.В. Расчет параметров автоколебаний в системе стабилизации частоты судового генератора / А.М. Веретенник // Электромашинобудування та електрообладнання. – К.: Техніка, 2005. – Вип. 64. – С. 28-32.
3. Сыромятников В.Ф. Эксплуатация систем автоматического регулирования судовых силовых установок. – М.: Транспорт, 1975. – 272 с.
4. Суворов П.С. Оценка ходкости судна при нерегулярном волнении / Т.В. Тарасенко // Автоматизация судовых технических средств. – Одесса: ОНМА, 2010. – Вып. 16. – С. 96-110.
5. Баранов А.П. Судовые автоматизированные электроэнергетические системы. – М.: Транспорт, 1988. – 328 с.

УДК 629.123

Бендеберя Ф.А., Старостин С.Н., Осташко Е.А., Леонов В.В., ОНМУ,
Маслов И.З., Зуев С.В., ОНМА

МЕТОД ОЦЕНКИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ГРАНИЦ НЕУСТОЙЧИВОСТИ РАБОТЫ ГИБКИХ ТРУБОПРОВОДОВ

В настоящее время проблемы, связанные с использованием гибких трубопроводов и тросов, весьма актуальны, поскольку они используются в широком диапазоне судовых технологий. В некоторых случаях высокие скорости набегающего потока могут приводить к опасным вынужденным колебаниям троса вплоть до разрушения мест его соединений с другими гибкими судовыми конструкциями.

Вопрос о выборе длины троса или гибкого трубопровода, уходящего под воду, является одним из определяющих. Возможны случаи, когда неправильно выбранные и назначенные режимы буксировки будут приводить к авариям из-за возникающих больших колебаний троса. Предотвращение таких колебаний возможно только в том случае, когда известна зависимость их частотного спектра от силовых или кинематических нагрузок со стороны набегающего потока.

Правильность проектирования гибких трубопроводов хорошо характеризуется статистическим анализом отказов, связанных с нарушением нормальной работы в системе питания двигателей. Около 25% отказов связано с нарушениями герметичности или выходом из строя шлангов в топливной, воздушной или гидравлической системах [1]. Повышение мощности судовых двигателей напрямую связано с ростом параметров потока в жестких и гибких трубопроводах, а следовательно требует при расчетах на прочность и жесткость учета всех параметров физического взаимодействия потока жидкости со стенками трубопровода. Параметры жидкости, допустимые для прямолинейного участка, могут быть недопустимо критическими в случае криволинейных участков или на локальных поворотах трубы.

При проведении исследований под гибким трубопроводом подразумевался пустотелый стержень с различной формой поперечного сечения. Чаще всего используется поперечное сечение в виде круга — цилиндрический трубопровод. С точки зрения механики трубопроводов жесткий трубопровод отличается от гибкого трубопровода или троса только наличием изгибной и крутильной жесткости.

На рис. 1 показаны подводные конструкции, использующие тросы. В обоих случаях на тросах закреплены сосредоточенные массы. Они обычно характеризуются плохообтекаемыми формами, что, начиная с определенных значений скоростей, неизменно приводит к образованию и срыву с их поверхностей вихрей и, как следствие, к возникновению автоколебаний.

Основной задачей при использовании тросов и гибких труб является определение их равновесной пространственной формы в потоке. Такая форма осевой линии стержня в большинстве случаев является пространственной кривой, которая при больших скоростях набегающего потока значительно отличается от равновесной формы в неподвижном потоке [1, 2]. Форма стержня также имеет особое значение. На рис. 2 показаны четыре характерных сечения — эллипс, круг, квадрат и треугольник. Как видно, гидродинамический момент не возникает только в случае цилиндрического стержня. Во всех остальных случаях при произвольной ориентации одной из главной осей инерции поперечного сечения стержня относительно направления вектора скорости набегающего потока возникают гидродинамические моменты.

Вектор гидродинамического момента может быть представлен в виде

$$\vec{M} = \vec{M}_{вр} \vec{e}_1 = \frac{1}{2} C_m \rho d v_n^2 \vec{e}_1, \quad (1)$$

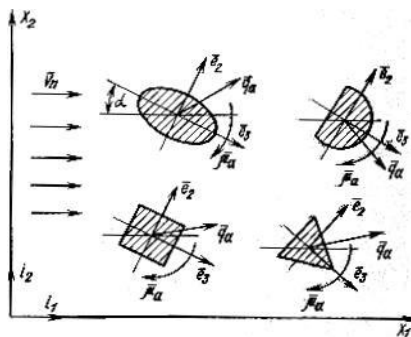


Рис. 2. Влияние формы стержня на характер взаимодействия с потоком

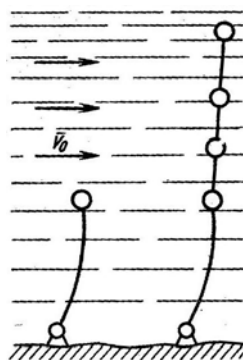


Рис. 1. Тросы на подводных конструкциях

где $\vec{M}_{вр}$ — крутящий момент; C_m — гидродинамический коэффициент, определяемый углом атаки потока.

Отдельным классом задач являются случаи, когда рассчитывается гибкий трубопровод, используемый при бункеровке судна в открытом море или при перевалке жидкого груза с одного судна на другое. В этом слу-

чае помимо статической нагрузки, которую испытывает гибкий трубопровод со стороны внешних потоков — воздуха и морской воды — также присутствует динамическая нагрузка со стороны движущегося внутреннего потока топлива или жидкого груза.

Скорость потока внутри трубопровода неизменно продуцирует дополнительные распределенные силы вдоль всего трубопровода. Они нагружают гибкий трубопровод, изменяя при этом его частоты колебаний. Такое изменение частоты в конкретных инженерных приложениях необходимо обязательно учитывать с целью предотвращения возможных резонансных режимов. Источником резонанса может быть частота пульсации насоса, дающая транспортируемому потоку переменные (периодические) составляющие скорости и давления, которые при определенных сочетаниях параметров гибкого трубопровода и потока приведут к возникновению параметрических колебаний. Такие колебания особенно опасны для гибких трубопроводов, характеризующихся малыми изгибными и крутильными жесткостями.

Параметрические колебания провисающих гибких трубопроводов всегда являются вынужденными, если они вызываются пульсирующими составляющими набегающего внешнего потока. Аналогичным образом это явление имеет место и в случае взаимодействия с потоком криволинейных трубопроводов или тросов. В настоящее время при расчетах механических нагрузок трубопроводов не учитываются галопирующие колебания [1]. Они определяются критической скоростью потока, зависящей от геометрии трубы, и возникают при больших растягивающих усилиях, у которых постоянная и периодическая составляющая зависят от аэродинамических сил.

Отдельным видом гибкого трубопровода является всасывающая грунтозаборная труба на судах дноуглубительного флота. Она показана на схематическом рисунке 3. Специфической особенностью ее эксплуатации является переменность состава жидкой пульпы. Жидкость, движущаяся с частицами грунта, имеет случайную и переменную массу, приходящуюся на единицу длины трубы. В этом случае состояние равнове-

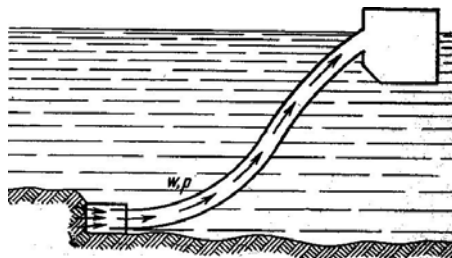


Рис. 3. Схема забора грунта

сия в таком гибком трубопроводе при эксплуатации никогда не достигается. Аналогичная проблема характерна для всех рефулерных трубопроводов как надводных, так и подводных.

Большое практическое значение имеют задачи о колебании троса или гибкого трубопровода внутри пространства, заполненного жидкостью. В этом случае необходимо производить расчеты с учетом присоединенной массы жидкости. Пример такой задачи показан на рис. 4.

Рассматривая эксплуатацию гибких трубопроводов, следует к числу основных причин, вызывающих их колебания, отнести следующие:

- переменные составляющие потока, двигающегося внутри трубы, т.е. пульсирующее давление и локальные изменения эпюры скорости потока по длине гибкого трубопровода;
- вибрации конечных и промежуточных элементов закрепления гибкого трубопровода;
- гидро- или аэродинамические процессы вихреобразования, приводящие к отрыву вихрей с поверхности трубы.

В связи с этими факторами давление в потоке жидкости внутри гибкого трубопровода необходимо рассматривать в виде суммы трех составляющих

$$P = P_0 + P_1 + P_2, \quad (2)$$

где P_0 — давление в неподвижном трубопроводе при движении жидкости на стационарном режиме; P_1 — дополнительное давление в жидкости при неподвижном трубопроводе, которое вызывается работой нагнетательного оборудования (насоса, компрессора и т.д.); P_2 — давление, которое возникает в потоке из-за переносных сил инерции, т.е. от колебания трубопровода.

При рассмотрении физических принципов работы гибких трубопроводов, подвергающихся внешним воздействиям со стороны окружающей жидкости, следует учитывать возможность перехода при определенной комбинации критических параметров системы к неустойчивым колебаниям. Обычно такая система характеризуется наличием нескольких степеней свободы с периодически изменяю-

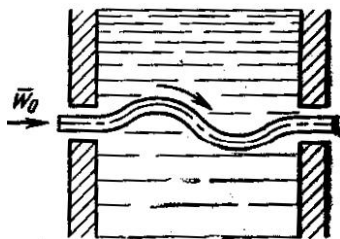


Рис. 4. Колебание трубы с присоединенной массой

щимися коэффициентами в линейных уравнениях колебательного движения.

Положительный эффект при колебаниях трубопроводов оказывают диссипативные процессы. В силу потерь энергии области неустойчивой работы трубопроводов и тросов при параметрических колебаниях значительно уменьшаются. Опасные колебания реализуются только при высоких значениях амплитуд переменных составляющих набегающего потока. Пример подобного сужения области неустойчивости показан на рис. 5, где двойная штриховка соответствует расчетным данным с учетом сил вязкого трения, а одинарная — расчету без учета диссипативных слагаемых [1].

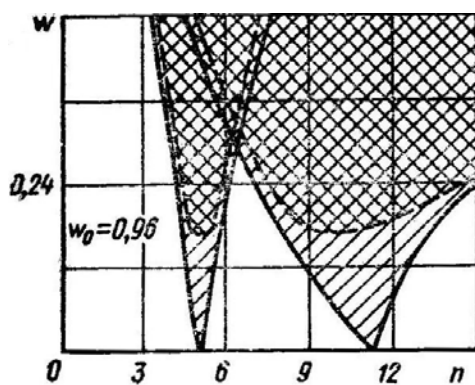


Рис. 5. Зависимость частоты колебаний гибкого трубопровода от скорости набегающего потока

В ходе исследований был выполнен анализ судовых технологических схем крепления тросов и гибких труб. Согласно результатам работы [1] характер крепления концов тросов оказывает существенное значение на осевые усилия, которые возникают в них при эксплуатации. Зависимости подвержены также максимальные значения осевых усилий. Этот вывод наглядно демонстрируется рисунком 6 [1], на котором для угла атаки потока

$\alpha = 45^\circ$ показаны соответствующие равновесным формам тросов зависимости осевых усилий Q_1 от безразмерной координаты их смещения $\varepsilon = S/l$ (смещение троса по отношению к его длине). Приведенные на рис. 6,а и 6,б четыре графика соответствуют различным амплитудным значениям безразмерных аэродинамических сил q_i .

Из-за свойства неконсервативности системы “поток-трубопровод” возможен выход на режим автоколебаний гибких трубопроводов. В этом случае возникающие гидро- или аэродинамические силы, зависящие от движения трубопровода, могут приводить к неустойчивым режимам малых колебаний. При определенной комбинации параметров набегающего внешнего потока и нагрузки гибкого трубопровода при малых колебаниях может наблюдаться резкий

рост амплитуд колебаний, и вся система станет динамически неустойчивой.

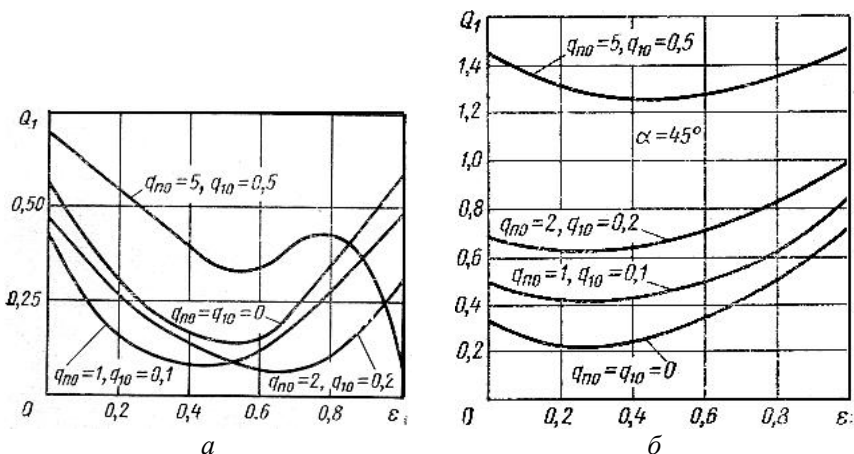


Рис. 6 Осевые усилия в тросах: *a* — безразмерная начальная и конечная нагрузки соответственно равны: $X_{1k} = 0,5$ и $X_{2k} = 0$; *б* — безразмерная начальная и конечная нагрузки соответственно равны: $X_{1k} = 0,7$ и $X_{2k} = 0,4$

На каждый элемент гибкого трубопровода единичной длины при его обтекании потоком вязкой жидкости действуют три силы. Они являются проекциями вектора гидродинамической силы реакции потока и представляют собой:

F_X — вектор распределенной гидродинамической силы лобового сопротивления, лежащий в плоскости, которая является перпендикулярной к оси симметрии трубы;

F_Y — вектор подъемной силы, перпендикулярной к вектору F_X ;

$F_{тр}$ — вектор гидродинамической силы, направленной по касательной к оси симметрии трубопровода.

При расчете силовой нагрузки потока на гибкий трубопровод основная проблема заключается в зависимости рассчитываемых сил при больших перемещениях стержня от первых производных этих перемещений. Такая зависимость определяется изменением ориентации элементов трубопровода по отношению к набегающему потоку.

Все динамические характеристики гибких трубопроводов и их критические параметры, т.е. сочетание между параметрами конструкции и параметрами потока, приводящее к неустойчивым режимам колебаний, определяются начальным напряженным состоянием.

Оно, в первую очередь, определяется действием гидродинамических или аэродинамических сил, действующих на трубопровод в его текущем уравновешенном состоянии. Изменение такого состояния, например, при смещении потоком трубопровода в новое положение и проявлении в этом случае силы тяжести возникающее равновесие будет характеризоваться уже своим новым напряженным состоянием. Для него уже будет наблюдаться совсем другое осевое усилие и, следовательно, отличающийся спектр частот колебаний.

Методика расчета рабочего процесса использования тросов и гибких трубопроводов всегда должна базироваться на определении критических параметров потока, при которых система "поток-трубопровод" становится динамически неустойчивой. В применении к процессу буксировки с использованием тросов таким критическим параметром будет являться предельно допустимая скорость буксировки. Расчет должен базироваться на уравнениях возмущенного движения, т.е. на линейных уравнениях малых колебаний.

При проведении теоретических исследований был модифицирован метод расчета эксплуатационных характеристик работы гибкого трубопровода при его параметрических колебаниях. Чаще этот метод называют методом Релея. Его использование подразумевает оценку связи между критическими параметрами системы при ее параметрических колебаниях. При этом сами колебания описываются периодическими функциями с неизменным периодом.

В соответствии с результатами работы [1] в неподвижной системе координат моделирование гибкого трубопровода с колебанием массы m с учетом силы вязкого сопротивления можно представить в виде

$$x_2'' + \frac{\alpha}{m} x_2' + \frac{2F_0}{ml} \left(1 + \frac{\Delta F_{cm}(t)}{F_0} \right) x_2 = 0, \quad (3)$$

где F_0 — осевое усилие в гибком трубопроводе (начальное напряженное состояние); $F_{ст}$ — статическое усилие в гибком трубопроводе; l — длина гибкого трубопровода; α — угол отклонения гибкого трубопровода от статически устойчивого осевого положения.

Уравнение (3) описывает случай колебания гибкого трубопровода только в одном — осевом — поперечном направлении. Расчетная схема к уравнению (3) приведена на рис. 7. В уравнении (3) учет влияния массы самого трубопровода не производится. В случае, если этот параметр является превалирующим в силовом балансе, то

необходимо величину статического натяжения трубопровода $F_{ст}$ рассматривать как величину переменную по длине трубы.

При использовании модифицированного метода удобнее пользоваться безразмерными переменными, которые записываются с учетом того, что

$$P_0 = \left(\frac{2F_0}{ml} \right)^{\frac{1}{2}}; \quad (4)$$

$$P_0 t = \tau; \quad (5)$$

$$y = lV, \quad (6)$$

где P_0 — частота свободных колебаний при $\alpha = \Delta F_1 = 0$.

При $\Delta F_{cm}(t) = \Delta F_0 \cos(\omega t)$ уравнение (3) принимает вид

$$V'' + n_4 V' + (1 + n_2 \cos n_3 \tau) V = 0, \quad (7)$$

где коэффициенты n_4 , n_3 , n_2 имеют вид

$$n_2 = \frac{\Delta F_0}{F_0}, \quad n_3 = \frac{\omega}{P_0}, \quad n_4 = \frac{\alpha}{mP_0}.$$

Приближенное решение уравнения (7) ищется в виде ряда

$$V = \sum_{i=1,3,5} \left(A_i \sin \frac{in_3}{2} \tau + B_i \cos \frac{in_3}{2} \tau \right). \quad (8)$$

На основе вышеизложенных соотношений построение в первом приближении области неустойчивости эксплуатации гибкого трубопровода было выполнено для параметрических колебаний сложной системы. В этом случае при резонансе, нарастание колебаний может происходить за счет совпадения частот возмущающей гидро- или аэродинамической силы с собственными частотами колебаний системы. Такие неустойчивые колебания возможны в широком диапазоне частот, т.е. когда $n_2 = const$, и они являются наиболее опасными с точки зрения возникновения аварийного разрыва троса или гибкого трубопровода.

Из-за сложности пространственного моделирования работы гибкого трубопровода были рассмотрены колебания только в одной плоскости, при которых статическая нагрузка подчиняется закону

$$\Delta F_{cm}(t) = \Delta F_{0x} \cos(\omega t) + \Delta F_{0y} \sin(\omega t). \quad (9)$$

В этом случае уравнение (7) преобразуется в

$$V'' + n_4 V' + (1 + n_2 \cos n_3 \tau + n_2^1 \sin n_3 \tau) V = 0. \quad (10)$$

Решение уравнения (10) имеет вид следующей системы уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \left(1 - \frac{n_2}{2} - \left(\frac{n_3}{2}\right)^2\right) A_1 + \left(\frac{n_2^1}{2} - \frac{n_3 n_4}{2}\right) B_1 &= 0 \\ \left(\frac{n_3 n_4}{2} + \frac{n_2^1}{2}\right) A_1 + \left(1 + \frac{n_2}{2} - \left(\frac{n_3}{2}\right)^2\right) B_1 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Уравнение для нахождения критических параметров следующее:

$$|n_2| = 2 \sqrt{\left(1 - \left(\frac{n_3}{2}\right)^2\right)^2 - \left(\left(\frac{n_2^1}{2}\right)^2 - \left(\frac{n_3 n_4}{2}\right)^2\right)}. \quad (12)$$

На основании приведенных соотношений были выполнены численные расчеты, основная цель которых заключалась в нахождении зоны неустойчивости при работе гибкого трубопровода. На рис. 8 показана полученная область неустойчивости. Расчет производился для трех случаев $n_4 = 0$, $n_4 = 0,45$ и $n_4 = 0,75$. Величина коэффициента n_2^1 , соответствующего изменению статического усилия в поперечной плоскости в расчетах принималась равной $n_2^1 = 0,47$.

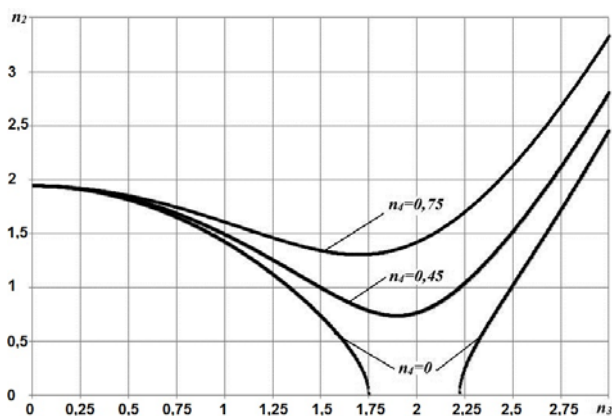


Рис. 8. Область неустойчивости эксплуатационных характеристик гибкого трубопровода при параметрических колебаниях

Как видно из графика, изменение частоты свободных колебаний в большую сторону приводит к увеличению зависимости рабочих характеристик троса от прилагаемых нагрузок со стороны гидро- или аэродинамических сил. Область неустойчивости расширяется и, как видно на рис. 8, ее внешними границами будут являться левая и правая ветки режима $n_4 = 0$. Начальные значения параметра n_3 для этих веток соответственно равны 1,752 и 2,22.

Выполненная оценка нижней границы области устойчивости работы троса при параметрических колебаниях приведена на рис. 9, где видно, что наименьшее значение устойчивости троса соответствует $n_4 = 0,012$, а колебания троса будут устойчивыми при $n_3 = 1.973$.

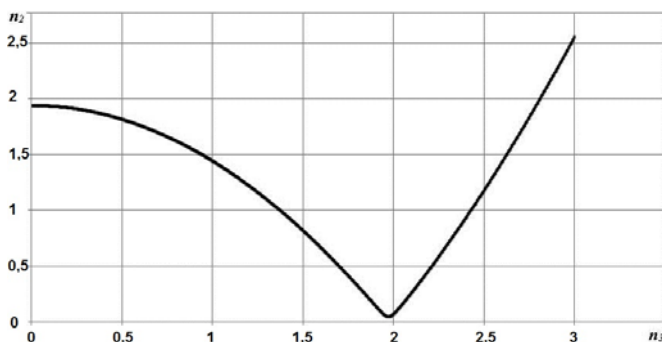


Рис. 9. Нижняя граница неустойчивости эксплуатационных характеристик гибкого трубопровода при параметрических колебаниях

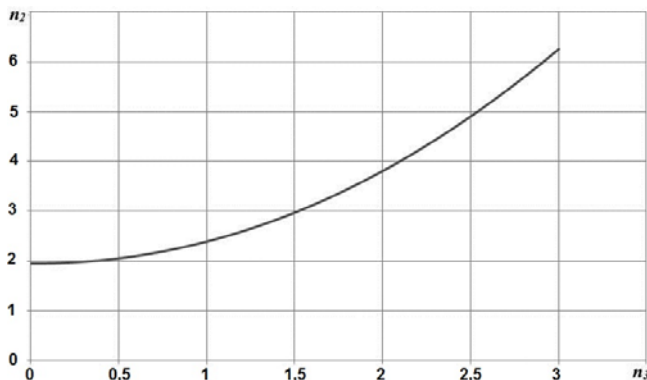


Рис. 10. Верхняя граница неустойчивости эксплуатационных характеристик гибкого трубопровода при параметрических колебаниях

Выполненная оценка верхней границы области устойчивости работы троса при параметрических колебаниях приведена на рис. 10, где видно, что зона неустойчивости троса соответствует режиму с $n_4 = 1.921$, а колебания троса при $n_3 > 0$ будут всегда неустойчивыми.

Выводы

1. Параметрические колебания провисающих гибких трубопроводов всегда являются вынужденными, если они вызываются пульсирующими составляющими набегающего внешнего потока.

2. При работе гибких трубопроводов из-за внешних воздействий со стороны окружающей жидкости при определенной комбинации критических параметров системы возможен переход к неустойчивым колебаниям.

3. Характер крепления концов тросов оказывает существенное значение на возникающие в них осевые эксплуатационные усилия. Зависимости подвержены также и максимальные значения осевых усилий.

4. Модифицированный метод расчета эксплуатационных характеристик работы гибкого трубопровода при его параметрических колебаниях позволяет находить одну из главных характеристик — численные значения границ зоны неустойчивой работы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Светлицкий В.А. Механика трубопроводов и шлангов. – М.: Машиностроение, 1982. – 280 с.

2. Цай Н. Анализ нелинейного неустановившегося движения тросов с использованием метода диаграмм связи. // Труды Американского об-ва инженеров-механиков. Прикладная механика. – 1972. – Т. 94, сер. В, № 2. – С. 1-8.

УДК 621.43.032.8;534.113

Стеценко М.С., Логишев И.В.
ОНМА

ОСОБЕННОСТИ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ В ТОПЛИВОПРОВОДАХ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ МАЛООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Математическое моделирование топливопроводов высокого давления имеет значительное практическое и научное значение. Несмотря на то, что в литературе можно встретить достаточно большое количество работ, посвященных гидродинамическим процессам в топливных магистралях дизелей, например [12], реальное поведение среды (топлива) остается неизученным. В настоящее время доказано, топливо – это не обыкновенная жидкость, а жидкокристаллическое вещество. Соответственно математические модели, построенные на основе уравнений гидродинамики, не являются корректными, так как не учитывают упругих деформаций среды.

Число математических моделей для описания деформирования реальных сред из углеводородов может быть сколь угодно велико, но все они являются различными сочетаниями основных классических моделей – моделей упругого и идеально вязкого тела. При изучении дискретных сред применяют блочные жидко-упругие модели.

Следует отметить, что во многих случаях применение упругой модели не требует в качестве обязательного условия способности среды восстанавливать начальные формы и размеры при снятии нагрузок. Достаточным условием является линейный характер функции.

Несмотря на простоту выражений и сравнительно малую адекватность подобной модели поведению реальных массивов, упругая модель обладает весьма замечательным свойством – её применение обеспечивает получение верхних максимально возможных значений напряжений и нижнего предела, т.е. минимально возможных значений деформаций для изучаемых объектов.

Для среды, в которой свойства в различных направлениях неодинаковы, могут применяться модели анизотропных упругих сред, из которых наибольшее распространение получила модель трансверсально-изотропной среды.

Такая среда характеризуется постоянством свойств в различных направлениях только для определённым образом ориентированных плоскостей, которые называются плоскостями изотропии. В других направлениях, в частности, в направлении, перпендикулярном к плоскости изотропии, свойства имеют другие значения (рис. 1). Физической моделью подобной среды может служить книга, где плоскости изотропии – страницы.

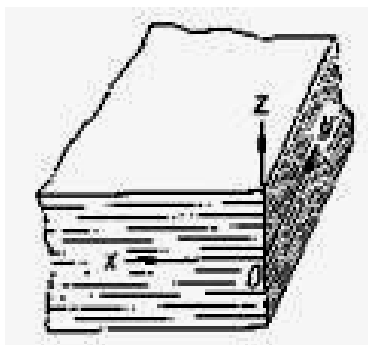


Рис. 1. Схема трансверсально-изотропной модели

Поскольку топливо представляет собой жидкокристаллическое вещество, то в качестве эффективной модели наилучшим образом подходит трансверсально-изотропная среда. Кроме того жидкая неоднородная среда, в том числе мелкослоистая, может трактоваться как обобщенная трансверсально-изотропная среда без изменения исходной координатной системы [2].

Исследование особенностей распространения волн в упругих трансверсально-изотропных средах заключается в задании источника и выражения для волновых полей, возбужденных этими источниками. Более сложным оказывается построение волновых полей в случае источников, не обладающих осевой симметрией. Таким источником, в частности, является касательная сила, перпендикулярная оси анизотропии.

В данной работе получено волновое поле топливопровода без учета отражения и преломления волн на границах среды.

Пусть задана однородная трансверсально-изотропная упругая среда с осью анизотропии вдоль оси z . Среда в цилиндрической системе координат описывается уравнениями закона Гука [4, 5]

$$\begin{aligned} \sigma_{rr} &= (\lambda + 2\mu) \frac{\partial \xi_r}{\partial r} + \lambda \left(\frac{\xi_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \xi_\theta}{\partial \theta} \right) + \lambda' \frac{\partial \xi_z}{\partial z}, \\ \sigma_{\theta\theta} &= \lambda \frac{\partial \xi_r}{\partial r} + (\lambda + 2\mu) \left(\frac{\xi_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \xi_\theta}{\partial \theta} \right) + \lambda' \frac{\partial \xi_z}{\partial z}, \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned}\sigma_{zz} &= \lambda' \left(\frac{\partial \xi_r}{\partial r} + \frac{\xi_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \xi_\theta}{\partial \theta} \right) + (\lambda' + 2\mu') \frac{\partial \xi_z}{\partial z}, \\ \sigma_{r\theta} &= \mu \left(\frac{\partial \xi_\theta}{\partial r} - \frac{\xi_\theta}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \xi_r}{\partial \theta} \right), \quad \sigma_{rz} = \mu'' \left(\frac{\partial \xi_r}{\partial z} + \frac{\partial \xi_z}{\partial r} \right), \\ \sigma_{\theta z} &= \mu'' \left(\frac{\partial \xi_\theta}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial \xi_z}{\partial \theta} \right)\end{aligned}$$

и уравнениями Ламе

$$\begin{aligned}(\lambda + 2\mu) \left(\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} - \frac{1}{r^2} \right) \xi_r + \frac{\mu}{r^2} \frac{\partial^2 \xi_r}{\partial \theta^2} + \mu'' \frac{\partial^2 \xi_r}{\partial z^2} - \rho \frac{\partial^2 \xi_r}{\partial t^2} + \\ + \frac{\lambda + \mu}{r} \frac{\partial^2 \xi_\theta}{\partial r \partial \theta} - \frac{\lambda + 3\mu}{r^2} \frac{\partial \xi_\theta}{\partial \theta} + (\lambda'' + \mu'') \frac{\partial^2 \xi_z}{\partial r \partial z} = 0, \\ \frac{\lambda + \mu}{r} \frac{\partial^2 \xi_r}{\partial r \partial \theta} + \frac{\lambda + 3\mu}{r^2} \frac{\partial \xi_r}{\partial \theta} + \mu \left(\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} - \frac{1}{r^2} \right) \xi_\theta + \frac{\lambda + 2\mu}{r^2} \frac{\partial^2 \xi_\theta}{\partial \theta^2} + \mu'' \frac{\partial^2 \xi_\theta}{\partial z^2} - \\ - \rho \frac{\partial^2 \xi_\theta}{\partial t^2} + \frac{\lambda' + \mu''}{r} \frac{\partial^2 \xi_z}{\partial \theta \partial z} = 0, \\ (\lambda' + \mu'') \left(\frac{\partial^2 \xi_r}{\partial r \partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial \xi_r}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 \xi_\theta}{\partial \theta \partial z} \right) + \mu'' \left(\frac{\partial^2 \xi_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \xi_z}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \xi_z}{\partial \theta^2} \right) + \\ + (\lambda' + 2\mu) \frac{\partial^2 \xi_z}{\partial z^2} - \rho \frac{\partial^2 \xi_z}{\partial t^2} = 0,\end{aligned} \quad (2)$$

где ξ_r, ξ_θ, ξ_z – составляющие вектора смещения, а $\sigma_{rr}, \sigma_{zz}, \sigma_{\theta\theta}, \sigma_{\theta z}, \sigma_{r\theta}, \sigma_{rz}$ – компоненты тензора напряжения. Источник в виде точечной силы $f(t)$, приложенной к началу координат и действующей вдоль оси x , задается граничными условиями

$$\begin{aligned}[\sigma_{rz}] = \frac{\cos\theta \cdot f(t) \delta(r)}{2\pi r}, \quad [\sigma_{\theta z}] = -\frac{\sin\theta \cdot f(t) \delta(r)}{2\pi r}, \quad [\sigma_{zz}] = 0, \\ [\xi_z] = [\xi_\theta] = [\xi_r] = 0,\end{aligned} \quad (3)$$

в которых символ [] обозначает скачок при $z = 0$ функции, стоящей в квадратных скобках. Условия (3) также выражают жесткий контакт на плоскости $z = 0$, где приложена внешняя сила. Так как заданный условиями (3) источник начинает действовать с момента времени $t = 0$ и

$$f(t) = 0 \quad (4)$$

при $t < 0$, то образующиеся смещения должны удовлетворять нулевым начальным данным

$$\xi_z = \xi_\theta = \xi_r = 0, \quad \frac{\partial \xi_z}{\partial t} = \frac{\partial \xi_\theta}{\partial t} = \frac{\partial \xi_r}{\partial t} = 0, \quad (5)$$

при $t = 0$. Все волновое поле является решением уравнений (1) и (2) с граничными (3) и начальными (5) условиями.

Поле смещений обладает симметрией относительно плоскости $z = 0$ (рис. 2). Из этой симметрии следует, что ξ_r , ξ_θ , σ_{rr} , σ_{zz} , $\sigma_{\theta\theta}$, $\sigma_{r\theta}$ – четные относительно z функции, а ξ_z , $\sigma_{\theta z}$, σ_{rz} – нечетные.

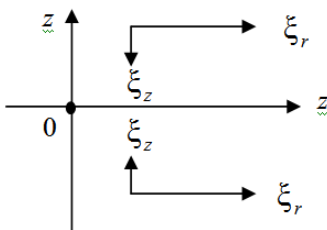


Рис. 2.

Поэтому условия

$$[\sigma_{zz}] = 0, \quad [\xi_\theta] = [\xi_r] = 0 \quad (6)$$

при $z = 0$ выполняются автоматически, а остальные три условия (3) заменяются равенствами

$$\frac{\partial \xi_r}{\partial z} = \frac{\cos \theta f(t) \delta(r)}{4\pi \mu'' r}, \quad \frac{\partial \xi_\theta}{\partial z} = \frac{\sin \theta f(t) \delta(r)}{4\pi \mu'' r}, \quad \xi_z = 0 \quad (7)$$

при $z = 0$.

Нахождение поля смещений сводится к решению смешанной задачи с уравнениями (2), граничными и начальными условиями (7) и (5).

Как известно, поле смещений может быть представлено через продольный ϕ и поперечный ψ потенциалы

$$\xi = \text{grad} \phi + \text{rot} \psi. \quad (8)$$

Только в отличие от случая осевой симметрии потенциал ψ целесообразно представить в форме

$$\psi = \psi_y(r, \theta, z, t) \mathbf{j} + \psi_z(r, \theta, z, t) \mathbf{k}, \quad (9)$$

содержащей декартовы составляющие ψ_y и ψ_z , рассматриваемые как функции цилиндрических координат.

Для потенциалов поля смещений можно воспользоваться следующими интегральными представлениями:

$$\left. \begin{aligned} \varphi \\ \Psi_z \end{aligned} \right\} = \int_0^{\infty} \frac{\cos \theta \Phi(k, z, t)}{\sin \theta \Psi_z(k, z, t)} J_1(kr) k dk, \quad (10)$$

$$\Psi_y = - \int_0^{\infty} \Psi_y(k, z, t) J_0(kr) k dk.$$

Такие потенциалы удовлетворяют волновым уравнениям, если оказывается

$$\frac{d^2 \Phi}{dz^2} - k^2 \Phi = \frac{1}{c_l^2} \frac{d^2 \Phi}{dt^2}, \quad (11)$$

$$\frac{d^2 \Psi}{dz^2} - k^2 \Psi = \frac{1}{c_t^2} \frac{d^2 \Psi}{dt^2},$$

где c_l и c_t — скорости продольных и поперечных волн.

В результате компоненты поля смещений могут быть представлены в виде интегралов Фурье-Бесселя [11]

$$\xi_r = \cos \theta \int_0^{\infty} \left[\chi_1 J_0(kr) - \chi_2 \frac{J_1(kr)}{kr} \right] k dk,$$

$$\xi_{\theta} = -\sin \theta \int_0^{\infty} \left[\chi_3 J_0(kr) + \chi_2 \frac{J_1(kr)}{kr} \right] k dk, \quad (12)$$

$$\xi_z = \cos \theta \int_0^{\infty} Z J_1(kr) k dk,$$

в которых

$$\chi_1 = k\Phi + \frac{d\Psi_y}{dz}, \quad \chi_2 = k(\Phi - \Psi_z),$$

$$\chi_3 = k\Psi_z + \frac{d\Psi_y}{dz}, \quad Z = \frac{d\Phi}{dz} + k\Psi_y,$$

причем

$$\chi_2 = \chi_1 - \chi_3.$$

Воспользовавшись формой записи для функций Φ , Ψ_y и Ψ_z в виде интегралов Меллина, волновое поле в случае трансверсально-изотропной среды можно представить в виде

$$\begin{aligned} \xi_r &= \cos\theta \left[\int_0^{\infty} \frac{kJ'_1(kr)dk}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} \left(X_1 e^{-k|z|a_1} + Y_1 e^{-k|z|a_2} \right) e^{kt\eta} d\eta + \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{r} \int_0^{\infty} \frac{kJ_1(kr)dk}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} Z_1 e^{k(t\eta - |z|a_3)} d\eta \right], \\ \xi_\theta &= \sin\theta \left[\frac{1}{r} \int_0^{\infty} \frac{kJ_1(kr)dk}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} \left(X_2 e^{-k|z|a_1} + Y_2 e^{-k|z|a_2} \right) e^{kt\eta} d\eta + \right. \\ &\quad \left. + \int_0^{\infty} \frac{kJ'_1(kr)dk}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} Z_2 e^{k(t\eta - |z|a_3)} d\eta \right], \\ \xi_z &= \operatorname{sign} z \cos\theta \int_0^{\infty} \frac{kJ_1(kr)dk}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} \left(X_3 e^{-k|z|a_1} + Y_3 e^{-k|z|a_2} \right) e^{kt\eta} d\eta. \end{aligned} \quad (13)$$

В приведенных формулах (13) поле состоит из трех волн P , SV и SH , которые отличаются друг от друга поляризацией на фронтах. Первые слагаемые в выражениях для ξ_r и ξ_θ , и все выражение для ξ_z описывают волны P и SV . Вторые слагаемые в выражениях для ξ_r и ξ_θ характеризуют волну SH .

Задача состоит в решении уравнений (2), в удовлетворении начальных и граничных условий (5), (7) и в установлении формул для функций $X_i(k, \eta)$, $Y_i(k, \eta)$, $Z_i(k, \eta)$ и $\alpha_i(\eta)$ ($i = 1, 2, 3$, $Z_3 = 0$). Выражения (13) могут быть разделены на три слагаемых. Эти слагаемые удовлетворяют уравнениям (2) при выполнении условий

$$X_1 = -X_2, \quad Y_1 = -Y_2, \quad Z_1 = -Z_2; \quad (14)$$

$$\left(d\alpha_1^2 - a - \rho\eta^2 \right) X_1 - \alpha_1 c X_3 = 0,$$

$$\alpha_1 c X_1 + \left(b\alpha_1^2 - d - \rho\eta^2 \right) X_3 = 0, \quad (15)$$

$$\left(d\alpha_2^2 - a - \rho\eta^2 \right) Y_1 - \alpha_2 c Y_3 = 0,$$

$$\alpha_2 c Y_1 + \left(b\alpha_2^2 - d - \rho\eta^2 \right) Y_3 = 0,$$

$$d\alpha_3^2 - \mu - \rho\eta^2 = 0,$$

в которых используются принятые обозначения

$$a = \lambda + 2\mu, \quad b = \lambda' + 2\mu', \quad c = \lambda'' + \mu'', \quad d = \mu''. \quad (16)$$

Из условий (15) следует, что α_1 и α_2 являются корнями биквадратного уравнения

$$bd\alpha^4 - \alpha^2 [ab + d^2 - c^2 + \rho\eta^2(b+d)] + (a + \rho\eta^2)(d + \rho\eta^2) = 0. \quad (17)$$

Уравнение (17) и последнее условие (15) определяют функции

$$\alpha_{1,2} = \sqrt{\frac{\chi \mp \sqrt{\chi^2 - \theta}}{2bd}}, \quad \alpha_3 = \sqrt{\frac{\mu + \rho\eta^2}{d}}. \quad (18)$$

При этом

$$\chi = ab - c^2 + d^2 + (b+d)\rho\eta^2, \quad \theta = 4bd(a + \rho\eta^2)(d + \rho\eta^2). \quad (19)$$

Из соотношений (15) следуют связи

$$X_3 = -\beta_1 X_1, \quad Y_3 = -\beta_2 Y_1, \quad (20)$$

в которых

$$\beta_1 = \frac{\alpha_1 c}{b\alpha_1^2 - d - \rho\eta^2} = \frac{a + \rho\eta^2 - d\alpha_1^2}{\alpha_1 c}, \quad \beta_2 = \frac{\alpha_2 c}{b\alpha_2^2 - d - \rho\eta^2} = \frac{a + \rho\eta^2 - d\alpha_2^2}{\alpha_2 c}. \quad (21)$$

Таким образом, выражения (13) при условиях (14), (18) и (20) являются решениями уравнений (2).

Перед тем, как приступить к удовлетворению граничных условий (7), укажем, что входящую в эти условия сосредоточенную функцию $\delta(r)/r$ полезно предварительно заменить распределенной функцией

$$F_n(r) = \frac{n^2}{(1 + n^2 r^2)^{3/2}}, \quad (22)$$

которая представляется интегралом Фурье-Бесселя

$$F_n(r) = \int_0^{\infty} k e^{-k/n} J_0(kr) dk. \quad (23)$$

Благодаря этой замене все промежуточные интегралы оказываются сходящимися. В окончательных же формулах следует совершить предельный переход $n \rightarrow \infty$, который приводит к обратной замене функции (22) на $\delta(r)/r$. Для удовлетворения первого и второго условий (7) полезно использовать соотношение

$$J_1'(kr) = J_0(kr) - J_1(kr)/(kr). \quad (24)$$

В результате указанные условия приводят к равенствам

$$\alpha_1 X_1 + \alpha_2 Y_1 = -\frac{kF(k\eta)}{4\pi\mu''}, \quad (25)$$

$$\alpha_1 X_1 + \alpha_2 Y_1 - \alpha_3 Z_1 = 0.$$

Последнее условие (7) заменяется соотношением

$$X_3 + Y_3 = 0. \quad (26)$$

Таким образом, для определения неизвестных функций, входящих в формулы (13), записана система (14), (20), (24) и (26) из 8 уравнений, учитывающих все три граничных условия (7). Эта система решается элементарно, и поле смещений, вызванных источником (3), выражается формулами

$$\begin{aligned} \xi_r = & \frac{\cos\theta}{4\pi d} \left[\frac{1}{b} \int_0^\infty \frac{kJ_1'(kr) dk}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} \frac{F(k\eta)}{\alpha_2^2 - \alpha_1^2} \left(\frac{b\alpha_1^2 - d - \rho\eta^2}{\alpha_1} e^{-k|z|\alpha_1} - \right. \right. \\ & \left. \left. - \frac{b\alpha_2^2 - d - \rho\eta^2}{\alpha_2} e^{-k|z|\alpha_2} \right) e^{k\tau\eta} d\eta - \frac{1}{r} \int_0^\infty \frac{J_1(kr) dk}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} \frac{F(k\eta)}{\alpha_3} e^{k(\tau\eta - |z|\alpha_3)} d\eta \right], \\ \xi_\theta = & -\frac{\sin\theta}{4\pi d} \left[\frac{1}{br} \int_0^\infty \frac{J_1(kr) dk}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} \frac{F(k\eta)}{\alpha_2^2 - \alpha_1^2} \left(\frac{b\alpha_1^2 - d - \rho\eta^2}{\alpha_1} e^{-k|z|\alpha_1} - \right. \right. \\ & \left. \left. - \frac{b\alpha_2^2 - d - \rho\eta^2}{\alpha_2} e^{-k|z|\alpha_2} \right) e^{k\tau\eta} d\eta - \int_0^\infty \frac{kJ_1'(kr) dk}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} \frac{F(k\eta)}{\alpha_3} e^{k(\tau\eta - |z|\alpha_3)} d\eta \right], \\ \xi_z = & -\operatorname{sign} z \frac{\cos\theta}{4\pi b d} \int_0^\infty \frac{kJ_1(kr) dk}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} \frac{F(k\eta)}{\alpha_2^2 - \alpha_1^2} \left(e^{-k|z|\alpha_1} - e^{-k|z|\alpha_2} \right) e^{k\tau\eta} d\eta. \end{aligned} \quad (27)$$

Чтобы убедиться в том, что начальные условия (5) выполнены, необходимо, в частности, доказать отсутствие особенностей у подынтегральных выражений (27) в полуплоскости $\operatorname{Re}\eta > \sigma$. Подынтегральные выражения, согласно формулам (18) и (19), имеют точки ветвления

$$\eta = \pm i\sqrt{a/\rho}, \quad \eta = \pm i\sqrt{d/\rho}, \quad \eta = \pm i\sqrt{\mu/\rho}, \quad (28)$$

расположенные на мнимой оси. Кроме того, внутренний радикал в выражениях для α_1 и α_2 имеет точки ветвления

$$\eta = \pm \sqrt{\frac{c^2(b+d) - (b-d)(ab-d^2) \mp \sqrt{bc^2d[c^2 - (a-d)(b-d)]}}{(b-d)\sqrt{\rho}}}, \quad (29)$$

которые при некоторых соотношениях между параметрами могут находиться в левой полуплоскости. Хотя при обходе одной из этих точек функции α_1 и α_2 переходят соответственно в α_2 и α_1 , подынтегральные выражения не изменяются, и поэтому точки (29) не являются точками ветвления. Также эти точки оказываются устранимыми полюсами. Таким образом, в правой полуплоскости $\text{Re} \eta > \sigma$ отсутствуют особенности у подынтегральных функций. Чтобы удовлетворить начальным условиям, необходимо еще потребовать убывания до нуля подынтегральных функций при неограниченном росте $|\eta|$ по всем направлениям в правой полуплоскости η . Если использовать асимптотические равенства

$$\alpha_1 = \eta\sqrt{\rho/b}, \quad \alpha_2 = \eta\sqrt{\rho/d}, \quad \alpha_3 = \eta\sqrt{\rho/d}, \quad (30)$$

при больших η , то легко убедиться, что эти требования также выполнены. Таким образом, выражения (27) удовлетворяют уравнениям (2), граничным и начальным условиям (7) и (5).

Построенное волновое поле (27) разлагается на квазипродольную P , квазипоперечную SV и квазипоперечную SH волны, которые описываются слагаемыми, содержащими соответственно α_1 , α_2 и α_3 . Для построения фронтов этих волн следует использовать интервалы на мнимой оси $\eta = i\tau$ ($\tau > 0$), где α_i является мнимой величиной и $\alpha_1 = \eta\sqrt{\rho/b}$, $\alpha_i = i\bar{\alpha}_i$ ($i = 1, 2, 3$). Функция $\alpha_i(\tau)$ определяет фронт соответствующей волны по формуле [8]

$$x = t(\tau - \bar{\alpha}_i/\bar{\alpha}'_i(\tau)), \quad z = t/\bar{\alpha}'_i(\tau) \quad (i = 1, 2, 3). \quad z = t/\bar{\alpha}'_i(\tau) \quad (31)$$

В случае квазипоперечной волны SH фронт, на основании формул (18) и (31), оказывается эллипсом и описывается уравнением

$$\frac{x^2}{\mu} + \frac{z^2}{\mu''} = \frac{t^2}{\rho}. \quad (32)$$

Фронты волн P и SV описываются функциями $\bar{\alpha}_1(\tau)$ и $\bar{\alpha}_2(\tau)$ имеют гораздо более сложную форму.

В точке $r=0$, $z = t\sqrt{\mu''/\rho}$ имеет место касание двух квазипоперечных фронтов. Поскольку каждая из этих волн имеет выражения,

не зависящие от характеристик других волн, указанная точка касания не является особой.

Рассмотрим теперь волновое поле SH , описываемое вторыми слагаемыми в выражениях (27), и эти слагаемые содержат радикал α_3 . Поле SH удовлетворяет уравнению (2), начальным условиям (5) и граничным условиям

$$\begin{aligned} [\sigma_{rz}] &= \frac{\cos\theta f(t)}{2\pi r^2}, \quad [\sigma_{\theta z}] = -\frac{\sin\theta f(t)\delta(r)}{2\pi r} + \frac{\sin\theta f(t)}{2\pi r^2}, \\ [\sigma_{zz}] &= 0, \quad [\xi_z] = [\xi_t h] = [\xi_r] = 0, \end{aligned} \quad (33)$$

при $z = 0$ вместо условий (3). Равенства (33) описывают два источника, из которых один является сосредоточенным, а другой распределен по всей плоскости $z = 0$. Используя формулы (24) и соотношения

$$\begin{aligned} \xi_x &= \xi_r \cos\theta - \xi_\theta \sin\theta, \\ \xi_y &= \xi_r \sin\theta - \xi_\theta \cos\theta. \end{aligned} \quad (34)$$

приходим к выражениям

$$\begin{aligned} \xi_{xSH} &= -\frac{\sin^2\theta}{4\pi\mu''} \int_0^\infty \frac{kJ_0(kr)dk}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} \frac{F(k\eta)}{\alpha_3} e^{k(t\eta-|z|\alpha_3)} d\eta - \\ & - \frac{\cos 2\theta}{4\pi\mu''r} \int_0^\infty \frac{J_1(kr)dk}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} \frac{F(k\eta)}{\alpha_3} e^{k(t\eta+|z|\alpha_3)} d\eta, \\ \xi_{ySH} &= \frac{\sin 2\theta}{8\pi\mu''} \int_0^\infty \frac{kJ_0(kr)dk}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} \frac{F(k\eta)}{\alpha_3} e^{k(t\eta-|z|\alpha_3)} d\eta - \\ & - \frac{\sin\theta}{4\pi\mu''r} \int_0^\infty \frac{J_1(kr)dk}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} \frac{F(k\eta)}{\alpha_3} e^{k(t\eta+|z|\alpha_3)} d\eta. \end{aligned} \quad (35)$$

для смещений в волнах SH . Для дальнейших преобразований формул (35) полезно учитывать соотношения

$$\begin{aligned} \int_0^\infty \frac{kJ_0(kr)dk}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} \frac{F(k\eta)}{\alpha_3} e^{k(t\eta-|z|\alpha_3)} d\eta &= \frac{f(t-R/v)}{R}, \\ \int_0^\infty \frac{J_1(kr)dk}{2\pi i} \int_{\sigma-i\infty}^{\sigma+i\infty} \frac{F(k\eta)}{\alpha} e^{k(t\eta+|z|\alpha)} d\eta &= \frac{v}{r} \int_{|z|/v}^{R/v} f(t-\tau) d\tau, \end{aligned} \quad (36)$$

в которых

$$R = \sqrt{r^2 + z^2}, \quad \alpha = \sqrt{1 + n^2/v^2}. \quad (37)$$

Первая формула (36) была получена как следствие формулы Вейля. Для вывода второго равенства (36) обозначим его левую часть через $\Phi(r)$ и для этой функции на основании соотношения (24) запишем уравнение

$$\frac{d\Phi(r)}{dr} + \frac{\Phi(r)}{r} = \frac{f(t - R/v)}{R} \quad (38)$$

с начальным условием

$$\Phi(r) = 0 \quad (39)$$

при $r = 0$. Решение задачи Коши (38), (39) и последующая замена переменной интегрирования приводит ко второму равенству (36). В результате формулы (35) заменяются соотношениями

$$\begin{aligned} \xi_{xSH} = & -\frac{\sin^2 \theta}{4\pi\sqrt{\mu\mu''}} \frac{f(t - \tilde{R}/v)}{\tilde{R}} + \frac{\cos 2\theta}{4\pi\sqrt{\rho\mu''}r^2} \int_{\tilde{R}/v}^t f(t - \tau) d\tau - \\ & - \frac{\cos 2\theta}{4\pi\sqrt{\rho\mu''}r^2} \int_{|z|/v}^t f(t - \tau) d\tau, \end{aligned} \quad (40)$$

$$\begin{aligned} \xi_{ySH} = & \frac{\sin 2\theta}{8\pi\sqrt{\mu\mu''}} \frac{f(t - \tilde{R}/v)}{\tilde{R}} + \frac{\sin 2\theta}{4\pi\sqrt{\rho\mu''}r^2} \int_{\tilde{R}/v}^t f(t - \tau) d\tau - \\ & - \frac{\sin 2\theta}{4\pi\sqrt{\rho\mu''}r^2} \int_{|z|/v}^t f(t - \tau) d\tau, \end{aligned}$$

в которых

$$\tilde{z} = z\sqrt{\mu/\mu''}, \quad \tilde{R} = \sqrt{\tilde{z}^2 + r^2}, \quad v = \sqrt{\mu/\rho}. \quad (41)$$

Два первых слагаемых в формулах (40) можно рассматривать как первые два члена лучевого ряда от точечного источника, действующего в начале координат, при этом первые слагаемые пропорциональны временной функции источника с учетом запаздывания, а вторые слагаемые содержат интеграл от этой функции. Следующие члены лучевого ряда отсутствуют, но в выражениях (40) содержатся еще и третьи слагаемые, связанные с действием распределенного источника. Это слагаемое имеет фронт $z = \sqrt{\mu''/\rho t}$, соответствующую

щий распространению волн вдоль оси z . Во всем волновом поле он отсутствует.

В результате математического моделирования среды определяется группа физических уравнений, описывающих поведение среды при нагружении, т.е. связывающих напряжения, деформации и время.

Выводы.

1. Современные топливные трубопроводы высокого давления повторяют основные свойства анизотропного твердого тела.
2. Волновое поле топливных труб представляет собой суперпозицию продольных и поперечных волн. При отражении и преломлении этих волн на стенках трубы возможно возникновение боковой и волн Рэлея типа.
3. Величина напряжений вызванных сдвиговыми волнами горизонтальной и вертикальной поляризаций в резонансе со свободными колебаниями трубы может принимать опасные значения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бреховских Л.М. Акустика слоистых сред. / Л.М. Бреховских, О.А. Годин – М.: Наука, 1989. – 416 с.
2. Крауклис П.В. Трубная волна от точечного источника, находящегося вне скважины / П.В. Крауклис, Л.А. Молотков, А.П. Крауклис // Математические вопросы теории распространения волн. 35, Зап. научн. сем. ПОМИ, 332, ПОМИ, – СПб., 2006. – С. 99-122.
3. Киселев Ю.В. Отраженно-преломленные и головные волны, образующиеся на тонком слое, находящемся в жестком контакте с двумя упругими полупространствами, типа SH / Ю.В. Киселев, Б.М. Каштан // Интерференционные волны в слоистых средах. 2, Зап. научн. сем. ПОМИ, 225, ПОМИ. – СПб., 1996. – С. 91–120.
4. Молотков Л.А. Об одном внутреннем источнике в трансверсально-изотропной среде. / Л.А. Молотков // Зап. научн. сем. ПОМИ, 264, ПОМИ. – СПб., 2000. – С. 238–249.
5. Молотков Л.А. Об одном неосесимметричном источнике в трансверсально-изотропной упругой среде. / Л.А. Молотков // Зап. научн. сем. ПОМИ, 232, ПОМИ. – СПб., 2006. – С. 163–174.
6. Молотков Л.А. О волне Релея на криволинейной границе упругой среды и жидкости / Л.А. Молотков // Математиче-

- ские вопросы теории распространения волн. 40, Зап. научн. сем. ПОМИ, 380, ПОМИ. – СПб., 2010. – С. 90–109.
7. Молотков Л.А. Об исследовании корней дисперсионного уравнения для слоистой трансверсально–изотропной среды / Л.А. Молотков, У. Баймагамбетов // Интерференционные волны в слоистых средах. I, Зап. научн. сем. ЛОМИ, 99. – Л.: Наука, 1980. – С. 104–122.
 8. Молотков Л. А., Хило А. Е. Исследование однофазных и многофазных эффективных моделей, описывающих периодические среды / Л.А. Молотков, А.Е. Хило // Зап. научн. сем. ЛОМИ, 140,– Л., 1984, – С. 105-122.
 9. Петрашень Г.И. Распространение сейсмических волновых полей в слоистых средах. I // Интерференционные волны в слоистых средах. 4, Зап. научн. сем. ПОМИ, 273, ПОМИ. – СПб., 2001. – С. 3–294.
 10. Петрашень Г.И. Распространение сейсмических волновых полей в слоистых средах. Часть II // Интерференционные волны в слоистых средах. 5, Зап. научн. сем. ПОМИ, 274, ПОМИ, – СПб., 2001. – С. 11–142.
 11. Петрашень Г.И. Разработка инженерных подходов к изучению интерференционных волновых полей, возбуждающихся в пачках тонких упругих слоев. (I) (Построение волновых полей типа SV и обсуждение рациональных методов их количественной оценки.) / Г.И. Петрашень, В.В. Решетников // Интерференционные волны в слоистых средах. 3, Зап. научн. сем. ПОМИ, 253, ПОМИ, – СПб., 1999. – С. 12–136.
 12. Фомин Ю.Я. Гидродинамический расчет топливных систем судовых дизелей. / Ю.Я. Фомин – М.: Морской транспорт, 1959.

УДК 621.436.12

Веретенник А.М., Абоleshкин С.Е.
ОНМА

ФОРМИРОВАНИЕ И РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ЭНЕРГОПОТОКОВ В СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКЕ

Современное транспортное судно предназначено для осуществления безопасного транспортного процесса в установленные сроки и объёмах, с минимальными эксплуатационными затратами. Безопасность является комплексным показателем, включающим безопасность эксплуатации судовых технических средств, навигационную и экологическую безопасность. Высокие современные требования к безопасности перевозок делают эти показатели граничными условиями при решении задач оптимизации показателей транспортного процесса.

Вместе с тем судно, судовая энергетическая установка (СЭУ) представляют собой сложную, автономную, высокоавтоматизированную, энергонасыщенную систему, обеспечивающую движение судна, его энергетические потребности, безопасность эксплуатации.

Для обеспечения работы СЭУ на борту судна необходимо наличие источников энергии, потребителей, устройств и систем преобразования различных видов энергии, распределения энергетических потоков. Эффективность энергетических процессов во много определяет эффективность и безопасность работы судна.

Для оценки эффективности работы систем и устройств СЭУ оценки перспектив развития их различных типов можно выполнить анализ эффективности преобразования и распределения потоков энергии в основных звеньях энергетических цепей СЭУ с помощью коэффициента использования энергии в i -том звене цепи

$$k_i = \frac{U_i^{блх}}{U_i^{ex}},$$

где U_i^{ex} — количество подведенной энергии; $U_i^{блх}$ — количество отведенной энергии.

При этом под энергетической цепью СЭУ понимается последовательность взаимосвязанных процессов преобразования энергии в технологических процессах энергообразования, распределения и энергоиспользования от сжигания топлива в первичных источниках

энергии СЭУ до ее преобразования механическую, электрическую работу или тепловую энергию.

Коэффициент использования энергии позволяет определить общую эффективность преобразования и распределения энергии в энергетических цепях, выявить звенья с наибольшими и наименьшими потенциальными резервами, наметить пути повышения энергетической эффективности СЭУ.

По своему назначению, расположенные на борту системы и механизмы СЭУ можно условно разделить на:

- главную энергетическую установку (ГЭУ), предназначенную для обеспечения движения судна;
- вспомогательную энергетическую установку (ВЭУ) — механизмы которой обеспечивают потребности судна и СЭУ в необходимых видах энергии.

В состав ГЭУ типового судна входят:

- главный двигатель (ГД) (в зависимости от конструкции СЭУ главных двигателей в составе последней может быть несколько) – источник основного потока механической энергии, обеспечивающей движение судна;
- главная передача (ГП), валопровод, обеспечивающие передачу механической энергии от ГД к движителю;
- движитель, обеспечивающий преобразование механической энергии ГД в энергию движения судна.

Следует отметить, что комплексы формирования потока механической энергии в ГЭУ в зависимости от типа главных двигателей могут включать двигатели внутреннего сгорания (ДВС), паровые машины, газовые и паровые турбины, ядерные энергоустановки, а также комбинированные пропульсивные комплексы, состоящие из установок различного типа.

По среднестатистическим данным [1] 90 % судов оборудованы дизельными энергетическими установками, использующими в рабочем процессе комбинированный термодинамический цикл, источником энергии которого являются тяжёлые фракции продуктов нефтепереработки [2].

В состав ВЭУ входят следующие установки:

- теплоэнергетическая – обеспечивающая судно тепловой энергией общесудового и специального назначения;
- электроэнергетическая – назначение которой обеспечивать судно электрической энергией;

- системы и механизмы, обеспечивающие эксплуатационные и бытовые потребности судна.

Рассмотрим принципиальную обобщенную схему типовой энергетической установки судна с ДВС с позиции формирования, распределения и взаимодействия энергетических потоков в узлах СЭУ (рис. 1).

Формирование потока механической энергии

Формирование потока механической энергии в ГЭУ судна осуществляется ГД (ГД может быть несколько), за счет преобразования энергии сгоревшего топлива в энергию движения судна.

Этот поток энергии на 50-60% используется по своему основному назначению – преобразуется пропульсивным комплексом в поступательное движение судна.

Часть энергии от 15 до 30% от этого потока в зависимости от комплектации СЭУ возможно преобразовать в электрический поток с помощью валогенератора, подключенного к ГД. Эта часть основного механического потока энергии при преобразовании обеспечивает электростанцию судна электроэнергией на различных режимах работы. При работе ГД на средней и полной нагрузке, от 40 до 60 % энергии выхлопных газов возвращается в СЭУ в виде части потока тепловой энергии (пара), получаемой с помощью утилизационного котла.

Распределение потока механической энергии, существенно зависит от конструкции ГД, состава СЭУ. Современные производители стремятся поднять КПД судовых двигателей, повысить эффективность дополнительных устройств и систем преобразования и распределения энергопотоков, совершенствуя их конструкцию, используя специальные методы управления качеством протекания теплоэнергетических процессов.

Формирование потока тепловой энергии

На борту судна поток тепловой энергии обеспечивает теплоэнергетическая установка (ТЭУ). В состав ТЭУ, в зависимости от назначения и особенностей конструкции, может входить как главная котельная установка, так и вспомогательная и утилизационный котёл, использующий тепловую энергию выхлопных газов. Также в состав ТЭУ входят системы и механизмы, обеспечивающие ее работу.

Утилизационный котёл, используя энергию выхлопных газов на эксплуатационных режимах работы ГД (40-100% мощности), вырабатывает поток тепловой энергии, который совместно с потоком

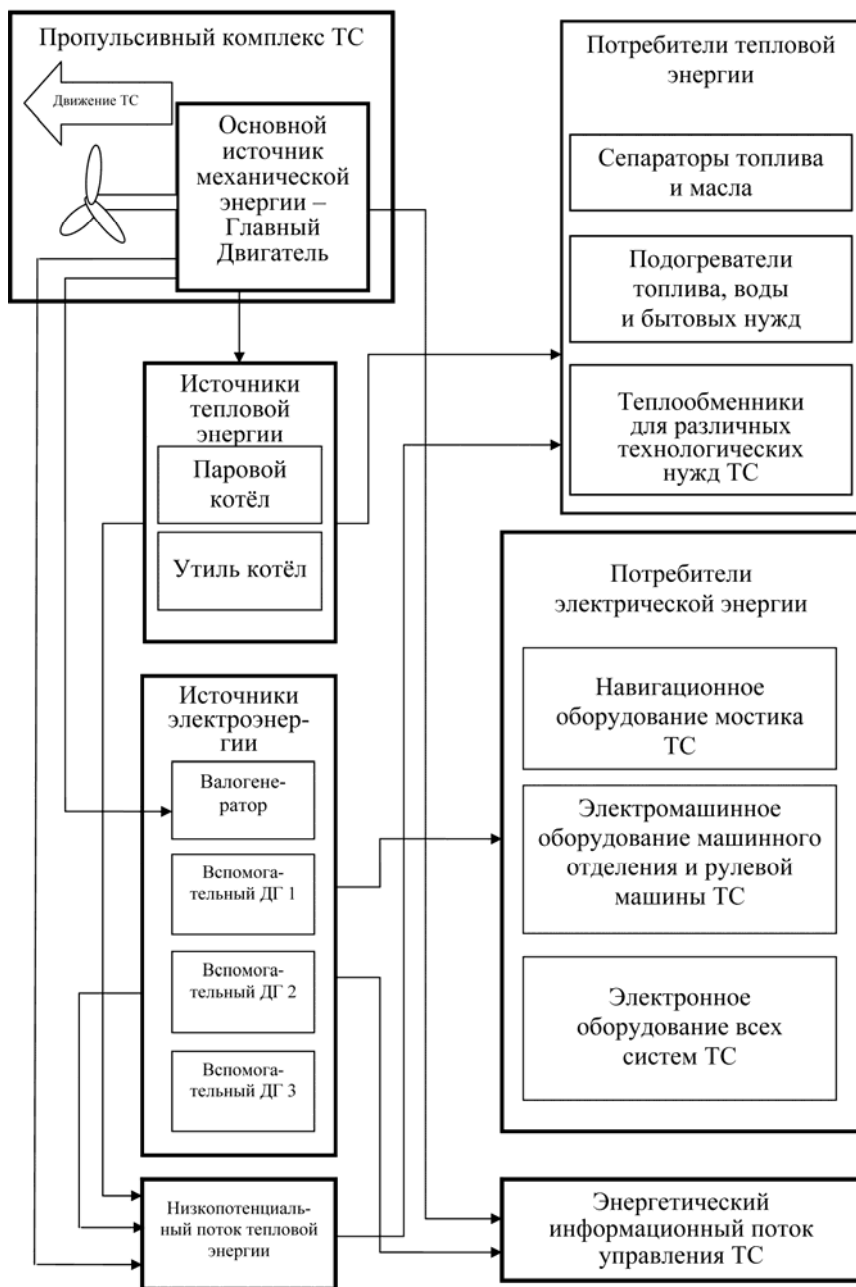


Рис. 1. Принципиальная энергетическая схема типовой СЭУ

энергии, полученной от вспомогательного парового котла, используется в судовых устройствах и механизмах для выполнения производственных задач судна.

Потребителями потока тепловой энергии на борту судна являются подогреватели и сепараторы топлива, масла, паровые машины и механизмы, устройства, обеспечивающие бытовые потребности экипажа и т.д., а также возможно использование турбогенераторов.

Описание, назначение, энергетические и технические особенности тепловых генераторов и потребителей тепловой энергии подробно описаны в работах [3, 4].

Технические средства преобразования энергии сгоревшего топлива в механическую энергию и тепловую энергию пара предполагают наличие в своём составе охлаждающих систем и устройств, обеспечивающих замкнутость теплоэнергетических процессов. В результате преобразования энергии вырабатывается низкопотенциальный поток тепловой энергии.

Использование на борту специального оборудования, как пример опреснительной установки, позволяет использовать часть потока низкопотенциального тепла и на 20-40% сократить потери энергии, теряемые с потоком охлаждающей жидкости.

Формирование потока электроэнергии

Электрическая энергия на борту судна вырабатывается автономными генераторами, питающимися механической энергией от приводных двигателей, в состав которых могут входить вспомогательный дизель, валогенератор и турбогенератор в соответствии с проектом СЭУ.

Конструктивные особенности различных типов генераторов, их электрические параметры, особенности бортового электрооборудования, потребляющего электрическую энергию, достаточно полно описываются в работах [5-8].

Электроэнергетическая установка судна состоит из электроэнергопроизводящих агрегатов, главного распределительного щита (ГРЩ) и электропотребителей.

Электроэнергопроизводящие агрегаты по типу приводных двигателей классифицируются на агрегаты:

- с приводом от ДВС (в основном дизельным);
- с приводом от вала ГД;
- с приводом от паровой или газовой турбины.

Задача ГРЩ — приём электроэнергии и распределение (комму- тация) энергии по потребителям, контроль качества электроэнергии и стабильности её наличия. Основы построения бортовой электро- станции, технические средства её реализации подробно описаны в работах [5, 9, 10].

Наряду с оценкой эффективности получения, преобразования и распределения потоков энергии в звеньях энергетических цепей СЭУ с помощью коэффициента использования энергии k_i необхо- дима качественная оценка получаемого энергетического потока, которая позволит определить эффективность использования рас- полагаемых энергетических возможностей СЭУ. Качество полу- чаемых энергопотоков можно оценить отношением величиной потребляемой энергии i -го энергопотока к необходимой располага- емой.

$$c_i = \frac{U_i^{\text{потр}}}{U_i^{\text{расп}}},$$

где: $U_i^{\text{расп}}$ — количество необходимой располагаемой энергии; $U_i^{\text{потр}}$ — количество потребляемой энергии.

Коэффициент качества i -го энергетического потока позволит оце- нить эффективность использования располагаемой энергии СЭУ. В случае формирования потоков механической и тепловой энергии ко- эффициент качества может быть близок к 1. Тогда не требуется запаса располагаемой мощности первичного генератора энергопотока.

Поток электроэнергии требует запаса располагаемой мощности. Автоматическое включение на судна мощных потребителей вызывает неустойчивую работу первичных генераторов энергии, колебания нагрузки, что может явиться причиной остановки электрогенерато- ров. В этом случае требуется запас мощности генерирующий устройств и повышенные требования к устойчивости их работы.

Широкое использование электроэнергии обусловлено наличием и развитием технических средств, позволяющих преобразовывать электрическую энергию в необходимый энергопоток — механиче- ской вращательной, поступательной, тепловой энергий и т.д. Потреб- ители электроэнергии на судне используются практически во всех системах и устройствах.

В связи с тем, что до настоящего времени недостаточно полно исследована работа электрогенерирующих комплексов как единого

энергопроизводящего узла (в состав которого входят приводной двигатель и генератор с системами управления параметрами генерируемой энергии), вырабатывающего энергию заданного качества, представляется перспективной работа, посвященная исследованиям режимов работы различных типов энергопроизводящих комплексов на единую бортовую нагрузку, формирующих энергетический поток электрической энергии на борту судна. Постановка данной задачи связана с необходимостью обеспечения безаварийной эксплуатации судна и СЭУ, обеспечения безопасности человеческой жизни на море.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Электронный ресурс «Морская индустрия России». Режим доступа: <http://www.mir-forum.ru/>
2. Ваншейдт В. А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. / В. А. Ваншейдт. – Л.: Судостроение, 1977. – 392 с.
3. Артемов Г.А. Системы судовых энергетических установок. / Г.А. Артемов, В.П. Волошин, А.Я. Шквар, В.П. Шостак. – Л.: Судостроение, 1990. – 376 с.
4. Харин В.М. Судовые вспомогательные механизмы и системы. / В.М. Харин, Б.Г. Декин, О.Н. Занько, В.Т. Писклов, – М.: Транспорт, 1992. – 319 с.
5. Берков К.И. Справочник электромеханика по судовым электрическим машинам. / К.И. Берков, К.П. Кортиков, В.Н. Васильев. – Одесса: Маяк, 1979. – 239 с.
6. Мелешкин Г.А. Генераторные установки отбора мощности на судах / Г.А. Мелешкин. – Л.: Судостроение, 1967. – 232 с.
7. Ситченко Н. К., Ситченко Л. С. Общее устройство судов / Н.К. Ситченко, Л.С. Ситченко. – Л.: Судостроение. – 1987. – 160 с.
8. Тамм И.Е. Основы теории электричества / И.Е. Тамм – М.: Наука, 1976. – 616 с.
9. Башарин А.В. Управление электроприводами / А.В. Башарин, В.А. Новиков, Г.Г. Соколовский. - Л.: Энергоиздат, 1982. – 382 с.
10. Ту Ю.Т. Цифровые и импульсные системы автоматического управления. – М.: Машиностроение, 1964. – 703 с.

УДК 621.431.74-59

Ерыганов А.В., Ханмамедов С.А.
ОНМА

ИЗМЕРЕНИЕ ДИЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ПРОНИЦАЕМОСТИ ЖИДКОСТЕЙ ПРИ РАЗЛИЧНЫХ ТЕМПЕРАТУРАХ

Диэлектрическая проницаемость ϵ является одним из важнейших параметров, характеризующих текущее состояние жидкости. Значение ϵ позволяет характеризовать не только состояние жидкости на микроуровне, но и вести контроль её технического состояния. С изменением температуры исследуемой жидкости по некоторым закономерностям изменяется и её диэлектрическая проницаемость. Получение подробных экспериментальных данных способствует установлению этих закономерностей, что позволяет реализовывать полученные результаты на практике.

Для определения величины ϵ при переменной температуре измерительное устройство должно позволять фиксировать изменение диэлектрической проницаемости и температуры с минимальной задержкой времени. Следует, тем не менее, отметить, что из-за тепловой инерционности возможен мониторинг только стационарных состояний. Иными словами – величину диэлектрической проницаемости необходимо определять только при установившихся температурах.

Метод основан на измерении диэлектрической проницаемости среды в конденсаторе, где исследуемая среда помещена между обкладками, выполняя, таким образом, функцию диэлектрика.

Для изменения температуры контролируемой среды предлагается применить так называемый элемент Пельтье, который прикрепляется снизу к обкладке конденсатора. Поскольку у этого элемента при охлаждении одной пластины другая разогревается, в устройстве необходимо предусмотреть возможность охлаждения разогреваемой пластины. Определять же температуру исследуемой жидкости возможно с помощью платиновой термопары.

Предлагаемое устройство (см. рисунок) состоит из пластикового корпуса 1 с крышкой 2. В резьбовое отверстие в крышке вкручивается металлический прижимной болт 3, фиксирующий верхнюю обкладку плоского конденсатора 4. Нижняя обкладка герметизируется в корпусе. Обкладки конденсатора имеют зеркальную симметрию. В верхней обкладке, кроме того, имеется прорезь, куда вставляется термопара 5, провод от которой через сверление в корпусе идёт на

контролирующий прибор. К наружной стороне нижней пластины прикрепляется верхняя пластина элемента Пельтье 6. Поскольку при охлаждении верхней пластины элемента нижняя будет разогреваться, в приборе предусмотрен вентилятор охлаждения.

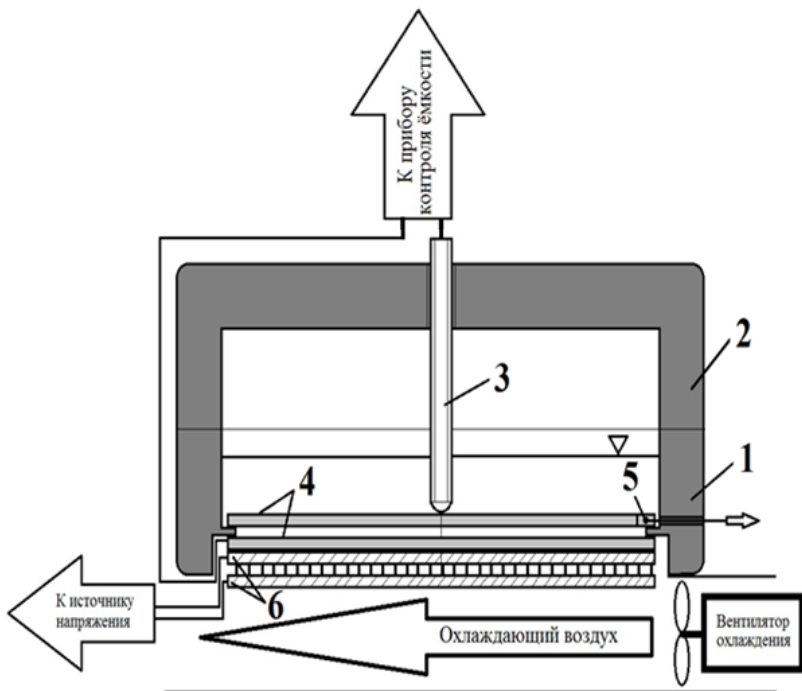


Схема экспериментальной ячейки для измерения диэлектрической проницаемости жидкости при различных температурах

Прибор работает следующим образом. При снятой верхней обкладке плоского конденсатора в корпус заливается исследуемая жидкость. Затем верхняя обкладка аккуратно (во избежание образования пузырьков воздуха) устанавливается на место. Прибор закрывается крышкой 2, в резьбовое отверстие которой вкручивается болт 3. На элемент Пельтье подаётся необходимое напряжение. Когда температура перестаёт изменяться, производится замер текущего значения ёмкости плоского конденсатора. Поскольку зазор между обкладками и их площадь известны, несложно произвести расчёт текущей величины диэлектрической проницаемости. Возможности элемента Пельтье позволяют охладить жидкость до $8...10^{\circ}\text{C}$.

При проведении эксперимента следует учитывать, что контролирующие приборы регистрируют не только ёмкость $C_{я}$ экспериментальной ячейки самой по себе, но и так называемую паразитную ёмкость $C_{п}$, которая, как принято считать [1], суммируется с ёмкостью собственно ячейки. Итого, контролирующие приборы регистрируют ёмкость $C = C_{я} + C_{п}$. Величина $C_{я}$ определяется в зависимости от геометрических размеров ячейки и диэлектрических свойств жидкости, залитой между обкладками 4. Величина $C_{п}$ остаётся постоянной [2]. Отсюда следует, что относительная диэлектрическая проницаемость ε среды, залитой между обкладками, определяется по формуле

$$\varepsilon = \frac{(C - C_{п})d}{\varepsilon_0 S}, \quad (1)$$

где ε_0 — диэлектрическая постоянная, Ф/м; d — расстояние между обкладками, м; S — площадь обкладок, м².

Паразитная ёмкость определяется при экспериментах с сухой ячейкой, т. е. когда между обкладками находится воздух и можно принять $\varepsilon = 1$. Тогда $C_{я} = \varepsilon_0 S / d$. Определив C , можно рассчитать $C_{п}$.

Технология определения относительной диэлектрической проницаемости при различных температурах исследуемой жидкости следующая. Вначале по известным геометрическим размерам определяется ёмкость экспериментальной ячейки $C_{я}$ для случая, когда $\varepsilon = 1$. Затем эта ячейка подключается к прибору контроля для определения общей ёмкости C , что позволяет определить значение паразитной ёмкости $C_{п}$. После этого ячейка заполняется исследуемой жидкостью, которая нагревается или охлаждается до требуемой температуры. Затем регистрируется общая ёмкость ячейки C при исследуемой температуре и из (1) определяется относительная диэлектрическая проницаемость исследуемой среды.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бардецкий А.М. Повышение эксплуатационной надёжности элементов судового гидропривода: дисс. ... канд. техн. наук / А.М. Бардецкий. – Одесса: ОНМА, 1991. – 258 с.
2. Третьяков И. Г. Анализ продуктов ГСМ по диэлектрическим потерям / И.Г. Третьяков, Н.Г. Збарский, Н.Н. Дмитриев // Вопросы авиационной химмотологии: науч.-техн. сб. – 1981. – Киев. – С. 42 – 46.

УДК 621.791.92

Воробьев В.Л.
ОНМА

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕРМОУПРУГОЙ ЗАДАЧИ ДЛЯ ПОЛУПРОСТРАНСТВА И ПОЛУБЕСКОНЕЧНОГО ПОКРЫТИЯ, ЗАГРУЖЕННОГО ГОРИЗОНТАЛЬНЫМИ НАГРУЗКАМИ

Для увеличения срока службы судовых деталей машин и механизмов наносят на основную деталь, моделируемую как упругое полупространство, тонкое полубесконечное покрытие с высокими прочностными и износостойкими характеристиками. Поэтому необходимо исследовать напряженно-деформируемое состояние детали с покрытием в зависимости от механических характеристик детали, содержащей источник тепла, и покрытия, моделируемого как полубесконечная тонкая пластина, находящаяся в плоском напряженном состоянии, нагруженная горизонтальными нагрузками и неизвестными горизонтальными контактными напряжениями.

Задача сведена к решению системы двух интегральных уравнений на полубесконечном интервале с разностными ядрами и указано приближенное решение этих уравнений методом ортогональных многочленов.

Полубесконечное покрытие толщиной $2h$, занимающее область $(x \geq 0, |y| < \infty)$ и нагруженное горизонтальными нагрузками $q_j(x, y)$ ($j = 1, 2$), полностью сцеплено с упругим полупространством, внутри которого в точке $M_1(a; 0; b)$ расположен сосредоточенный источник тепла мощностью W_T (рис. 1). Определяются касательные $p_j(x, y)$ ($j = 1, 2$) контактные напряжения и внутренние усилия в покрытии. При этом предполагается, что покрытие является теплоизолятором, а свободная поверхность полупространства имеет нулевую температуру.

Горизонтальные $U_j(x, y)$ перемещения срединных точек покрытия находятся из системы дифференциальных уравнений [1], записанной для преобразований Фурье в комплексной форме по переменной y с параметром λ (штрих означает производную по x):

$$\begin{cases} U''_{1,\lambda}(x) - v_2 i \lambda U'_{2,\lambda}(x) - v_1 \lambda^2 U_{1,\lambda}(x) + \theta^{-1} [q_{1,\lambda}(x) - p_{1,\lambda}(x)] = 0, \\ v_1 U''_{2,\lambda}(x) - v_2 i \lambda U'_{1,\lambda}(x) - \lambda^2 U_{2,\lambda}(x) + \theta^{-1} [q_{2,\lambda}(x) - p_{2,\lambda}(x)] = 0, \end{cases} \quad (1)$$

$$\theta^{-1} = 2Eh / (1 - \nu^2), \quad \nu_1 = (1 - \nu) / 2; \quad \nu_2 = (1 + \nu) / 2;$$

$$[p_{m,\lambda}(x), U_{m,\lambda}(x), V_{m,\lambda}(x)] = \int_{-\infty}^{\infty} [p_m, U_m, V_m(x, y)] e^{i\lambda y} dy,$$

E – модуль упругости, ν – коэффициент Пуассона материала покрытия.

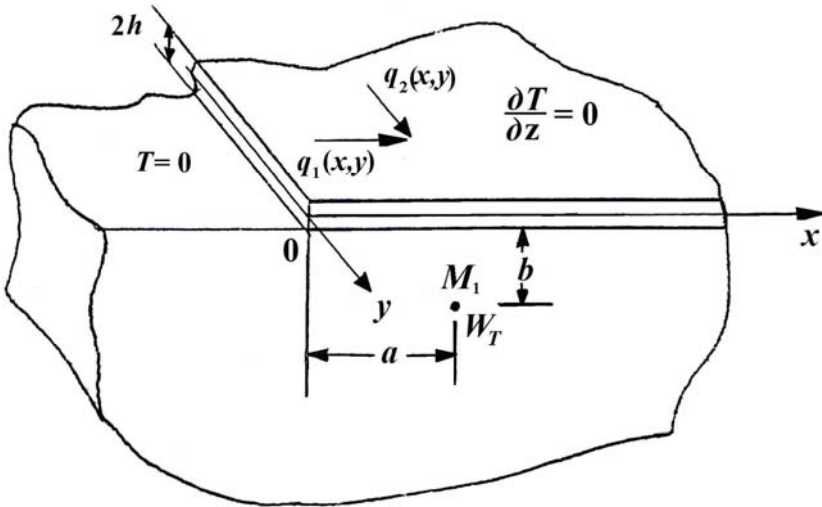


Рис. 1.

Преобразования Фурье перемещений $V_{m,\lambda}^s(x)$, $(-\infty < x < \infty)$ поверхностных точек упругого полупространства связаны с преобразованиями Фурье контактных напряжений $p_{m,\lambda}(x)$, следующими интегральными соотношениями [2]:

$$V_{m,\lambda}^s(x) = \theta_0 \sum_{j=1}^2 \int_0^{\infty} K_{mj}^{\lambda}(x-s) p_{j,\lambda}(s) ds + \gamma_T \bar{V}_{m,\lambda}^T(x), \quad |x| < \infty; \quad (2)$$

$$K_{mj}^{\lambda}(x) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} H_{mj}^{\lambda}(t) e^{-ixt} dt, \quad m=1, 2; \quad H_{11}^{\lambda}(t) = R - \zeta_0 \lambda^2 R^3,$$

$$H_{12}^{\lambda}(t) = H_{21}^{\lambda}(-t) = i\zeta_0 \lambda t R^3, \quad H_{22}^{\lambda}(t) = R + \zeta_0 t^2 R^3, \quad R^{-1} = \sqrt{t^2 + \lambda^2}$$

$$\theta_0 = E_0 / 2 / (1 - \nu_0^2); \quad \zeta_0 = \nu_0 / (1 - \nu_0);$$

$$2\alpha_0 = (1 - 2\nu_0) / (1 - \nu_0); \quad \gamma_T = \alpha_T W_T (1 + \nu_0) / \lambda_T,$$

где E_0 – модуль упругости, ν_0 – коэффициент Пуассона, α_T и λ_T – коэффициенты теплового расширения и теплопроводности материала полупространства.

Уравнения (1) и (2) нужно решать при условиях равенства перемещений при $z = h$ покрытия и полупространства

$$U_{m,\lambda}(x) = V_{m,\lambda}^s(x), \quad m=1,2; \quad x \geq 0. \quad (3)$$

Исчезающие на бесконечности решения дифференциальных уравнений (1) при $\lambda \neq 0$ имеют вид:

$$\begin{aligned} U_{1,\lambda}(x) &= (a_{1,\lambda} + a_{2,\lambda} |\lambda| x) e^{-|\lambda|x} + I_1^0 [q_{1,\lambda}(x) - p_{1,\lambda}(x)] + \\ &+ \rho \left\{ \lambda^2 I_2^0 [q_{1,\lambda}(x) - p_{1,\lambda}(x)] - i\lambda I_2^1 [q_{2,\lambda}(x) - p_{2,\lambda}(x)] \right\}, \\ U_{2,\lambda}(x) &= -i |\lambda| / \lambda \left[a_{1,\lambda} + a_{2,\lambda} \left((3-\nu) / (1-\nu) - |\lambda| x \right) \right] e^{-|\lambda|x} - \\ &- \frac{1}{\nu_1} I_1^0 [q_{2,\lambda}(x) - p_{2,\lambda}(x)] - \\ &- \frac{\nu_1}{\nu_2} \left\{ \lambda^2 I_2^0 [q_{2,\lambda}(x) - p_{2,\lambda}(x)] + i\lambda I_2^1 [q_{1,\lambda}(x) - p_{1,\lambda}(x)] \right\}, \end{aligned} \quad (4)$$

$x \geq 0$,

$$\begin{aligned} I_n^r [f(x)] &= \int_0^\infty G_{nr}^r(|x-s|) f(s) ds, \quad G_n^r(z) = \\ &= \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^\infty \frac{(it)^r e^{izt}}{(t^2 + \lambda^2)^n} dt, \quad (0 \leq r \leq 2n), \quad \rho = \frac{1+\nu}{1-\nu}. \end{aligned}$$

При вычислении первой и второй производных от перемещений $U_{k,\lambda}(x)$ ($k=1,2$) в формулах (1) и (4), для операторов $I_m^j [f(x)]$ следует воспользоваться следующими равенствами:

$$\begin{aligned} \left(I_m^j [f(x)] \right)' &= I_m^{j+1} [f(x)], \quad (j=0;1;2), (m=1,2); \\ I_2^2 [f(x)] &= \lambda^2 I_2^0 [f(x)] - I_1^0 [f(x)], \\ I_1^2 [f(x)] &= -f(x) + \lambda^2 I_1^0 [f(x)], \\ I_2^4 [f(x)] &= f(x) + 2\lambda^2 I_1^0 [f(x)] - \lambda^4 I_2^0 [f(x)]. \end{aligned} \quad (5)$$

Преобразования Фурье нормальных и касательных напряжений в покрытии определяются по формулам ($x \geq 0$)

$$\begin{aligned}\sigma_{x,\lambda}(x) &= E[U'_{1,\lambda}(x) - \nu i\lambda U_{2,\lambda}(x)] / (1 - \nu^2); \\ \tau_{xy,\lambda}(x) &= E[U'_{2,\lambda}(x) - \nu i\lambda U_{1,\lambda}(x)] / (2 + 2\nu).\end{aligned}\quad (6)$$

Постоянные $a_{j,\lambda}$ ($j=1,2$) определяются из условий свободного от нагрузок торца покрытия:

$$\sigma_{x,\lambda}(0) = 0; \quad \tau_{xy,\lambda}(0) = 0. \quad (7)$$

Функции $\bar{V}_{m,\lambda}^T(x)$ равны $\bar{U}_{m,\lambda}(x,0)$, где $\bar{U}_{m,\lambda}(x,z)$ трансформанты Фурье перемещений точек упругого полупространства, определяемые из решений термоупругих уравнений Ламе [3]

$$\begin{cases} \Delta_\lambda \bar{U}_{1,\lambda}(x,z) + \frac{1}{1-2\nu_0} \frac{\partial \bar{\theta}_\lambda(x,z)}{\partial x} - 2\alpha_T \frac{1-\nu_0}{1-2\nu_0} \frac{\partial T_\lambda(x,z)}{\partial x} = 0; \\ \Delta_\lambda \bar{U}_{2,\lambda}(x,z) - \frac{i\lambda}{1-2\nu_0} \bar{\theta}_\lambda(x,z) + 2\alpha_T \frac{1-\nu_0}{1-2\nu_0} i\lambda T_\lambda(x,z) = 0; \\ \Delta_\lambda \bar{U}_{3,\lambda}(x,z) + \frac{1}{1-2\nu_0} \frac{\partial \bar{\theta}_\lambda(x,z)}{\partial z} - 2\alpha_T \frac{1-\nu_0}{1-2\nu_0} \frac{\partial T_\lambda(x,z)}{\partial z} = 0; \end{cases} \quad (8)$$

$$\Delta_\lambda = \frac{\partial^2}{\partial x^2} - \lambda^2 + \frac{\partial^2}{\partial z^2}; \quad \bar{\theta}_\lambda = \frac{\partial \bar{U}_1}{\partial x} - i\lambda \bar{U}_2 + \frac{\partial \bar{U}_3}{\partial z}.$$

Решения системы (8) должны исчезать на бесконечности, а на поверхности полупространства нормальные и касательные напряжения должны обращаться в нуль.

Функция $T_\lambda(x,z)$ является трансформантой Фурье распределения температуры в полупространстве и определяется из уравнения стационарной теплопроводности, которое при наличии внутри полупространства источников тепла мощностью W_T , помещенных в точках $M_1(a;0;b)$, $M_2(a;0;-b)$ запишется в виде [3]

$$\Delta_\lambda T_\lambda(x,z) = -\frac{W_T}{\lambda_T} \delta(x-a) [\delta(z-b) + \delta(z+b)], \quad z \geq 0; \quad |x| < \infty, \quad (9)$$

где $\delta(x)$ – дельта-функция Дирака. Необходимо найти четное по z решение этого уравнения, которое исчезает на бесконечности, а на поверхности полупространства удовлетворяет условиям:

$$T_{\lambda}(x,0)=0, \quad x < 0, \quad \left. \frac{\partial T_{\lambda}(x,z)}{\partial z} \right|_{z=0} = 0, \quad x > 0. \quad (10)$$

При этом второе условие в (10) автоматически выполняется.

В работе [4] подробно решены уравнения (9) и (10). Распределение температуры внутри полупространства определяется формулами

$$\frac{\lambda_T}{W_T} T(x,y,z) = \frac{1}{\pi^2} \int_0^{\infty} \int_{\lambda}^{\infty} \Psi_{-}^{\lambda}(-is) \frac{\cos z \sqrt{s^2 - \lambda^2}}{\sqrt{s - \lambda}} \frac{ds}{e^{xs}} \Big] \cos y \lambda d\lambda + T_{\infty}(x,y,z), \quad (11)$$

1) $x \geq 0$;

$$\frac{\lambda_T}{W_T} T(x,y,z) = \frac{1}{\pi^2} \int_0^{\infty} \int_{\lambda}^{\infty} \Psi_{+}^{\lambda}(is) \frac{\sin z \sqrt{s^2 - \lambda^2}}{\sqrt{s + \lambda}} \frac{ds}{e^{-xs}} \Big] \cos y \lambda d\lambda + T_{\infty}(x,y,z),$$

$$T_{\infty}(x,y,z) = \frac{1}{4\pi} \left[\frac{1}{\sqrt{(x-a)^2 + y^2 + (z-b)^2}} + \frac{1}{\sqrt{(x-a)^2 + y^2 + (z+b)^2}} \right]$$

3) $a \geq 0$;

$$\Psi_{-}^{\lambda}(-is) = -\frac{1}{\pi_{\lambda}} \int_{\lambda}^{\infty} \frac{\cos b \sqrt{\tau^2 - \lambda^2}}{\sqrt{\tau - \lambda}} \frac{e^{-a\tau}}{\tau + s} d\tau,$$

$$\Psi_{+}^{\lambda}(is) = \frac{1}{\pi} \int_{\lambda}^{2s-\lambda} \left[\frac{\cos b \sqrt{s^2 - \lambda^2}}{\sqrt{s - \lambda}} \frac{e^{as}}{e^{as}} - \frac{\cos b \sqrt{\tau^2 - \lambda^2}}{\sqrt{\tau - \lambda}} \frac{e^{a\tau}}{e^{a\tau}} \right] \frac{d\tau}{\tau - s} -$$

$$-\frac{1}{\pi} \int_{2s-\lambda}^{\infty} \frac{\cos b \sqrt{\tau^2 - \lambda^2}}{\sqrt{\tau - \lambda}} \frac{e^{-a\tau}}{\tau - s} d\tau,$$

4) $a < 0$;

$$\Psi_{+}^{\lambda}(is) = \frac{1}{\pi_{\lambda}} \int_{\lambda}^{\infty} \frac{\sin b \sqrt{\tau^2 - \lambda^2}}{\sqrt{\tau + \lambda}} \frac{e^{a\tau}}{\tau + s} d\tau,$$

$$\Psi_{-}^{\lambda}(-is) = \frac{1}{\pi} \int_{\lambda}^{2s-\lambda} \left[\frac{\sin b \sqrt{\tau^2 - \lambda^2}}{\sqrt{\tau + \lambda}} e^{as} - \frac{\sin b \sqrt{s^2 - \lambda^2}}{\sqrt{s + \lambda}} e^{as} \right] \frac{d\tau}{\tau - s} +$$

$$+\frac{1}{\pi} \int_{2s-\lambda}^{\infty} \frac{\sin b \sqrt{\tau^2 - \lambda^2}}{\sqrt{\tau + \lambda}} \frac{e^{a\tau}}{\tau - s} d\tau.$$

Для определения термоупругих перемещений поверхностных точек полупространства $\bar{U}_{j,\lambda}(x,0)$ ($j=1,2,3$) необходимо решить систему (8) и удовлетворить условиям равенства нулю нормальных и касательных напряжений на поверхности полупространства, которые запишутся в виде

$$\begin{aligned} \sigma_z^\lambda \Big|_{z=0} &= \left[\frac{\partial \bar{U}_{3,\lambda}}{\partial z} + \frac{v_0}{1-2v_0} \left(\frac{\partial \bar{U}_{1,\lambda}}{\partial x} + \frac{\partial \bar{U}_{3,\lambda}}{\partial z} \right) - \frac{1-v_0}{1-2v_0} \alpha_T T_\lambda \right] \Big|_{z=0} = 0, \\ \tau_{xz}^\lambda \Big|_{z=0} &= \left[\frac{\partial \bar{U}_{1,\lambda}}{\partial z} - \frac{\partial \bar{U}_{3,\lambda}}{\partial x} \right] \Big|_{z=0} = 0, \quad \tau_{yz}^\lambda \Big|_{z=0} = \\ &= \left[\frac{\partial \bar{U}_{2,\lambda}}{\partial z} + i\lambda \bar{U}_{3,\lambda} \right] \Big|_{z=0} = 0. \end{aligned} \quad (12)$$

Решение системы (8) разыскивается через термоупругий потенциал $\Phi^\lambda(x,z)$ [3]

$$\begin{aligned} \bar{U}_{1,\lambda}(x,z) &= \frac{\partial \Phi^\lambda(x,z)}{\partial x}; \\ \bar{U}_{2,\lambda}(x,z) &= -i\lambda \Phi^\lambda(x,z); \\ \bar{U}_{3,\lambda}(x,z) &= \frac{\partial \Phi^\lambda(x,z)}{\partial z}, \end{aligned} \quad (13)$$

который определяется из уравнения

$$\Delta_\lambda \Phi^\lambda(x,z) = \frac{1+v_0}{1-v_0} \alpha_T T_\lambda(x,z). \quad (14)$$

Трансформанту Фурье по переменной u частного решения уравнения (14) представим при $z=0$ в виде

$$\Phi_*^\lambda(x,0) = -W_T \frac{\alpha_T}{\lambda_T} \frac{1+v_0}{1-v_0} \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \left[\frac{e^{-b\sqrt{\xi^2+\lambda^2}}}{(\xi^2+\lambda^2)^{3/2}} + b \frac{e^{-b\sqrt{\xi^2+\lambda^2}}}{\xi^2+\lambda^2} \right] e^{-i(x-a)\xi} d\xi. \quad (15)$$

Общее решение системы (8) разыскивается в виде

$$\begin{aligned} \bar{U}_{1,\lambda}(x,z) &= \gamma_T \frac{\partial}{\partial x} (\omega_{1,\lambda} + z\omega_{2,\lambda}) + \frac{\partial \Phi_*^\lambda}{\partial x}; \quad \bar{U}_{2,\lambda}(x,z) = -\gamma_T i\lambda (\omega_{1,\lambda} + z\omega_{2,\lambda}) + \Phi_*^\lambda; \\ \bar{U}_{3,\lambda}(x,z) &= \gamma_T \frac{\partial}{\partial z} (\omega_{3,\lambda} + z\omega_{2,\lambda}) - \gamma_T \omega_{2,\lambda} + \frac{\partial \Phi_*^\lambda}{\partial z}, \quad \gamma_T = -W_T \frac{\alpha_T}{\lambda_T} \frac{1+v_0}{1-v_0}. \end{aligned} \quad (16)$$

Непосредственной подстановкой (16) в (12) можно убедиться, что все уравнения системы будут удовлетворяться, если функции $\omega_j(x, y, z)$ удовлетворяют равенству

$$(3-4\nu_0) \frac{\partial \omega_{2,\lambda}}{\partial z} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} (\omega_{3,\lambda} - \omega_{1,\lambda}) = 2T_0^\lambda(x, z). \quad (17)$$

Для удовлетворения условий (12) необходимо выполнение следующих равенств

$$\left[\omega_{2,\lambda} + \frac{\partial}{\partial z} (\omega_{3,\lambda} + \omega_{1,\lambda}) \right] \Big|_{z=0} = 0; \quad T_0^\lambda(x, 0) + \\ + \left[\frac{1-2\nu_0}{\gamma_T} \left(\frac{\partial^2}{\partial x^2} - \lambda^2 \right) \Phi_* - (1-\nu_0) \left(\frac{\partial \omega_{2,\lambda}}{\partial z} + \frac{\partial^2 \omega_{3,\lambda}}{\partial z^2} \right) + \nu_0 \frac{\partial^2 \omega_{1,\lambda}}{\partial z^2} \right] \Big|_{z=0} = 0. \quad (18)$$

Искомые перемещения поверхностных точек полупространства, согласно (16), будут определяться формулами

$$\bar{U}_{1,\lambda}(x, 0) = \frac{\partial}{\partial x} [\gamma_T \omega_{1,\lambda}(x, 0) + \Phi_*(x, 0)]; \quad \bar{U}_{3,\lambda}(x, 0) = \gamma_T \frac{\partial \omega_{3,\lambda}}{\partial z} \Big|_{z=0}; \quad (19)$$

$$\bar{U}_{2,\lambda}(x, 0) = -i\lambda [\gamma_T \omega_{1,\lambda}(x, 0) + \Phi_*(x, 0)].$$

Гармонические функции $\omega_j(x, y, z)$ представим в виде

$$\omega_{k,\lambda}(x, z) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} C_k^\lambda(\xi) \frac{e^{-z\sqrt{\xi^2 + \lambda^2}}}{\xi^2 + \lambda^2} e^{-ix\xi} d\xi, \quad k=1, 3; \\ \omega_{2,\lambda}(x, z) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} C_2^\lambda(\xi) \frac{e^{-z\sqrt{\xi^2 + \lambda^2}}}{\sqrt{\xi^2 + \lambda^2}} e^{-ix\xi} d\xi. \quad (20)$$

Подставив $\omega_{j,\lambda}(x, z)$, ($j=1, 2, 3$) в формулы (16), (18), получим

$$C_3^\lambda(\xi) - C_1^\lambda(\xi) - (3-4\nu_0)C_2^\lambda(\xi) = 2C_0^\lambda(\xi),$$

$$C_0^\lambda(\xi) = -(\lambda - i\xi)\Psi_-^\lambda(\xi),$$

$$C_2^\lambda(\xi) = C_3^\lambda(\xi) + C_1^\lambda(\xi),$$

$$\Psi(z) = \frac{1}{2\pi i} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{e^{-b\sqrt{t^2 + \lambda^2}}}{\sqrt{\lambda + it}} e^{iat} \frac{dt}{t-z},$$

$$\frac{1-2v_0}{2(1-v_0)} \left(\frac{1}{\sqrt{\xi^2 + \lambda^2}} + b \right) \frac{e^{ia\xi}}{e^{b\sqrt{\xi^2 + \lambda^2}}} +$$

$$+(1-v_0) [C_3^\lambda(\xi) - C_2^\lambda(\xi) - v_0 C_1^\lambda(\xi)] = C_0^\lambda(\xi).$$

Отсюда находим

$$C_1^\lambda(\xi) = \frac{1-2v_0}{2(1-v_0)} \left(\frac{1}{\sqrt{\xi^2 + \lambda^2}} + b \right) \frac{e^{ia\xi}}{e^{b\sqrt{\xi^2 + \lambda^2}}} + C_0^\lambda(\xi),$$

$$C_2^\lambda(\xi) = \frac{-1}{2(1-v_0)} \left(\frac{1}{\sqrt{\xi^2 + \lambda^2}} + b \right) \frac{e^{ia\xi}}{e^{b\sqrt{\xi^2 + \lambda^2}}}, \quad (21)$$

$$C_3^\lambda(\xi) = - \left(\frac{1}{\sqrt{\xi^2 + \lambda^2}} + b \right) \frac{e^{ia\xi}}{e^{b\sqrt{\xi^2 + \lambda^2}}} + C_0^\lambda(\xi).$$

Используя формулы (19), (20) с учетом (16) трансформанты Фурье перемещений поверхностных точек полупространства будут определяться формулами

$$1) x < 0; \quad \bar{V}_{r,\lambda}^T(x) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_{r,\lambda}^-(\xi) e^{-ix\xi} d\xi;$$

$$2) x \geq 0; \quad \bar{V}_{r,\lambda}^T(x) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R_{r,\lambda}^+(\xi) e^{-ix\xi} d\xi; \quad (r = 1, 2, 3);$$

$$R_{1,\lambda}^\pm(\xi) = -\frac{i\xi R_\pm^\lambda(\xi)}{\xi^2 + \lambda^2}; \quad R_{2,\lambda}^\pm(\xi) = -\frac{i\lambda R_\pm^\lambda(\xi)}{\xi^2 + \lambda^2}; \quad R_{3,\lambda}^\pm(\xi) = \frac{R_\pm^\lambda(\xi)}{\sqrt{\xi^2 + \lambda^2}}; \quad (22)$$

$$R_+^\lambda(\xi) = \frac{\Psi_-^\lambda(-i\xi)}{\sqrt{\lambda - i\xi}} + \left(\frac{1}{\sqrt{\xi^2 + \lambda^2}} + b \right) e^{-b\sqrt{\xi^2 + \lambda^2}} e^{ia\xi};$$

$$R_-^\lambda(\xi) = \frac{\Psi_+^\lambda(i\xi)}{\sqrt{\lambda - i\xi}} + b e^{-b\sqrt{\xi^2 + \lambda^2}} e^{ia\xi}.$$

Для определения неизвестных контактных напряжений в результате подстановки (2) и (4) в условия контакта (3) получена система из трех интегральных уравнений. Эта система после введения обозначений $\lambda x = t$, $\lambda s = \tau$, $\lambda^{-1} p_{k,\lambda}(t/\lambda) = p_k(t)$ примет вид ($t \geq 0$)

$$\sum_{k=1}^2 \int_0^{\infty} \ell_{rk}^{\lambda} (|t-\tau|) p_k(\tau) d\tau = (A_r^{\lambda} + B_r^{\lambda} |\lambda| t) e^{-|\lambda|t} + c f_{r,\lambda}(t) + c \bar{V}_{r,\lambda}^T(t). \quad (23)$$

$$\ell_{rk}^{\lambda}(z) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} [H_{rk}^{\lambda}(t) + h_{rk}^{\lambda}(t)] e^{-izt} dt, \quad c = \frac{1-v^2}{1-v_0} \frac{E_0}{2Eh}, \quad r=1, 2.$$

Входящие сюда функции и постоянные определяются по формулам:

$$\begin{aligned} h_{11}^{\lambda}(t) &= 2c (2\omega_{\lambda} - \alpha \lambda^2 \omega_{\lambda}^2); & h_{12}^{\lambda}(t) &= -h_{21}^{\lambda}(t) = 2c \alpha_0 i t \omega_{\lambda}^2; \\ h_{22}^{\lambda}(t) &= 2c [(1-v)^{-1} \omega_{\lambda} + \alpha_0 \lambda^2 \omega_{\lambda}^2]; & h_{13}^{\lambda}(t) &= -h_{31}^{\lambda}(t) = 2c i t \omega_{\lambda}^2 / h; \\ h_{33}^{\lambda}(t) &= 2c h^{-2} \omega_{\lambda}^2; & h_{23}^{\lambda}(t) &= -h_{32}^{\lambda}(t) = 2c i \lambda \omega_{\lambda}^2 / h; \quad \omega_{\lambda} = (t^2 + \lambda^2)^{-1}; \end{aligned} \quad (24)$$

$$A_1^{\lambda} = a_{4,\lambda} + h \lambda (a_{1,\lambda} - a_{2,\lambda}); \quad A_2^{\lambda} = \frac{|\lambda|}{i\lambda} \left[a_{3,\lambda} - \frac{3-v}{1+v} a_{4,\lambda} \right] + h \lambda a_{1,\lambda};$$

$$A_3^{\lambda} = a_{1,\lambda}; \quad B_1^{\lambda} = a_{4,\lambda} + h \lambda a_{2,\lambda}; \quad B_2^{\lambda} = \frac{|\lambda|}{i\lambda} a_{4,\lambda} + h \lambda a_{2,\lambda}; \quad B_3^{\lambda} = a_{2,\lambda}.$$

$$f_{1,\lambda}(t) = -2I_1^0 [q_{1,\lambda}(t)] + \gamma \lambda^2 I_2^0 [q_{1,\lambda}(t)] - \gamma i \lambda I_1^1 [q_{2,\lambda}(t)];$$

$$f_{2,\lambda}(t) = -\gamma I_2^1 [q_{1,\lambda}(t)] - \gamma \lambda^2 I_2^0 [q_{2,\lambda}(t)] - \frac{2}{1-v} I_1^0 [q_{2,\lambda}(t)];$$

$$\gamma = 2(2-v)/(1-v); \quad \alpha = (1-2v)/(1-v).$$

Решение системы интегральных уравнений (23) строится методом ортогональных многочленов и разыскивается в виде [6]

$$p_k(t) = \frac{2e^{-t}}{\sqrt{2t}} \sum_{n=0}^{\infty} \mu_n \phi_{n,k} L_n^{-1/2}(2t), \quad \mu_n = \frac{2\sqrt{2} n!}{\Gamma(n+0,5)}, \quad k=1, 2, \quad (25)$$

где $L_n^{-1/2}(2t)$ – многочлен Чебышева-Лагера, $\Gamma(a)$ – гамма-функция [7].

Коэффициенты $\phi_{n,k}$ находятся из системы алгебраических уравнений

$$\sum_{k=1}^3 \sum_{n=0}^{\infty} I_{n,k,m} \phi_{n,k} = f_{m,r}; \quad (r=1, 2, 3; \quad m=0, 1, 2, \dots), \quad (26)$$

полученной подстановкой (25) в систему (23), умножения на $2e^{-t}(2t)^{-1/2} L_m(2t)$ и интегрирования по t в пределах $(0; \infty)$. В результате получаем:

$$\begin{aligned}
 I_{n,1,1} &= k_n^{1,1} + \frac{2c}{\lambda} (2q_n^{1,0} - \alpha q_n^{2,0}); \quad I_{n,1,2} = -k_n^{1,2} - \frac{2c}{\lambda} \alpha q_n^{2,1}; \\
 I_{n,2,1} &= k_n^{2,1} + \frac{2c}{\lambda} \alpha q_n^{2,1}; \quad I_{n,2,2} = k_n^{2,2} + \frac{2c}{\lambda} \left[\frac{q_n^{1,0}}{1-\nu} + \alpha q_n^{2,0} \right]; \\
 k_n^{1,1} &= \delta_{0n} + \frac{\zeta_0}{2} \left[\delta_{0n} - \frac{1}{2} \delta_{|n|} \right]; \quad k_n^{1,2} = k_n^{2,1} = \frac{\zeta_0}{4} \delta_{|n|}; \\
 k_n^{2,2} &= \frac{\delta_{0n}}{1-\nu_0} - \frac{\zeta_0}{2} \left[\delta_{0n} - \frac{1}{2} \delta_{|n|} \right]; \\
 q_n^{1,0} &= \frac{2}{\pi(1-4n^2)}; \quad q_n^{2,p} = (12-4^p) \frac{(-1)^p}{\pi} \frac{1}{(9-4n^2)(1-4n^2)}, \quad (p=0,1).
 \end{aligned} \tag{27}$$

Для вычисления коэффициентов правой части $f_{m,r}$ системы (26), используя представления для полиномов Чебышева-Лагерра

$$1 = L_0^{-1/2}(2t); \quad 2t = \frac{1}{2} L_0^{-1/2}(2t) - L_1^{-1/2}(2t)$$

и их ортогональность (7.414) [7], запишем формулу

$$\begin{aligned}
 f_{m,r} &= \frac{c}{2} \left[A_r 2\delta_{1m} + B_r \left(\frac{1}{2} \delta_{0m} - \delta_{1m} \right) \right] + \frac{c}{\lambda} (\bar{f}_{m,r} + \psi_{m,r}); \quad (r=1,2); \\
 \bar{f}_{m,r} &= 2\mu_m \int_0^{\infty} \bar{V}_{r,\lambda}^T(t) e^{-t} \frac{L_m^{-1/2}(2t)}{\sqrt{2t}} dt + \psi_{m,r} = \\
 &= \frac{(-1)^m}{2\pi} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} R_{r,\lambda}^+(tg\phi) \left[e^{-i(2m+1)\phi} \right] \frac{d\phi}{(\cos\phi)^{3/2}}, \\
 \psi_{m,r} &= 2\mu_n \int_0^{\infty} f_{r,\lambda}(t) e^{-t} \frac{L_m^{-1/2}(2t)}{\sqrt{2t}} dt = \\
 &= \frac{(-1)^m}{2\pi} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} F_{r,\lambda}(tg\phi) \left[e^{-i(2m+1)\phi} \right] \frac{d\phi}{(\cos\phi)^{3/2}}, \quad F_{r,\lambda}(u) = \int_{-\infty}^{\infty} f_{r,\lambda}(t) e^{iut} dt.
 \end{aligned} \tag{28}$$

где δ_{km} – символ Кронекера.

Входящие в искомое решение (25) коэффициенты $\phi_{n,k}$ находятся из бесконечной системы (26). Так как правые части системы содержат неизвестные произвольные постоянные A_r, B_r ($r=1,2$), которые

согласно (23) выражаются через $a_{j,\lambda}$ ($j=1, 2, 3, 4$), то, пользуясь линейностью этой системы, коэффициенты $\phi_{n,k}$ будем разыскивать в виде

$$\phi_{n,k} = \sum_{p=1}^2 (A_{p,\lambda} \phi_{n,k,p} + B_{p,\lambda} \bar{\phi}_{n,k,p}) + \tilde{\phi}_{n,k} + \psi_{n,k}; \quad (29)$$

$$(n=0, 1, 2, \dots; k=1, 2),$$

где $\phi_{n,k,p}, \bar{\phi}_{n,k,p}, \tilde{\phi}_{n,k}, \psi_{n,k}$ находятся из бесконечной системы (26), в правых частях которых, соответственно записанных в (29) слагаемым, вместо $f_{m,r}$ находятся величины

$$\delta_{ip} \delta_{1m}, \quad \delta_{rp} (\delta_{0m} - 2\delta_{1m}) / 4, \quad \bar{f}_{m,r}, \quad \Psi_{m,r}. \quad (30)$$

Бесконечные системы (26) с учетом (29), (30) удобно решать приближенно методом редукции [8].

При действии источника тепла мощностью W_T и горизонтальных нагрузок (рис 1), может происходить вспучивание материала полупространства, которое может сопровождаться отрывом покрытия от полупространства. Это произойдет тогда, когда в точках $x=0+0$ наступит состояние подвижного равновесия, определяемого условием [9]

$$N_{0,m} = \frac{1}{\pi} K_m, \quad m=1, 2, \quad (31)$$

где K_m — коэффициенты сцепления на скалывание ($m=1$), сдвиг ($m=2$), которые определяются экспериментально; $N_{0,m}$ — коэффициенты интенсивности контактных напряжений в торце покрытия, полученные на основе линейной теории упругости. Они определяются по формуле, полученной из (25)

$$N_{0,m} = \lim_{x \rightarrow 0+0} \sqrt{x} p_m(x) = \sqrt{2/\lambda} \sum_{n=0}^{\infty} \mu_n \phi_{n,m}. \quad (32)$$

При достаточно большом удалении источника тепла и горизонтальных нагрузок от торца покрытия можно рассмотреть задачу о бесконечном покрытии полупространства. В этом случае система интегральных уравнений (23) будет определена на бесконечном интервале, коэффициенты A_r^λ, B_r^λ равны нулю и можно получить точное решение этой системы с помощью преобразования Фурье.

ЦИТИРУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Попов Г. Я. Контактные задачи для линейно-деформируемого основания. – К.: Вища школа, 1982. – 167 с.
2. Лурье А. И. Пространственные задачи теории упругости. – М.: Гостехиздат, 1970. – 357 с.
3. Мелан Э., Паркус Г. Термоупругие напряжения, вызываемые стационарными температурами полями. – М.: Физматгиз, 1958. – 167 с.
4. Воробьев В. Л. Термоупругая задача для полупространства, сцепленного с полубесконечным покрытием при наличии источника тепла внутри полупространства // Теорія і практика в процесі подрібнення, розділення, змішування і ущільнення: Зб. наукових праць. – Одеса: ОНМА, 2011. – Вип. 15. – С. 86-100.
5. Тихонов А. Н., Самарский А. А. Уравнения математической физики. – М.: Наука, 1977. – 135 с.
6. Попов Г. Я. Концентрация упругих напряжений возле штампов, разрезов, жестких включений и подкреплений. – М.: Наука, 1982. – 324 с.
7. Градштейн Н. С., Рыжик И. М. Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений. – М.: Физматгиз, 1971. – 1108 с.
8. Гохберг И. Ц., Фельдман И. А. Уравнение в свертках и проекционные методы их решения. – М.: Наука, 1971. – 420 с.
9. Черепанов Г. П. Механика хрупкого разрушения. – М.: Наука, 1971. – 420 с.

УДК 612.82; 347.79

Голикова В.В.
ОНМА

ДИНАМІКА ПСИХОФІЗІОЛОГІЧНИХ ФУНКЦІЙ У КУРСАНТІВ В ХОДІ ФОРМУВАННЯ ГОТОВНОСТІ ДО ОПЕРАТОРСЬКОЇ ДІЯЛЬНОСТІ НА ОСНОВІ КЛАСТЕРНОГО АНАЛІЗУ

Навчання в морському ВНЗ є специфічним видом професійної освіти, основним завданням якого являється підготовка висококваліфікованих офіцерів-операторів для плавскладу світового флоту. За рівнем знань, умінь та навичок випускники повинні відповідати міжнародним вимогам до відповідних категорій спеціалістів щодо компетентності, надійності і стану здоров'я, як це передбачено Конвенцією ПДНВ 78/95 [1].

Процес формування професійно важливих якостей (ПВЯ) і виробничого динамічного стереотипу (ВДС) у курсантів, їх закріплення в ході тренажерної підготовки і плавальної практики набувають особливого значення [2]. Вони будуються на індивідуально-типологічних і особистих властивостях ЦНС, домінуючій мотивації, соціально-економічних передумовах, враховують специфіку і вимоги професійної діяльності суднового оператора і виховання готовності до надійної, ефективної і безпечної праці в морі.

Особливості морської професії, вимоги щодо виконання членами суднового екіпажу своїх функціональних обов'язків в ході несіння вахт та виконання загальносуднових і авральних робіт, безперервне перебування на судні, в умовах дії виробничих та природних чинників, сила яких досягає екстремальних величин, визначають провідні особливості морської освіти за змістом і формами організації навчального процесу, а також практично всіх інших сторін життєдіяльності курсантів у морському ВНЗ. Слід формувати у курсантів систему ПВЯ (у її широкому фізіологічному розумінні як функціональної системи) на комплексній основі, з урахуванням індивідуально-типологічних особливостей вищої нервової діяльності (ВНД), гармонічного розвитку фізичних, психофізіологічних функцій, зміцнення реактивності організму, необхідних для забезпечення активної та ефективної трудової діяльності, в тому числі за рахунок формування виробничого динамічного стереотипу за Павловим І.П. [3].

В ході професійної діяльності суб'єкт демонструє системне реагування на виробничі стимули завдяки сформованій функціональній

системі з багаторівневою інтегрованою операціональною архітектонікою, направленою на результат детермінантою. Однак, вже в роки професійного навчання відбувається складний процес утворення, розвитку, доведення до автоматизму і стабілізації такої функціональної системи [4].

При цьому під системою ПВЯ і ВДС слід розуміти не суму сенсорних реакцій, ізольованих поведінкових актів і навіть відокремлених простих виробничих операцій, побудованих на умовно-рефлекторній основі, а цілісну багаторівневу функціональну систему, що забезпечує якісне, ефективне і безпечне виконання певного виду професійної діяльності або є свідцтвом готовності до відповідного виду праці (в нашому випадку – у професіях судових операторів) [5]. Оскільки в суперскладній соціально-біологічній системі «людина» одночасно існує велика кількість функціональних систем, з позицій виробничої діяльності (у працюючої людини) ВДС представляє домінуючу функціональну систему [6].

Відомо, що одним з найбільш розповсюджених способів виявлення взаємозв'язків між окремими показниками психофізіологічних функцій є встановлення наявності між ними кореляційних зв'язків [7]. Наочність одержаних результатів досягається за допомогою методу кореляційних плеяд П.В.Терентьева, Н.П. Ростової [8]. Він дозволяє виділити тісно пов'язані групи ознак, що входять в систему, характеризують її і формують показники, у сукупності – компоненти плеяд. Але цей метод ще не знайшов необхідної підтримки у педагогів і психофізіологів у морських ВНЗ і практично не застосовується в науково-практичних розробках з розвитку когнітивних якостей і оцінки готовності випускників до операторської діяльності.

Тому *метою* даного дослідження було вивчення розвитку стану психофізіологічної готовності до професійної діяльності судового оператора в ході найбільш значущих елементів підготовки курсантів (накопичення знань, відпрацювання професійно важливих навичок та умінь) в ході роботи на тренажерах і плавальної практики.

Матеріали і методи дослідження. Проведено динамічне обстеження 230 курсантів, які були розподілені на групи залежно від факультету, форми навчання та учбового курсу. Всі обстежені успішно проходили щорічні медичні і психофізіологічні огляди й були визнані здоровими і здатними до роботи на морських судах. Для вивчення умов навчання і реагування курсанта на навчально-виробниче навантаження в роботі застосовано гігієнічні, ергономіч-

ні, психофізіологічні методи досліджень. Останні включали: обстеження за допомогою комп'ютеризованого комплексу „МОРТЕСТ” у його модифікації „СПАС-10”, виконання тестів: оперативна пам'ять (ОП), прості аналогії (ВМ), реакція на рухомий об'єкт (РРО), рухомість нервових процесів (РНП), Люшера, Шульте з модифікаціями (Ш, Ш-П, Ш-Г), переплутані лінії (ПУЛ), Равена, СМТВО; а також бланкові методики: Айзенка, Бентона, Кільця Ландольта, САН, Спілбергера-Ханіна, Тейлора. Всі одержані данні обробляли статистичними методами варіаційного, кореляційного, кластерного аналізу з елементами математичного моделювання.

Результати дослідження та їх обговорення.

У застосованій і частково модифікованій з нашою участю комп'ютеризованій програмі «МОРТЕСТ»-«СПАС-10» система бальної оцінки за окремими тестами заносилася у протокол дослідження автоматично як «зведений бал». Складніше було узагальнити додаткові результати за тестами, які не входять у комп'ютеризовану програму. Одержані результати потребували аналізу не лише шляхом співставлення змін у абсолютних величинах, але й в плані оцінки динаміки взаємозв'язків між окремими показниками в процесі адаптації до навчання у морському ВНЗ і формування ПВЯ. Саме тому результати досліджень психофізіологічних функцій слід було проаналізувати в ході побудови системи доказів формування ВДС у курсантів. Для отриманих груп були побудовані графі кореляційних структур. Порогове значення коефіцієнту кореляції прийнято на рівні $r_0 = 0,3$, що дозволило включити в структуру всі більш-менш гігієнічно і психофізіологічно значущі зв'язки.

Всього було закодовано 19 показників (табл. 1), серед яких три групотвірних (факультет або майбутня спеціальність, форма навчання, курс), а також данні фізичного статусу (ріст, маса тіла), фізіологічний стан за тестом САН, показники інтро-, екстраверсії, емоційної стабільності за тестом Айзенка, тривожності за тестами Тейлора і Спілбергера-Ханіна, функції уваги та характеристики процесу переробки інформації у нейроаналізаторному комплексі за результатами виконання тесту „Кільця Ландольта”.

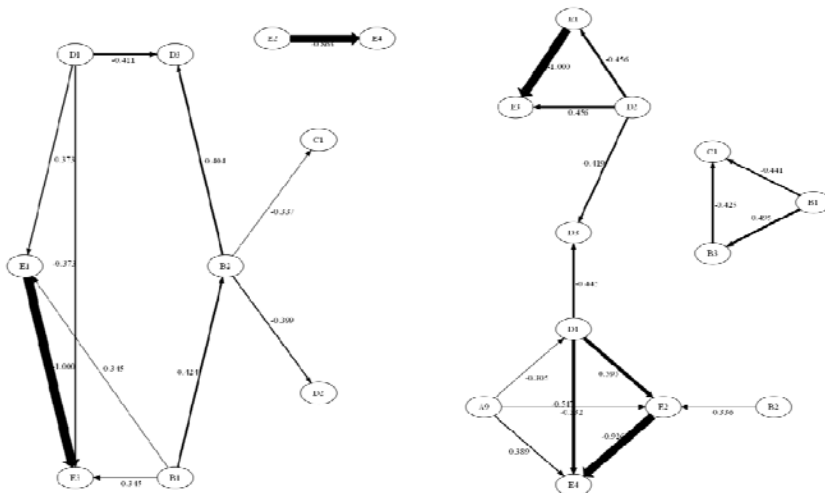
За допомогою введених кодів стало можливим представити у найбільш формалізованій та наглядній формі показники тісноти зв'язків між однорідними та різнорідними параметрами психофізіологічного стану курсанта з контролем основних тенденцій утворених функціональних комплексів до зміни. Дослідження показали, що

існує декілька вузлових ознак, навкруги яких формуються плеяди взаємозв'язаних психофізіологічних функцій, які різною мірою беруть участь у створенні системи індивідуального реагування на навчальне (і виробниче) навантаження (рис. 1).

Таблиця 1. Кодування показників для кластерного аналізу

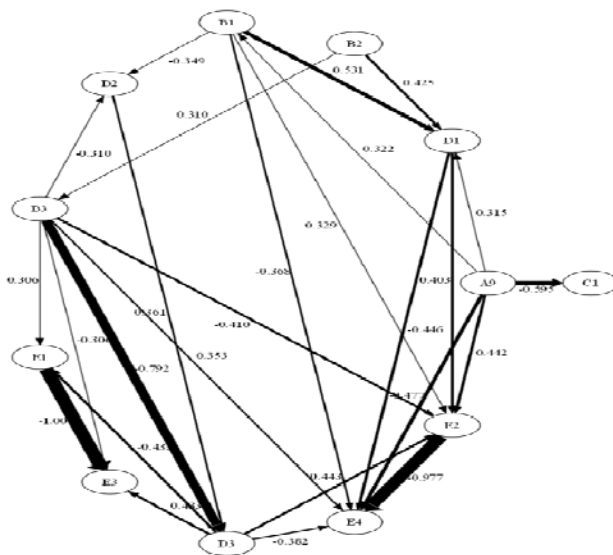
Код	Показник	Код	Показник
A2	Факультет (СВ або СМ)	C2	Тривожність (за тестом Спілбергера)
A3	Форма навчання (бюджетна або контрактна)	D1	Інтроверт/екстраверт (за тестом Айзенка)
A4	Курс	D2	Емоційна стабільність (за тестом Айзенка)
A7	Плавательський стаж	D3	Достовірність тесту (Айзенк)
A8	Зріст	E1	Т (за тестом «Кільця Ландольта»)
A9	Маса тіла	E2	п (за тестом «Кільця Ландольта»)
B1	Самопочуття (за тестом САН)	E3	V (за тестом «Кільця Ландольта»)
B2	Активність (за тестом САН)	E4	A (за тестом «Кільця Ландольта»)
B3	Настрій (за тестом САН)	E5	S (за тестом «Кільця Ландольта»)
C1	Тривожність (за тестом Тейлора)		

Як видно з рис. 1А, на першому курсі переважають лінійні зв'язки між окремими показниками психофізіологічного стану обстеженого. У представників даної групи за числом домінуючих ознак переважають функції уваги, прийому та переробки інформації, а також фізичне самопочуття (стан здоров'я курсанта). Тісний зворотній зв'язок встановлюється між інтегральним показником уваги і числом помилок при виконанні тесту «Кільця Ландольта». В цьому контексті слід нагадати, що навчальний заклад має однією з своїх провідних задач формування всього комплексу функцій уваги у суб'єктів навчання. Тому, не випадково, перша кореляційна плеяда, що утворюється вже на початку учбового процесу, має в якості ядра такий важливий показник уваги, як часовий показник успішності виконання тесту (E1 - T).



А. Перший курс, обсяг вибірки 66 осіб

В. Другий курс, обсяг вибірки 61 особа



С. Третій курс, обсяг вибірки 56 осіб

Рис. 1. Динаміка формування взаємозв'язків між психофізіологічними функціями (кореляційні плеяди) у курсантів в ході навчання у морському ВНЗ

Природно, з вищесказаного, що другий комплекс має в своєму центрі ознаку «самопочуття», що повинно сприйматися як рівень психофізичного здоров'я, який може негативно змінюватися в ході первинної адаптації до умов ВНЗ і заважати процесу учіння в широкому його значенні. Якщо перший комплекс включає типологічні особливості ВНД курсанта (в даному контексті – інтроверсія/екстраверсія) і також позитивно корелює з ознакою «самопочуття», то другий – позитивно корелює з емоційною стабільністю і негативно – з можливими неправдивими відповідями. Тобто, в цілому, можна вважати, що побудовані кореляційні плеяди досить чітко відбивають домінування пізнавальних процесів на першому етапі адаптації до всього навчального комплексу, примат атенційних та когнітивних функцій, а також психосоматичного здоров'я курсантів, ознаки яких є центральними у сформованих плеядах. Вузлами цих підграфів являються практично всі задіяні на першому етапі показники, а ребрами – кореляційні зв'язки, які за абсолютними величинами більші ніж r_0 .

У курсантів другого курсу просліджується подальше формування первинних комплексів, в яких домінують процеси уваги, екстравертивні прояви реагування та демонстративно підвищені оцінки стану самопочуття, активності з високим рівнем тривожності (рис. 1В). Первинна система в них складається з трьох комплексів з обмеженим числом графів. Процеси переробки інформації домінують з максимальним внеском інформаційного компоненту та високим рівнем емоційних реакцій.

На третьому етапі (рис. 1В), який відповідає третьому року навчання у морському ВНЗ, має місце не тільки консолідація системи, але й спостерігається суттєве зростання компонентів, що включаються, та підвищенням ступеню кореляції між ними. Саме цей етап, який за результатами комплексу психофізіологічних досліджень у найбільш вираженій формі віддзеркалює процес учбової і первинної професійної адаптації, є також одним з провідних у формуванні у курсантів ПВЯ. Тому, не випадково, що професійні особливості у курсантів різних факультетів мають різні психофізіологічні елементи навчальної підготовки (рис. 2).

Оскільки в обстеженні брали участь курсанти перших трьох курсів, представлені на рис. 2, плеяди характеризують перший (пізнавальний) та, певною мірою, другий (первинної професійної адаптації) етапи формування ПВЯ.

Порівняння плеяд судноводіїв та судномеханіків показує, що у перших формування системи ПВЯ іде повільніше. У них досліджені

показники до третього курсу складаються у три незалежних групи, тоді як в цей час у судномеханіків вже має місце єдиний складний домінуючий комплекс, що охоплює практично всю сукупність обстежених, який включає практично всі основні психофізіологічні функції, в першу чергу, такі професійно важливі, як увага, переробка інформації в зоровому аналізаторі, емоційна стабільність з відповідними компонентами психоемоційного стану.

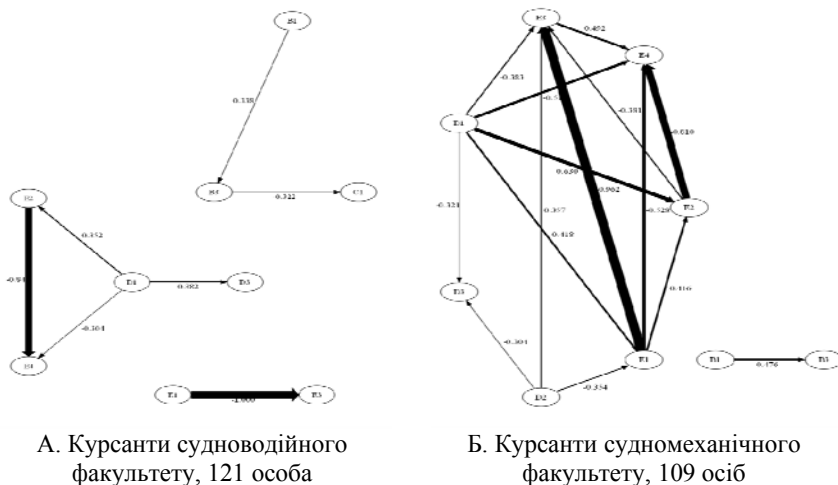


Рис. 2. Показники кореляційних зв'язків психофізіологічних показників у курсантів різних спеціальностей

У курсантів судноводійного факультету переважають початкові форми взаємозв'язків, які утворюють три самостійні комплекси (рис. 2А): психоемоційний (самопочуття-настрій-тривожність), інформаційно-типологічний (показники переробки інформації, психомоторні функції та інтро-/екстравертованості) і розвитку (мобілізації) функцій уваги. Єдиної системи психофізіологічного реагування на цьому етапі ще не сформовано. Складність професії судноводія (штурмана, помічника капітана і, згодом, командира сучасного судна дедвейтом до 100-300 тис. т і навіть більше), багатовекторна діяльність, яка включає операторські, управлінські і навіть фінансово-економічні та дипломатичні функції, роблять процес професійного становлення більш тривалим і різноплановим.

Інша картина просліджується у курсантів судномеханічного факультету (рис. 2Б). У них домінує потужний психофізіологічний ком-

плекс, який має виражену професійну направленість (розвиток і мобілізація вищих психічних функцій) з одночасним зростанням рівню емоційної стабільності й зниженням невротизму. Практично всі схеми навчання і професійного розвитку є типовими для професій типу «людина-техніка». В цьому плані професійні вимоги і функціональні обов'язки суднового механіка з психофізіологічних позицій більш цільні й односпрямовані, поєднують у функціональній системі, що складається в процесі навчання, інформаційно-інтелектуальні і практичні елементи. Тому її формування проходить переважно не шляхом складання різних підсистем, а за рахунок ускладнення єдиного комплексу, зростання тісноти зв'язків на монолітному фундаменті інженерних знань, технічних навичок і умінь.

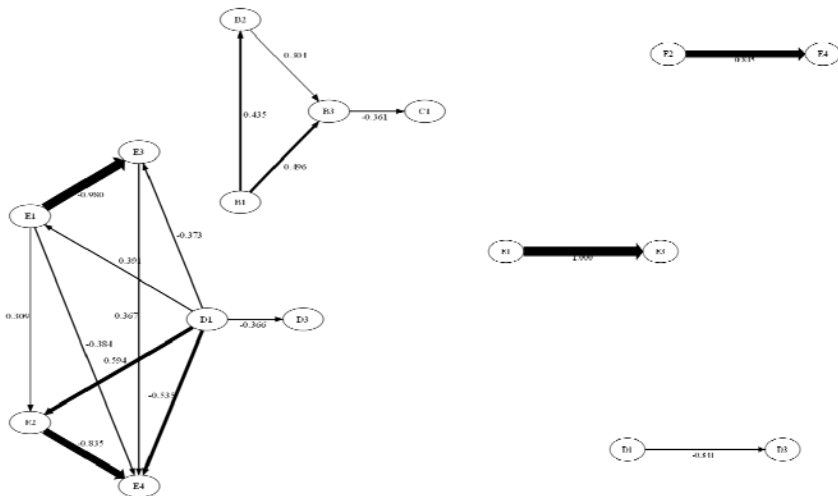
Специфіка кожного суднового оператора, незалежно від конкретного фаху і службової посади, полягає у цілодобовому перебуванні на рухомому транспортному об'єкті на протязі багатьох діб і неділь безперервного плавання у різних клімато-географічних умовах, змінному (вахтовому) характері виробничої діяльності, єдності зон праці і відпочинку тощо. Високе нервово-психічне навантаження, психоемоційні впливи зберігають своє самостійне значення і суттєво впливають на самопочуття та працездатність обстежених, що зафіксовано у виявлених кореляційних зв'язках і відповідних плеядах.

Невисокі коефіцієнти кореляції могли бути пов'язані, зокрема, з внутрішньою гетерогенністю груп курсантів різних спеціальностей. Значний інтерес в цьому плані представляє співставлення перших етапів формування ВДС у курсантів з бюджетною та контрактною формою навчання. У перших після початкового (пізнавального) етапу навчання формується протосистема ВДС, тоді як у других переважають лінійні відокремлені взаємозв'язки досліджених показників (рис. 3).

Якщо у курсантів, що вчаться на бюджетній основі, на момент обстеження виявляються два складні комплекси (загально фізіологічний і психофізіологічний з елементами типологічних особливостей ВНД), то у обстежених з контрактною формою навчання майже до 3-го курсу чітко простежуються лише три парні (початкові) плеяди, які побудовані на показниках функцій уваги, переробки інформації і типологічних особливостей ВНД.

При необхідності метод дозволяє нарощувати число показників, не залежно від способу їх визначення. За умови послідовного зменшення критичного рівня число ребер зростає, плеяди стають круп-

нішими і починають зливатися одна з одною. Цей метод, який дозволяє виділити всі вірогідні внутрішні плеядні зв'язки, є вельми чутливим до величини порогу визначення r_0 і при його надмірному зниженні можливе лавиноподібне нагромадження графу малоінформативними ребрами. Тому рівень 0,3-0,4 вважають оптимальним, що підтверджують наведені вище графи.



А. Форма навчання бюджетна. Обсяг вибірки: 55 осіб

Б. Форма навчання контрактна. Обсяг вибірки: 50 осіб

Рис. 3. Плеяди кореляційних зв'язків між психофізіологічними функціями курсантів у залежності від форми навчання

Найбільш виражені зміни зафіксовано після плавальної практики при групуванні курсантів в залежності від сумарного строку плавання. Було виділено три кластери, які суттєво різняться між собою в залежності від цього важливого критерію. (рис. 4).

Оскільки плавальну практику курсанти проходять переважно на судах, що входять до складу діючих на світовому ринку судноплавних компаній, графік виходу в рейси є динамічним, так само як і їх тривалість, яка нерідко затягується на 6-8 і більше місяців. Курсанти мають змогу повернутися в ОНМА тільки після зміни екіпажу. Бажання закріпити свої позиції у судноплавній компанії (особливо у випадках, коли практикант займає штатну посаду штурмана або механіка), призводить до штучного подовження часу перебування на практиці.

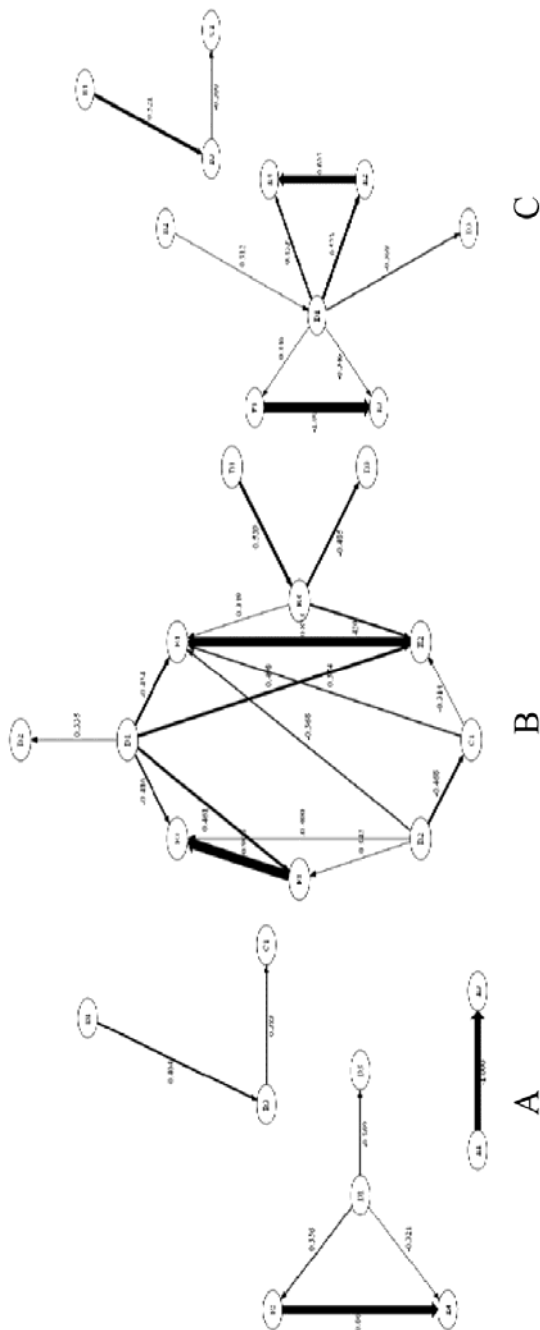


Рис. 4. Плеяди кореляційних зв'язків між психофізіологічними функціями курсантів після повернення з плавної практики в залежності від строку плавання: А – плавання 2-4 місяця; В – плавання 6-9 місяців; С – плавання 10-12 місяців.

Ці обставини змушують в ряді випадків суттєво змінювати графіки занять, особливо у старшокурсників. Вони також негативно впливають на психофізіологічний стан частини курсантів, які повертаються з плавальної практики в ОНМА через 8-10 місяців і більше.

Як видно з наведених на рис. 4 даних, за 2-4 місяці плавання формуються лише переважно парні взаємозв'язки між окремими показниками психофізіологічних функцій (рис. 4А). Найбільш суттєві парні кореляції простежуються між функціями уваги ($E1 \rightarrow E3$ та $E2 \rightarrow E4$), настроєм і самопочуттям ($B1 \rightarrow B3$) настроєм і тривожністю ($B3 \rightarrow C1$).

Аналіз експертних висновків (характеристик з судна) свідчить, що курсанти, практично не залежно від посади на судні, вже на перших етапах проходження практики більш уважно відносяться до виконання функціональних обов'язків, вимог, прохань та зауважень командирів та менторів (формальних і неформальних лідерів). Причому, позитивний психоемоційний фон, пов'язаний з судновою атмосферою, сприяє відповідному реагуванню на поставлені перед курсантами завдання. Зміни психофізіологічних функцій, як правило, не проявляються ізольовано. Вони перетворюються на єдину функціональну систему за більш подовжений (сумарно) строк перебування в плаваннях, який дорівнює 6-9 місяців (рис. 4Б).

Аналіз плеяди психофізіологічних функцій, що складаються в єдину систему, дозволяє виділити вузлові, системоутворюючі показники трьох блоків: типологічного (екстра/інтроверсія, достовірність), психо-функціонального (увага, переробка інформації, продуктивність) і психоемоційного (САН, тривожність). Між ними існує не тільки прямий, а й зворотній зв'язок. Так, екстра/інтроверсія (D_1) пов'язана з увагою (E_2), кількістю переробленої інформації (E_3) та продуктивністю і активністю (B_2). Настрій (B_3) є центральним ланцюгом у плеяді, що, з одного боку, об'єднує функції уваги, кількість переробленої інформації, а, з іншого, – самопочуття і достовірність відповідей. Побудовані плеяди кластерів ілюструють і в значній мірі відбивають складні процеси виникнення нових і перебудови існуючих взаємозв'язків у структурно-функціональній схемі ЦНС для підвищення якості і продуктивності професійної діяльності. Процес проходить ряд стадій від активації окремих психофізіологічних функцій до створення системи ПВЯ, в якій можлива слабкість окремих елементів компенсується інтегрованою дією інших, всією системою в цілому. Як показали експериментальні дослідження, дія-

льність функціональної системи, що забезпечує певний психофізіологічний стан суб'єкту діяльності в ході виконання конкретного виду діяльності (виробничих операцій, функціональних обов'язків), в значній мірі залежить від психоемоційного статусу фахівця, його індивідуально особистісної сфери, завдяки чому успішність виконання певного виду діяльності підтримується на необхідному рівні.

Правильність цієї гіпотези також підтверджується подальшими розгорнутими психофізіологічними дослідженнями. Так, оцінка в балах за тестом Равена підвищується з $9,17 \pm 0,45$ до $10,33 \pm 0,32$ ($p < 0,05$), час виконання тесту скорочується з $1,83 \pm 0,15$ до $1,33 \pm 0,11$ ($p < 0,05$). Те ж простежується за показниками тестів Бентона і Люшера, особливо такими, як кількість грубих помилок, дубляж ліній, вегетативний коефіцієнт, відхилення від аутогенної норми, працездатність, тощо.

При відриві від навчально-виробничої бази на строк 12 місяців і більше функціональні зв'язки починають розриватися (рис. 4В). Це пов'язано з декількома причинами. По-перше, виникає домінанта щодо необхідності закінчення курсу навчання у ВНЗ. По-друге, навчально-виробничий стереотип і готовність виконувати формальні вимоги розпорядку і організації занять у ВНЗ знижуються. Третє – розвивається фізіологічна втома, знижується гострота мотивації і позитивної емоційно-вольової підтримки активного психофізіологічного стану, націленого на якомога краще виконання програми плавпрактики. Всі ці причини разом з дефіцитом часу призводять до зміни психофізіологічного стану курсанта та зниження тісноти зв'язків між окремими показниками системи.

Найбільш стійким є показник екстра/інтроверсії за тестом Айзенка, який займає в системі центральну позицію і утворює плеяду з показниками уваги і переробки інформації. Периферійний вузол, який швидко відокремлюється від основного, утворюють показники настрою, самопочуття (тест САН) і тривоги (тест Тейлора). Таким чином, демонструється утворення чітко розмежованих полярних блоків: індивідуально-типологічного і психоемоційного. Якщо перший забезпечує виконання учбово-виробничих завдань, як це, зокрема, показано на прикладі функцій уваги і переробки інформації, то другий є більш лабільним і віддзеркалює появу негативних емоцій, фізіологічної втоми і функціональних зрушень психосоматичного здоров'я, що підтверджується даними поглиблених лабораторних та інструментальних досліджень.

Втім, плавальна практика є одним з найбільш ефективних етапів розвитку не тільки професійно важливих якостей, процесу професійної адаптації, але й індивідуального стилю діяльності і особистості моряка в цілому в індивідуально-психологічному і соціально-психологічному плані. Такі індивідуально-особисті риси, як схильність до ризику, демонстративність, агресивність суттєво впливали на успішність виконання завдань плавальної практики, але вони виходять за перелік завдань даної роботи, хоча і були опубліковані у наукових виданнях. Саме цей, завершальний етап становлення судового оператора, направлений на осмислення одержаних професійних знань, цілеспрямовану актуалізацію засвоєних умінь та навичок, їх структурування у функціональну систему готовності до професійної діяльності в морі, має важливе значення в плані формування ВДС, як особисто орієнтованого феномену, так і в сфері взаємовідносин і взаємодії у принципово відмінній від традиційної для «берегового» суспільства гетерогенній і в той же час відносно замкненій соціальній системі - інтернаціональному екіпажі. Ці аспекти складають третій завершальний структурно-інтегративний етап формування ПВЯ і ВДС у майбутніх судових операторів. За результатами плавальної практики оцінюється готовність курсанта до професійної діяльності, а результати оцінки психофізіологічного стану і соматичного здоров'я повинні враховуватися при оцінці успішності навчання у морському ВНЗ, а в ряді випадків потребують психофізіологічного супроводження і корекції.

Висновки

1. Вивчення динаміки психофізіологічних функцій курсантів дозволило виявити етапність послідовно реєстрованих змін. Перший етап пов'язаний перш за все з мобілізацією перцептивних, атенційних, локомоторних властивостей, інтенсивним розвитком когнітивних властивостей індивідууму разом з інтенсивним процесом адаптації на рівні організму (фізіологічному). Високі освітні мотивації, позитивний підвищений емоційний фон сприяють успішному оволодінню завдань і формуванню відповідного стереотипу. Перший етап цього процесу в основному закінчується після двох років навчання у морському ВНЗ і може бути характеризований як орієнтовно-пізнавальний.

2. На 3-4 курсах має місце процес диференціації потоку інформації, що поступає на сенсорні елементи психофізіологічної системи

курсанта, на перше місце виступає формування більш складних взаємозв'язків у ЦНС, підвищується навантаження на коркові процеси, що проявляється у активації більш складних психомоторних, мнемічних, імажинітивних якостей при домінуючих інтелектуальних властивостях ВНД, що мають більш виважене і врівноважене психоемоційне офарблення. Цей етап формування ПВЯ і ВДС може бути інтегрально характеризований як етап первинної професійної адаптації.

3. Домінування на старших курсах специфічних видів підготовки переважно із застосуванням сучасної високоефективної тренажерної бази, а також значна питома вага часу перебування курсантів 5-6 курсів на виробничій плавальній практиці призводить до психофізіологічних змін в організмі курсанта, формування індивідуального стилю і особистості у суб'єкта професійної діяльності, що визначає третій завершальний структурно-інтегративний етап формування ПВЯ і ВДС у майбутніх суднових операторів.

4. У актуалізації системи набутих знань, умінь та навичок, переводу віртуальних та модельних уявлень у практичні дії в реальному просторо-часовому вимірюванні далекого плавання, провідна роль належить плавальній практиці. Сумарна тривалість перебування на суднах в рейсах не повинна перевищувати 6-8 місяців, оскільки подальший відрив від навчально-організаційних умов морського ВНЗ негативно впливає на поєднання теоретичних і практичних елементів професійної освіти та психосоматичне здоров'я курсантів і випускників ВНЗ.

5. Виявлені закономірності і етапи формування ПВЯ і ВДС було покладено в основу розроблених і впроваджених в процес підготовки курсантів комплекс психогігієнічних заходів, який включає елементи психофізіологічного відбору, фізкультурні заходи, психологічний тренінг і аутотренінг, і направлений на профілактику фізіологічної втоми, підвищення готовності до майбутньої професійної діяльності.

ЛІТЕРАТУРА

1. Solanki I. Empowering Seafarer – Role of Maritime Universities / I. Solanki, T. Nakazava // World Maritime Excellence. Proceedings of the 8-th Annual General Assembly and Conference of the International Association of Maritime Universities. Odessa, Ukraine. 17-19 September, 2007. – Odessa: AO BACHVA, 2007. – P. 387-399.

2. Ланчуковский В.И. Безопасное управление судовыми энергетическими установками / В.И. Ланчуковский. – Одесса: Астропринт, 2004. – 232 с.
3. Шафран Л.М. Значение особенностей структуры профессионально важных качеств в гигиене и психофизиологии труда / Л.М. Шафран, Э.М. Псядло, В.В. Голикова, Ю.В. Чумаева // Вестник гигиены и эпидемиологии. – 2010. – Т. 14, № 1. – С. 51-55.
4. Сергета І.В. Професійно значущі психофізіологічні функції та особливості особистості осіб, що здобувають професії у сфері залізничного транспорту / І.В. Сергета, Б.Р. Боровський // Актуальные проблемы транспортной медицины. – 2008. - № 2. – С. 34-37.
5. Барташев А.В. Диагностика профессионально важных качеств / А.В. Барташев, И.Ю. Алексеева, Е.В. Майорова – СПб.: Питер, 2007. – 192 с.
6. Ильин Е.П. Дифференциальная психология профессиональной деятельности / Е.П. Ильин – СПб.: Питер, 2008. – 432 с.
7. Лях Ю.Є. Штучні нейронні мережі у психофізіологічних дослідженнях / Ю.Є. Лях, А.М. Черняк, В.Г. Гур'янов, Ю.Г. Вихованець // Вестник гигиены и эпидемиологии, 2003. – Т. 7. - № 1. - С. 130-135.
8. Терентьев П.В., Ростова Н.С. Практикум по биометрии. – Л.: Ленинградский университет, 1977. – 152 с.

УДК 656.61.052

Карьянский С.А.
ОНМА

АСПЕКТЫ ПОДГОТОВКИ К ОРГАНИЗАЦИИ И УПРАВЛЕНИЮ РАБОТОЙ ЭКИПАЖА В УСЛОВИЯХ ПОВЫШЕННОЙ ОПАСНОСТИ

Подготовка специалистов для выполнения задач поставленные современными условиями мореплавания требует трансформации системы образовательно-профессиональных программ в морских учебных заведениях.

Реформирование стандартов подготовки моряков осуществляется с учетом принятых Манильских поправок Конвенции и Кодекса ПДНВ, с целью обеспечить условия для имплементации их в Украине. Поправки к стандартам подготовки и дипломирования членов машинной команды, определяемых главой III «Машинная команда», такие как:

- реструктуризация таблиц спецификаций минимальных стандартов компетентности как вахтенных механиков, так и старших и вторых механиков (таблицы А-III/1 и А-III/2 Кодекса ПДНВ);
- изменение подходов к практической подготовке членов машинной команды: вахтенного, второго механика и старшего механика (новая редакция предусматривает 12-ти месячную практическую подготовку или наличие 36 месяцев плавания).

Обращаем внимание, что в новой редакции Конвенции ПДНВ требования к практической подготовке кандидатов на получение диплома вахтенного механика стали аналогичными требованиям к практической подготовке кандидатов на получение диплома вахтенного помощника капитана. Особо отметим «усиление» в спецификациях минимальных стандартов компетентности судовых механиков, как на уровне эксплуатации, так и на уровне управления составляющей, связанной с эксплуатацией, обслуживанием и ремонтом электрооборудования и электронных систем управления.

Особое внимание хотелось бы уделить срокам, которые установлены новой редакцией Конвенции ПДНВ для имплементации новых стандартов. Правило 1/15 «Переходные положения новой редакции Конвенции ПДНВ» предусматривает, что до 1 января 2017 года Стороны Конвенции ПДНВ могут продолжать выдавать, признавать и

подтверждать дипломы в соответствии с требованиями, которые применялись непосредственно перед 1 января 2012 года, по отношению к тем морякам, которые начали одобренную программу подготовки или одобренный стаж плавания до 1 июля 2013 года.

Таким образом, однозначно определена необходимость перехода всех морских учебных заведений на обновлённые в соответствии с Манильскими поправками программы подготовки не позже 1 июля 2013 года. Однако, существующая в Украине структура образовательно-квалификационных уровней и нормативные сроки подготовки на каждом из уровней заставляют более пристально посмотреть на дату перехода на новые стандарты.

Установленная в новой редакции Конвенции ПДНВ дата полного перехода на выдачу дипломов в соответствии с новыми стандартами, не должна вызывать особых опасений у курсантов и студентов дневной формы обучения, которые поступят в морские высшие учебные заведения с 1 сентября 2013, т.е. с крайней, допустимой даты начала подготовки по новым стандартам. Для наиболее продолжительной программы – программы подготовки бакалавра (4 года по дневной форме обучения) набору 2013 года соответствует выпуск 2017 года.

В то же время, необходимо принять во внимание, что программы подготовки бакалавров по заочной форме обучения более продолжительны, чем программы дневной формы, и составляют примерно 4,5 года. При этом, в январе 2017 года (т.е. после даты обязательного полного перехода на дипломирование в соответствии с новыми стандартами) будут выпускаться студенты, которые поступят на обучение по программам подготовки бакалавров 1 сентября 2012 года. Таким образом, если для набора 2012 года не обеспечить переход на новые стандарты, то студенты заочной формы обучения этого года набора «подойдут к выпуску» в условиях несоответствия содержания их подготовки действующим на момент выпуска стандартам дипломирования.

Особая ситуация может сложиться и для учащихся дневной формы обучения, которые поступят на обучение по программе подготовки бакалавра, например, в 2012 году и в силу каких-то причин не смогут «набрать» за период обучения необходимый стаж плавания. Такие курсанты окончат программу подготовки бакалавра в 2016 году, но не получают при этом свой первый рабочий диплом. Действующая система дипломирования позволяет таким выпускни-

кам получить свой первый рабочий диплом по завершению обучения на следующем образовательно-квалификационном уровне. Однако обратим внимание, что если новые стандарты будут реализовываться в программах подготовки только с 2013 года, то указанные выше курсанты получат бакалаврскую подготовку ещё по «старым» стандартам. В этом случае, окончив последующее обучение на уровне специалиста или магистра в 2018 году, такие выпускники будут иметь суммарную подготовку («бакалавр + специалист» или «бакалавр + магистр») не полностью соответствующую новым стандартам.

Из вышесказанного видно, что Манильские поправки к Конвенции и Кодексу ПДНВ существенным образом реформируют стандарты подготовки и дипломирования как капитана и палубной команды, так и машинной команды. Совершенно очевидным является тот факт, что для полноценной реализации стандартов подготовки, определенных новой редакцией Конвенции и Кодекса ПДНВ, необходимыми являются пересмотр соответствующих квалификационных характеристики профессий работников морского транспорта, разработка и внедрение в морских высших учебных заведениях новых образовательно-профессиональных программ подготовки для всех морских специальностей и образовательно-квалификационных уровней.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Международная Конвенция ПДНВ-78/95. – Одесса: ЦПАП, 1998. – 277 с.
2. Manila amendments – 2010. – International Diplomatic Conference, Manila, Philippines 21 to 25 June 2010.

РЕФЕРАТЫ

УДК 662.758.3:629.063.6

Половинка Э.М., Албул Д.А. Исследование процессов в комбинированной системе топливоподачи при использовании воздуха // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 29. – Одесса: ОНМА. – С. 4-14.

Показана работоспособность комбинированной системы ТП при использовании воздуха в качестве рабочего тела в статических условиях. Определены количественные соотношения параметров, представляющих процессы в системе.

Илл. 9. Библ. 3.

Polovinka E.M., Albul D.A. Investigation of processes in combined fuel injection system using air as a working agent // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 29. – Odessa: ONMA. – P. 4-14.

In article showed operability of combined fuel injection system under static conditions using air as a working agent. Quantitative correlations of parameters representing processes in the system are determined.

Fig. 9. Bibl. 2.

УДК 629.12.011:551.58

Голиков В.А., Ходарина К.В. Имитационное моделирование процесса стабилизации микроклимата в судовом помещении // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 29. – Одесса: ОНМА. – С. 15-22.

Разработана модель стабилизации микроклимата в судовом помещении, обеспечивающая сходящийся переходный процесс при управлении нелинейными объектами, основными регулируемым параметрами которой являются температура воздуха в помещении, скорость воздушного потока, относительная влажность и радиационная температура ограждений.

Илл. 6. Библ. 8.

УДК 629.12.011:551.58

Golikov V.A., Khodarina K.V. Simulation of Microclimate Stabilization in the Areas of the Vessel // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 29. – Odessa: ONMA. – P. 15-22.

The model of climate stabilization in the areas of the vessel is developed that provides convergent transition in the management of non-linear objects, which main adjustable parameters are indoor air temperature, air velocity, relative humidity and radiant temperature protections.

Fig. 6. Bibl. 8.

УДК 656.61.052

Голиков В.А., Обертюр К.Л., Кирис В.А. Модель расчёта конструктивной энергоэффективности морского судна на примере контейнеровоза // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 29. – Одесса: ОНМА. – С. 23-34.

Сделан обзор новых требований к энергоэффективности судов, предложена удобная схема для расчёта коэффициента конструктивной энергоэффективно-

сти, приведен расчёт данного коэффициента на примере контейнеровоза постройки 2011 года.

Табл. 2. Библ. 8.

Golikov V.A., Obertiur K.L., Kiris V.A. Calculating Model of Sea-Going Ship Constructive Effectiveness on the Example of Container Carrier // *Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col.* – 2012. – No 29. – Odessa: ONMA. – P. 23-34.

This article is devoted to review of the new requirements regarding vessels' energy efficiency, as well as to development of the convenient pattern of energy efficiency design index calculation. Also the calculation itself by example of the container carrier built in 2011 is given.

Табл. 2. Библ. 8.

УДК 563.42

Карьянский С.А. Гидродинамический сепаратор пульпы для судов дноуглубительного флота // *Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб.* – 2012. – № 29. – Одесса: ОНМА. – С. 35-40.

Предложено новое техническое решение и дано математическое описание процесса гидродинамического управляемого воздействия на реологические характеристики пульпы при проведении дноуглубительных работ.

Илл. 2. Библ. 8.

Karianskyi S.A. Hydrodynamic Pulp Separator for Dredging Vessels // *Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col.* – 2012. – No 29. – Odessa: ONMA. – P. 35-40.

New technical solution has been suggested and mathematical description of the hydraulically operated impact on rheological pulp characteristics while dredging was given as an option of implementing such an approach when carrying out the research.

Fig. 2. Bibl. 8.

УДК 621.438

Ажимов В.В., Кирюхин А.Л. Оценка эффективности защитных свойств топливных эмульсий // *Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб.* – 2012. – № 29. – Одесса: ОНМА. – С. 41-46.

Описана физическая модель для исследования защитных свойств эмульгированных топлив двигателей внутреннего сгорания. Представлены результаты сравнительного анализа защитных свойств водотопливных эмульсий с антикоррозионными присадками.

Илл. 4. Библ. 5.

Azhimov V.V., Kiryuhin A.L. The Estimation of Fuel Emulsions Defending Effectiveness // *Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col.* – 2012. – No 29. – Odessa: ONMA. – P. 41-46.

The physical model for study of defending effectiveness of emulsified fuels for internal combustion engines is described. The results of comparative analysis of defending effectiveness of water-fuel emulsions with rustproofing additives are presented.

Fig. 4. Bibl. 5.

УДК 621.431.74

Ханмамедов С.А., Слободянюк Д.И., Шакун К.С. Расчет частоты импульсов акустического сигнала от сопряжения «кольцо-втулка» ЦПГ МОД с учетом расклинивающего давления в тонких пленках смазки // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 29. – Одесса: ОНМА. – С. 47-54.

Предложена физическая модель контакта сопряжения «кольцо-втулка» ЦПГ судовых МОД, на основании которой выведено уравнение относительного сближения сопряженных поверхностей разделенных тонкой масляной пленкой с анизотропными свойствами и выведена формула для расчета частоты акустического сигнала от кольца.

Илл. 4. Табл. 1. Библ. 8.

Khanmamedov S.A., Slobodianiuk D.I., Shakun K.S. Calculation of Impulse Frequency of Acoustic Signal from “Ring – Cylinder” Conjunction of Piston-Cylinder-Unit of Low Frequency Diesel Taking into Consideration the Disjoining Pressure in Lubricant Thin Films // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 29. – Odessa: ONMA. – P. 47-54.

The physical model of “ring – cylinder” conjunction of piston-cylinder-unit of low frequency marine diesels was introduced. On its basis the equation for relative approach of mating surfaces that are divided with thin lubricant film with anisotropic properties was obtained and a formula derived for calculation the frequency of acoustic signal from the ring.

Fig. 4. Tabl. 1. Bibl. 8.

УДК 621.431.74.03-57

Богач В.М. Моделирование процессов смазывания сопряжений ЦПГ при эксплуатации судовых дизелей // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 29. – Одесса: ОНМА. – С. 55-64.

Приведены результаты теоретических исследований по разработке математической модели ламинарного режима течения пленки масла по поверхности зеркала цилиндра.

Илл. 3. Библ. 4.

Bogach V.M. Modeling of Lubrication Processes in Piston-Cylinder-Unit Conjunction at Marine Diesel Operation // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 29. – Odessa: ONMA. – P. 55-64.

The results of theoretical studies in development of mathematical model of laminar flow regime of working fluid by oil-supplying channels of marine diesel lubrication system.

Fig. 2. Bibl. 4.

УДК 621.313.3

Козырев И.П. Исследование работы судовой валогенераторной установки с учетом волнения моря // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 29. – Одесса: ОНМА. – С. 65-72.

Рассмотрено влияние морского ветрового волнения на процессы стабилизации частоты вращения судового валогенератора. С целью уменьшения колебаний гребного вала при волнении предложено использовать комбинированную си-

стему стабилизации частоты с компенсацией периодического момента сопротивления.

Илл. 4. Библ. 5.

Kozirev I.P. The study of ship shaft generator taking into account the excitement of the sea // *Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col.* – 2012. – No 29. – Odessa: ONMA. – P. 65-72.

The influence of the sea wind waves on the process of stabilizing the speed of ship shaft generator. In order to reduce vibration shaft with waves is proposed to use a combined system of frequency stabilization of a periodic time-compensated resistance.

Fig. 4. Bibl. 5.

Бендеберя Ф.А., Старостин С.Н., Осташко Е.А., Леонов В.В., Маслов И.З., Зуев С.В. Метод оценки эксплуатационных границ неустойчивости работы троса // *Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб.* – 20. – № 29. – Одесса: ОНМА. – С. 73-83.

Выполнен анализ характерных задач по эксплуатации гибких трубопроводов и предложен модифицированный метод расчета их параметрических колебаний при взаимодействии с потоком воздуха или воды. Использование метода подразумевает оценку связи между критическими параметрами системы при ее выходе из равновесного состояния.

Илл. 10. Библ. 2.

Bendeberya F.A., Starostin S.N., Ostashko Y.A., Leonov V.V., Maslov I.Z., Zuev S.V. Method of Evaluating Performance Boundaries of the Instability of the Wire // *Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col.* – 2012. – No 29. – Odessa: ONMA. – P. 73-83.

The analysis of specific problems at flexible pipelines use was done and a modified method of parametric oscillation calculation while interaction with the flow of air or water is proposed. The use of the method involves evaluating the relationship between critical parameters of the system at its run out from the equilibrium state.

Fig 10. Bibl. 2.

УДК 621.43.032.8;534.113

Стеценко М.С., Логисhev И.В. Особенности колебательных процессов в топливопроводах высокого давления малооборотных дизелей // *Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб.* – 20. – № 29. – Одесса: ОНМА. – С. 84-103.

В качестве эффективной модели топливопровода высокого давления малооборотных дизелей для описания колебательных процессов была предложена трансверсально-изотропная среда. Как видно из аналитических выражений, в топливопроводе распространяются как продольные, так и поперечные волны.

Илл. 2. Библ. 12.

Stetsenko M.S., Logishev I.V. Characteristics of oscillation processes in the High-Pressure Fuel Lines of Low-Speed Diesels // *Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col.* – 2012. – No 29. – Odessa: ONMA. – P. 84-103.

As an effective model of the low-speed diesel engines fuel high-pressure lines for description of oscillatory processes was offered a transversally-isotropic medium. As

can be seen from the analytical expressions, in the fuel line shall apply both longitudinal and transverse waves.

Fig. 2. Bibl. 12.

УДК 621.436.12

Веретенник А.М., Абоleshкин С.Е. Формирование и распределение энергопотоков в судовой энергетической установке // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 29. – Одесса: ОНМА. – С. 134-140.

Показано распределение потоков энергии в судовой энергетической установке. Предложены относительные коэффициенты, позволяющие оценить эффективность получения, преобразования и распределения потоков энергии в основных звеньях энергетических цепей судовой энергетической установки.

Ил. 1 Библ. 10.

Veretennik A.M., Aboleshkin S.Y. Formation and Distribution of Energy Flows in Marine Power Plant // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 29. – Odessa: ONMA. – P. 134-140.

The distribution of energy flows in marine power plant is shown. Relative factors that make it possible to estimate the effectiveness of energy production, conversion and transformation in the main links of ship energy circuit are suggested.

Fig. 1 Bibl. 10.

УДК 621.431.74-59

Ерыганов А.В., Ханмамедов С.А. Измерение диэлектрической проницаемости жидкостей при различных температурах // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 20. – № 29. – Одесса: ОНМА. – С. 104-106.

Описан метод определения относительной диэлектрической проницаемости жидкостей при разных температурах. Приведены конструкция датчика и метод расчёта искомого параметра.

Ил. 1. Библ. 2.

Yeryganov O.V., Khanmamedov S. A. Measurement of Relative Permittivity for Fluids Under Different Temperatures // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 29. – Odessa: ONMA. – P. 104-106.

The method for measurement of relative permittivity for fluids under different temperatures has been described. It was also given the design of sensor and method to compute the required value.

Fig. 2. Bibl. 2.

УДК 621.791.92

Воробьев В.Л. Математическое моделирование термоупругой задачи для полупространства и полубесконечного покрытия, нагруженного горизонтальными нагрузками // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 29. – Одесса: ОНМА. – С. 107-118.

Построена математическая модель задачи для основной детали и покрытия с высокими прочностными и износостойкими характеристиками и получено ее приближенное решение. Определены коэффициенты интенсивности контактных напряжений на сдвиг и скалывание.

Ил. 1. Библ. 9.

Vorobyov V.L. Mathematical Modeling of Thermoelastic Problem for Half-space and Semi-infinite Coating, Loaded with Horizontal Forces // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 29. – Odessa: ONMA. – P. 107-118.

A mathematical model for main component and coating with high strength and wear characteristics was created and its approximate solution was obtained. Intensity coefficients for contact shearing and breakdown tension were determined.

Fig. 1. Bibl. 9.

УДК 612.82; 347.79

Голикова В.В. Динаміка психофізіологічних функцій у курсантів в ході формування готовності до операторської діяльності на основі кластерного аналізу // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 29. – Одесса: ОНМА. – С. 119-133.

Проведены комплексные психофизиологические исследования по изучению закономерностей формирования профессионально важных качеств у курсантов морских вузов. Показано, что этот процесс проходит в три взаимосвязанных этапа, которые включают установление взаимосвязей перцептивных, локомоторных и нейродинамических функций, ответственных за развитие производственного динамического стереотипа, обеспечивающего готовность к трудовой деятельности в качестве судового оператора.

Илл. 4. Табл. 1. Библ. 8.

Golikova V.V. The Dynamics of Cadets Psychophysiological Functions in the Process of Formation the Readiness for Operator Work on the Basis of Cluster Analysis // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 29. – Odessa: ONMA. – P. 119-133.

The complex investigation of psychophysiological showed that the process of formation professionally significant qualities at marine cadets has three interconnected stages. They include the establishing of perceptive, locomotor and neurodynamic functions that are responsible for the development of dynamic processing stereotype that provides the readiness for ship operator work.

Fig. 4. Tabl. 1. Bibl. 8.

УДК 656.61.052

Карьянский С.А. Аспекты подготовки к организации и управлению работой экипажа в условиях повышенной опасности // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2012. – № 29. – Одесса: ОНМА. – С. 134-136.

Показана необходимость перехода всех морских учебных заведений на обновлённые в соответствии с Манильскими поправками программы подготовки не позже 1 июля 2013 года.

Библ. 2.

Karyansky S.A. Preparation Aspects for the Crew Organization and Management in High-risk Conditions // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2012. – No 29. – Odessa: ONMA. – P. 134-136.

There has been shown the necessity of transition of maritime training programs of all maritime educational establishments to the updated ones in line with the Manila amendments not later than 1 July 2013.

Bibl. 2.

ПРАВИЛА

оформления и представления рукописей для сборника
«Судовые энергетические установки»

Научно-технический сборник Одесской национальной морской академии «Судовые энергетические установки» является научным изданием, в котором в соответствии с постановлением Президиума ВАК Украины могут публиковаться основные результаты диссертационных работ по профилю судовой энергетики.

Рукопись представляется на электронном носителе в формате «Microsoft Word» с бумажной копией, подписанной всеми авторами, и с контактной информацией: адреса, телефоны. К статье обязательно прилагается реферат объёмом не более 300 печатных знаков на русском и английском языках. Объём статьи — до 0,5 авторского листа с учётом иллюстраций и подрисуночных подписей.

Статья должна содержать постановку проблемы в общем виде и её связь с важными научными или практическими задачами, анализ последних исследований и публикаций по теме статьи, формулирование целей статьи (постановку задачи), изложение основного материала с необходимыми обоснованиями, выводы и перспективы дальнейших исследований.

Требования к оформлению.

Формат бумаги А5 (148×210) Все поля — 16 мм. Текст через 1 интервал, *Times New Roman*, 11 пт; таблицы, заголовки таблиц, подрисуночные подписи — 10 пт.

Переменные, функции, векторы, матрицы и т.п. оформляются шрифтом *Antiqua*. Переменные выполняются наклонным шрифтом, векторы — полужирным, без наклона; греческие символы — во всех случаях без наклона; индексы: латинские — с наклоном, кириллические — без наклона. Размеры в *Equation (MathType)*: основной — 11 пт, увеличенный — 16,5 пт, индекс — 7 пт, субиндекс — 6 пт. Во всех случаях разметка формул в копии рукописи обязательна. Нумеруются только те формулы, на которые есть ссылки в тексте. Формулы отделяются от текста строками высотой 2 пт.

Таблицы следует располагать на одной странице (кроме случаев, когда таблица занимает больше 1 страницы). Заголовок — 10 пт, без переноса, интервал перед — 8 пт, после — 2 пт, основной шрифт таблицы — 10 пт. Рисунки отделяются от текста сверху интервалом 8 пт, от названия — 2 пт. Название рисунка — кегль 10 пт, без переноса, интервал после — 8 пт. На все таблицы и рисунки должны быть ссылки в тексте статьи.

Единицы физических величин должны соответствовать ГОСТ 8.417-81 «Единицы физических величин» и иметь общепринятые обозначения.

Перед названием статьи указываются индекс УДК, фамилии и инициалы авторов, сокращённые наименования учреждений, где работают авторы. Заголовок статьи оформлять стилем Заголовков 1, кегль 11 пт, без переноса, все прописные, интервал: перед — 8 пт, после — 2 пт.

Иллюстрации, подготовленные в графических редакторах, дополнительно прилагаются на дискете в качестве отдельных файлов в исходном формате. Размер надписей должен обеспечивать их читаемость (8-10 пт). Для сканированных рисунков прилагается оригинал в туши на белой бумаге достаточной плотности. На обороте указывается номер и принадлежность к статье.

Библиографические описания должны соответствовать требованиям ВАК.

Редакция предоставляет электронный шаблон статьи с примерами оформления. Контактные телефоны редакции (048) 733-49-24, 733-23-52.

e-mail: seu@ma.odessa.ua

Судовые энергетические установки:
научно-технический сборник.
Выпуск 29.

Подписано к печати 27.11.2010. Формат 60×84/16.
Уч.-изд. л. 6,9. Тираж 100. Зак. № И12-12-20.

ОНМА, центр „Видавінформ”
Свидетельство ДК № 1292 от 20.03.2003
65029, г. Одесса, ул. Дидрихсона, 8
тел./факс: (0482) 34-14-12
publish@ma.odessa.ua