

ISSN 1815-6770

Міністерство освіти і науки України
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ОДЕСЬКА МОРСЬКА АКАДЕМІЯ»

Суднові енергетичні

установки



Науково-технічний
збірник

Випуск 37

Одеса
2017

ББК 39.46
С 169
УДК 629.123.066

Суднові енергетичні установки: науково-технічний збірник.
Вып. 37. - Одеса: НУ «ОМА», 2017. -169 с.

Збірник присвячений проблемам суднової енергетики, проектування, модернізації й експлуатації суднових енергетичних установок, методам підвищення ефективності й надійності використання суднових технічних засобів. Збірник входить у перелік видань, схвалених ВАК України по розділу технічних наук.

Для науковців і фахівців.

Редакційна колегія: д.т.н., проф. А.М. Берестовой, АМИ; д.т.н., проф. Л.В. Вишневський, НУ «ОМА»; д.т.н., проф. В.А. Голіков, д.т.н., проф. С.І. Горб, НУ «ОМА»; д.т.н., проф. Н.Ф. Гречко, НУ «ОМА»; д.т.н., проф. В.Н. Захарченко, НУ «ОМА»; д.т.н., проф. В. М. Івановський, ОНМУ; д.т.н., проф. В.В. Капустін, СНТУ; к.т.н., проф. НУ «ОМА» М.О. Колегаєв, (редактор); д.т.н., проф. М.В. Міюсов, НУ «ОМА»; д.т.н., проф. М.С. Молодцов, НУ «ОМА»; к.т.н., проф. А.Н. Пипченко, НУ «ОМА»; д.т.н., проф. Г.Ф. Романовський, НУК; д.т.н., проф. С.С. Рижков, НУК; д.т.н., проф. П.С. Суворов, Дунайська комісія з розвитку судноплавства; к.т.н, ст.преп. Ю.І. Журавльов, НУ «ОМА».

Адреса редакційної колегії: 65029, Одеса, вул. Дідріхсона, 8, національний університет «Одеська морська академія» (НУ «ОМА»), кафедра ТМС.

Контактні телефони редакції (048) 733-49-24, 733-23-52.
e-mail: zhuravlov.y@ua.ru

Комп'ютерна верстка Журавльов Ю.І.

Затверджене вченою радою НУ «ОМА», протокол №11 від 26.06.17.

Зміст

<i>Афтанюк В.В., Афтанюк А.В.</i> Численное моделирование напряженно-деформированного состояния лопаток судового осевого насоса.....	5
<i>Голиков В. А., Онищенко О. А.</i> Розвиток сучасної теорії і практики технічної експлуатації морського і річкового флоту: концепції, методи, технології.....	13
<i>Голикова В.В., Шевченко О.І.</i> Професійно орієнтована мотивація як вагомий чинник і передумова успішної навчально-виробничої діяльності курсантів морських ВНЗ....	28
<i>Голикова В.В.</i> Формирование здоровьесберегающих компетенций - важная задача профессиональной подготовки судовых операторов.....	39
<i>Данилян А.Г., Чимишир В.И.</i> Совершенствование защиты цилиндрических втулок и блоков цилиндров СДВС от кавитационного разрушения	50
<i>Журавльов Ю.І., Богач В.М.</i> Дослідження впливу енергетичних витрат при зношуванні в процесі експлуатації сполучень «вал-підшипник ковзання»	62
<i>Варбанец Р.А, Кар'янський С.А.</i> Визначення параметрів робочого процесу головних двигунів т/х "Greifswald" в задачах розробки тренажерів.....	74
<i>Кирис А. В., Гарагуля Б. А.</i> Вязкостные характеристики технических жидкостей.....	88
<i>Рыжков С. С.</i> Исследования вариативных схем инерционных сопел для сепарационных градиентных аэрозольных технологий	94
<i>Парменова Д.Г.</i> Конструкция формы корпуса судна, обеспечивающая безопасность мореплавания и повышение энергетической эффективности	111
<i>Подмазко О.С.</i> Експериментальне дослідження насадок упорядкованої структури для судових апаратів зволоження повітря.....	119
<i>Половинка Э.М.</i> Моделирование процесса образования оксидов азота в цилиндре дизеля	132

<i>Попов В.Г.</i> Застосування функцій Гріна при математичному моделюванні гідродинаміки потоку в порожнинах охолодження	141
<i>Ярошенко В.М., Кіріс В.О.</i> Ексергетичний метод оцінки ефективності холодильних систем.....	150
Реферати.....	160
Правила оформлення й подання рукописів для збірника «Суднові енергетичні установки».....	168

УДК 629.5.064.3

Афтанюк В.В., Афтанюк А.В.
НУ «ОМА»

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО- ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ ЛОПАТОК СУДОВОГО ОСЕВОГО НАСОСА

Постановка проблемы и ее связь с важными научными или практическими задачами. Поиск технических решений направленных на повышение надежности судовых насосов является актуальным вопросом при проектировании и эксплуатации судовых систем. Требуемый уровень безопасности и надежности закладывается при создании насосных агрегатов, в процессе эксплуатации возможно лишь поддержание заданных при проектировании параметров за счет правильного технического обслуживания и ремонта, что связано с временными и финансовыми затратами.

Анализ исследований и публикаций. Научно-исследовательские работы ведущих специалистов в области судостроения и судоремонта [1-5], направленные на повышение надежности или эффективности эксплуатации корпуса судна, судовых энергетических установок, судовых систем проводятся путем имитационного моделирования состояний объектов исследований с помощью прикладных компьютерных программ.

Анализ опыта проектирования и эксплуатации судовых насосов [6, 7], показывает необходимость создания моделей позволяющих моделировать конструктивные и технологические параметры насосного агрегата.

Вне зависимости от конструктивного исполнения, важным качеством, необходимым для надежной работы судовых насосов является прочность рабочего органа – вращающегося колеса с лопастями.

С точки зрения прочности, наиболее уязвимой частью рабочего органа судовых осевых насосов является – лопасть.

Для расчета прочности лопастей в турбомашиностроении используют два основных подхода.

Первый представляет собой метод расчета общей прочности по балочной теории. В его основе лежит допущение о том, что лопасть может быть представлена в виде заделанного на конце консольного

прямого стержня с переменной площадью поперечных сечений, подверженного косому изгибу от действия внешних сил. В процессе расчета проверяется выполнения условия статической прочности, при этом коэффициенты запаса статической прочности должны быть не менее допустимых значений, которые выбирают в зависимости от пластичности используемого материала [8, 9].

Второй подход основывается на методе конечных элементов (МКЭ). МКЭ в настоящее время является стандартом при решении задач механики твердого тела с помощью численных методов. МКЭ основан на дискретизации объекта для решения уравнений механики сплошной среды при этом предполагается, что эти соотношения выполняются в пределах каждой из элементарных областей [10].

Развитие вычислительной техники и пакетов автоматизированного конструирования позволяет переходить на современные методы расчета лопастей турбомашин и уточнять существующие методики расчета на основе проводимых компьютерных экспериментов.

Целью настоящего исследования является создание с помощью компьютерной программы [10] трехмерной твердотельной модели рабочего органа судового осевого насоса и численное моделирование напряженно-деформированного состояния лопастей.

Изложение основного материала исследования. Компьютерное имитационное моделирование напряженно-деформированного состояния лопасти судового осевого насоса позволяет определить места с наибольшими эквивалентными напряжениями σ , следовательно, наиболее вероятные очаги разрушения в случае аварии, изменения рабочих условий и использования насосов сверх срока безопасной эксплуатации.

В задачи исследования входило выбор прототипа насоса, разработка твердотельной трехмерной модели, и затем проведение компьютерного моделирования. Используя комплекс программ [10] смоделировано напряженно- деформированное состояние лопастей осевого судового насоса.

В качестве прототипа модели был принят судовой осевой циркуляционный насос ЭЦН 2500/6, с характеристиками: подача – $0,7 \text{ м}^3/\text{с}$, давление – $0,006 \text{ МПа}$, частота вращения – $12,2 \text{ с}^{-1}$, мощность – 650 кВт , перекачиваемая среда – морская вода [9].

Алгоритм моделирования напряженно-деформированного состояния включает следующие этапы:

1. Создание твердотельной модели.
2. Задание материала лопастей осевого насоса.
3. Определение ограничений.
4. Задание нагрузок, приложенных к поверхностям лопастей.
5. Анализ напряженно-деформированного состояния.
6. Визуализация результатов моделирования.

Первым (важным) этапом моделирования является создание твердотельной трехмерной модели рабочего органа осевого насоса.

Системы трехмерного геометрического моделирования [10] позволяют решить проблемы, возникающие при исследованиях физических моделей.

Твердотельная трехмерная (визуальная) модель выглядит аналогично физической, но является нематериальной. Такая модель сохраняется в памяти компьютера совместно со своим математическим описанием, благодаря этому возможно устранение основного недостатка физической модели – проведения измерений для последующего прототипирования или серийного производства [11].

На рис. 1 представлены результаты проектирования твердотельной модели рабочего органа (вращающегося колеса с лопастями в полнотельном изображении).

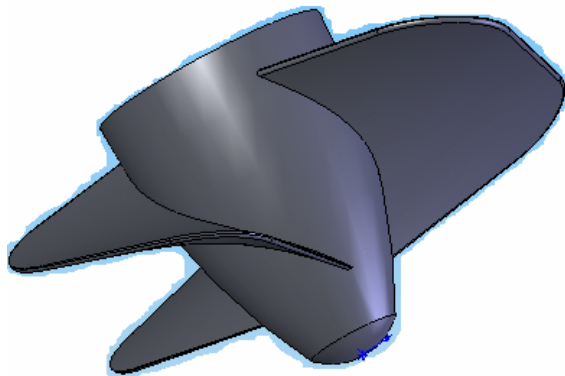


Рис. 1. Твердотельная трехмерная модель рабочего органа осевого насоса.

На следующем этапе работы был проведен анализ напряженно-деформированного состояния модели с помощью компьютерного моделирования в среде программного комплекса [10].

Расчеты проводимые в программном комплексе, основаны на линейном статическом анализе, в предположении, что материал является анизотропным.

Линейный статический анализ в предполагает, следующие допущения [10]:

- 1) линейное поведение материала в соответствии с законом Гука;
- 2) индуцированные смещения являются достаточно небольшими, чтобы не учитывать изменения в жесткости в результате нагрузки;
- 3) динамические эффекты не учитываются, т.к. нагрузки прикладываются медленно.

Для расчетов принят материал из библиотеки программы [10] с характеристиками:

- имя материала – литая нержавеющая сталь;
- тип модели материала – линейный, упругий, изотропный;
- модуль упругости – $1,9 \cdot e^{11}$ [Н/м²];
- коэффициент Пуассона – 0,26;
- модуль сдвига – $7,9 \cdot e^{10}$ [Н/м²];
- массовая плотность – 7700 [кг/м³];
- коэффициент теплового расширения – $1,5 \cdot e^{-5}$ [K⁻¹];
- теплопроводность – 37 [Вт/(м·К)];
- удельная теплоемкость – 520 [Дж / (кг · К)].

Для проведения дальнейших расчетов были выбраны поверхности находящиеся в «относительно неподвижном» состоянии по отношению к воздействующим нагрузкам (рис. 2,а). Затем определены поверхности и грани лопастей на которые воздействуют силы гидродинамического давления (рис. 2,б).

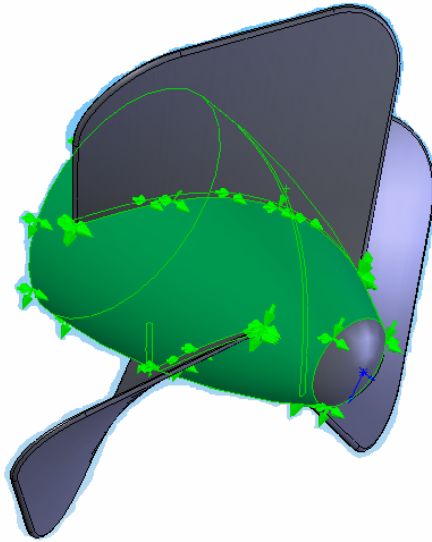
Осевая нагрузка на лопасти определялась приближенно по зависимости [12]:

$$P = S_n \cdot \gamma \cdot H, \quad (1)$$

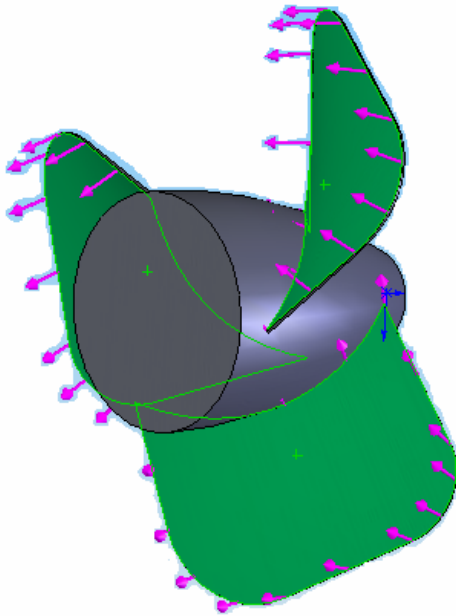
где S_n – площадь поверхности лопаток, м², γ – удельный вес перемещаемой жидкости, Н/м³, H – напор насоса, м.

В результате проведения расчетов модели получена визуализированная информация по: распределению усилий в модели (рис. 3); распределению смещений в модели (рис. 4);

В расчетах использована расчетная сетка из элементов размером 11,063 мм, количество элементов – 12696, количество узлов – 20439.



а)



б)

Рис. 2. Модель рабочего органа осевого насоса с наложением ограничений (а) и нагрузки (б).

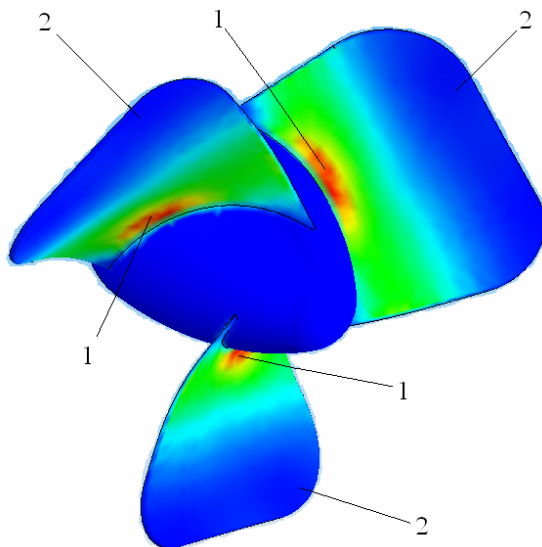


Рис. 3. Эпюра распределения усилий в лопатках: 1 – участки в которых возникают наибольшие усилия сопротивления при деформации модели; 2 – участки с наименьшими усилиями сопротивления.

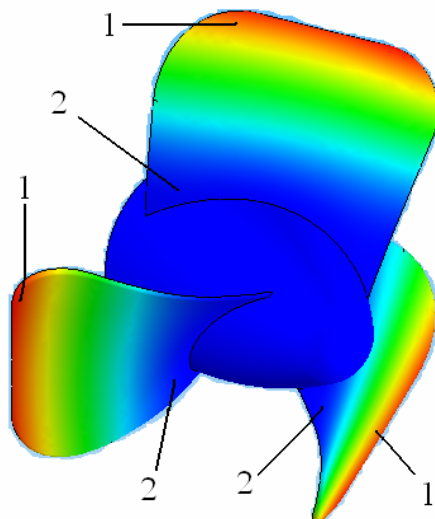


Рис. 4. Эпюра смещений в лопатках: 1 – участки в которых возникают наибольшие смещения от гидродинамической нагрузки; 2 – участки с наименьшими смещениями.

Выводы

1. Для повышения надежности эксплуатации судового осевого насоса ЭЦН 2500/6 разработана твердотельная модель его рабочего органа (вращающегося колеса с лопастями).

2. Численное моделирование напряженно-деформированного состояния лопаток осевого насоса, дает возможность более полно оценить вероятные деформации и места разрушения лопаток.

3. Анализ эпюр позволил определить зоны (на поверхностях лопастей) в которых наблюдаются максимальные усилия и смещения. Площадь зоны лопасти в которой возникают максимальные усилия составляет 1250 мм². Площадь зоны лопасти в которых наблюдаются максимальные смещения составляет 5420 мм².

Заклучение

Результаты проведенного исследования напряженно-деформированного состояния лопаток насоса, под действием гидродинамических нагрузок возникающих в процессе эксплуатации могут быть использованы для сравнительной оценки надежности лопаток судовых насосов различной конструкции при проведении научно-исследовательских, диссертационных работ магистрантов, аспирантов, научных работников, а также при подготовке к сертификационным испытаниям.

Разработанная твердотельная модель будет использована, как элемент сборки, при создании модели проточной части насосного агрегата для проведения гидравлического моделирования потока.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бутенко Н.Ф. Анализ особенностей напряженно-деформированного состояния корпусов однотрюмных морских судов/ Бутенко Н.Ф., Давыдов И.Ф., Козляков В.В., Соловьев А.А. // Труды НТК по СМК памяти акад. Ю.А. Шиманского. - СПб: ЦНИИ им акад. А.Н. Крылова, 2008. - С. 53 - 54.

2. Медведев В.В. Использование имитационного моделирования для обеспечения надежности и безопасности судовых дизелей/ Медведев В.В., Половинкин В.Н. // Имитационное моделирование. Теория и практика: Сб. докладов 4-й НПК ИММОД-2009. Том 2. СПб.: ОАО «ЦТСС». 2009. – с. 159-164.

3. Аврамов В.В. Численное моделирование напряженно-деформированного состояния гребного винта с учетом гидродинамической нагрузки / В.В.Аврамов, А.В. Печенюк, Б.Н.Станков // Сборник докладов междунаучно-практ. конф. в честь 80-летнего юбилея профессора В.В. Козлякова. - Одесса: Судостроение и судоремонт, 2010. – С. 232 – 235.

4. Кондратьев И. А. Имитационное моделирование ледовых нагрузок на валопроводы транспортных судов: автореферат дис. канд. техн. наук : 05.08.05 ЛИВТ. - Л., 1987. - 19 с.

5. Никольский В.В. Система мониторинга позиционирования полупогружных плавучих буровых установок / Никольский В.В., Будашко В.В., Хнюнин С.Г., Раенко Н.Е. // Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. Вып. 35. – Одесса: ОНМА, 2015. –С. 137-141.

6. Сторожев В.П. Анализ работы валов судовых центробежных насосов [Текст] / Сторожев В.П., Кошманов Н.А. // Современные достижения в науке и образовании: сб. статей. - Тель-Авив, 2009. - С.32-35.

7. Тормашев Д.С. Статистическое исследование показателей функциональной надежности центробежных насосов судовых систем [Текст] / Башуров Б.П., Носенко Е.С., Тормашев Д.С. // Судостроение – 2011. - № 4 (797). – С. 27 – 29.

8. Постнов В.А. Численные методы расчета судовых конструкций. Л., «Судостроение», 1977, 279 с.

9. Судовые насосы: Справочник / Будов В.М. –Л.: Судостроение, 1988. – 432 с.

10. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике / Алямовский А.А., Собачкин А.А., Одинцов Е.В., Харитонович А.И., Пономарев Н.Б. – СПб.: БХВ-Петербург, 2005. – 800 с.

11. Трехмерное геометрическое моделирование. Учебн. Пособие / Смирнов А. А. –М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 40с.

12. Справочное пособие по гидравлике, гидромашинам и гидроприводам/ Вильнер Я.М., Ковалев Я.Т., Некрасов Б.Б. Под ред. Б.Б. Некрасова. – Минск, «Вышэйш. школа», 1976, 416 с.

УДК 629.12-8

Голіков В. А., Онищенко О. А.
НУ «ОМА»

РОЗВИТОК СУЧАСНОЇ ТЕОРІЇ І ПРАКТИКИ ТЕХНІЧНОЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ МОРСЬКОГО І РІЧКОВОГО ФЛОТУ: КОНЦЕПЦІЇ, МЕТОДИ, ТЕХНОЛОГІЇ

Анотація

Запропоновані науково-обґрунтовані вирішення комплексу актуальних завдань технічної експлуатації морського та річкового флоту, зокрема - підвищення еколого-енергетичної ефективності суден та підвищення рівня їх надійної та безпечної експлуатації. Обґрунтовуються і пропонуються нові концепції, методи, технології і прийоми, втілення яких у практику технічної експлуатації флоту забезпечує високий ступінь готовності суден до використання їх за технологічним призначенням, збереженням суден у справному й екологічно безпечному становищі, раціональному використанню суднової техніки, палива, мастил, збільшенню експлуатаційного періоду основного й допоміжного обладнання суден.

Наукові завдання виконані за принципами системного підходу до вирішення комплексної проблеми забезпечення прибуткового, надійного, безпечного й екологічного функціонування флоту при комерційній експлуатації суден із одночасним забезпеченням мінімальних витрат на їх технічну експлуатацію.

Ключові слова: технічна експлуатація флоту, наукові дослідження, методологія, експеримент, енергетична ефективність.

ВСТУП

Ефективне функціонування, проектування й модернізація водного транспорту – актуальний і пріоритетний напрямок розвитку наукових знань у судноплаванні, як галузі економіки України [1]. Цей напрямок повинен бути заснованим на розробці теоретично обґрунтованих, методично забезпечених й практично реалізованих основ збалансованого розвитку технічної експлуатації флоту (ТЕФ) [1-3]. Системна основа [2] напрямку вимагає вирішення комплексу завдань: виявлення й класифікації факторів, що впливають на стійке функціонування та розвиток ТЕФ; обґрунтування й розробки наукового інструментарію аналізу й прогнозування збалансованого функціонування ТЕФ; оцінки мультиплікативного впливу ТЕФ на

ефективність роботи судноплавних компаній; дослідження доцільності й границь державної та комерційної підтримки функціонування й розвитку ТЕФ [3]. Всі означенні завдання системні.

Технічна експлуатація флоту, як крупного об'єднання близьких за призначенням суден, є невід'ємною частиною виробничого процесу транспортування вантажів, на яку поширюються фундаментальні виробничо-економічні закони. Для виникнення виробничого процесу, згідно існуючої економічної теорії, необхідна одночасна дія і сукупність трьох наступних функцій.

1. Праці, як доцільної, цілеспрямованої діяльності людини.

2. Предметів праці, на які спрямована діяльність людини.

3. Засобів праці, за допомогою яких людина впливає на предмети праці.

Як відомо, елементами комерційної експлуатації флоту є судно, як засіб праці і праця екіпажу суден (предмети праці – вантажі). Але при технічній експлуатації *флоту* кожне окреме судно є предметом праці, на який спрямована праця екіпажу, фахівців баз технічного обслуговування та судноремонтних підприємств.

При технічній експлуатації *суден* засобами праці є комплекс документації, устаткування, оснащення суден і низки берегових підприємств, за допомогою яких здійснюється технічна експлуатація всього флоту.

Таким чином, судно одночасно є й засобом праці і предметом праці. Саме тому кожне судно зв'язує між собою *суперечливі* виробничі процеси – комерційну експлуатацію й технічну експлуатацію.

Існує протиріччя у сучасній експлуатації флоту – забезпечення прибуткового, надійного, безпечного й екологічного функціонування суден при їх комерційній експлуатації із одночасним забезпеченням мінімальних витрат на технічну експлуатацію. Саме це дозволяє сформулювати наступні *ключові проблеми* вдосконалення методів, технологій і напрямків технічної експлуатації морського і річного флоту, які мають потребу у науковому вирішенні.

1. Забезпечення:

– високого ступеня готовності суден до використання за технологічним призначенням;

– високого рівня надійності суден і технічної безпеки судноплавства;

– збереження і експлуатації суден у справному й екологічному стані;

– раціонального використання всієї суднової техніки, палива й мастил;

2. Збільшення експлуатаційного періоду:

– суден, як окремих одиниць флоту;

– основного й допоміжного обладнання суден, його вузлів, устаткування.

3. Підвищення коефіцієнтів технічного використання суден і його обладнання з одночасним забезпеченням скорочення витрат на:

– технічну експлуатацію;

– ремонт, відновлення, модернізацію;

– діагностику несправностей.

Вирішення означених ключових проблем [2-8] ускладнюються тому, що сучасне судноплавство розрізнено на лінійне й трампове, саме це відбивається на методах вирішення окремих завдань технічної експлуатації флоту. Існує, також, сучасна і до кінця не вирішена, проблема можливого подвійного використання суден, яка може бути вирішена за рахунок конверсії, реновації існуючих суден, або проектування і створення нових, наприклад, криголамного класу, багатоцільових суден [6, 9, 10].

До того ж, основними вимогами до виконання досліджень є означена актуальність тематики [1-3], існування суттєвого запиту практики і невирішених проблеми ТЕФ за умови коректності постановки завдань, адекватності використаних математичних моделей реальним фізичним процесам і явищам, достовірності наукових результатів, доброго збігу і узгодженості результатів експериментів з теоретичними викладками.

При методологічному [2, 4, 5] обґрунтуванні проведення досліджень використані сучасні методи, що ґрунтуються на фундаментальних принципах класичної механіки та електромеханіки, теплопередачі, холодильної техніки, теорії автоматичного керування тощо, а також на сучасних, апробованих методах математичного моделювання та загальних прийомах використання системного підходу до всіх етапів дослідження.

При вирішенні окремих аспектів означеної проблеми розвитку сучасної теорії і практики технічної експлуатації морського і річкового флоту слід коректно використовувати відповідні методи загальної теорії теоретичної і прикладної механіки, теплопередачі,

холодильної техніки, тощо. При цьому використана предметна інтерпретація загальних методів теорії та методів математичного моделювання, програмування, оптимізації, проведення експериментів, тощо [2].

Мета і основні завдання дослідження

Технічне забезпечення безпеки судноплавства, за умовою виконання кожним окремим судном особистої технологічної задачі, є метою і цільовим завданням технічної експлуатації флоту. Саме тому технічна експлуатація флоту є виробничою діяльністю, що забезпечує готовність суден до використання їх по призначенню, справність стану, надійне, економічне й екологічне функціонування.

Ураховуючи специфіку роботи водного транспорту, технічна експлуатація флоту – самостійна функціональна виробнича система, у якій кожне судно, як означено вище, є не засобом праці, а предметом праці. Перетворення судна із засобу праці у предмет праці відбувається за рахунок того, що у виробничій системі об'єктом додатка праці екіпажу і берегових фахівців є судно і його компоненти. Означене визначає необхідність випереджального розвитку внутрішньогалузевих принципів технічної експлуатації флоту, вимагає виявлення й класифікації факторів, що впливають на стійке функціонування й розвиток всієї інфраструктури водного транспорту.

Таким чином, *основною метою* роботи є наукове вирішення наступних, актуальних для сучасного судноплавства, *завдань* технічної експлуатації флоту.

1. Методологічної і науково обґрунтованої теоретичної підтримки заходів забезпечення високого ступеню готовності суден до використання за призначенням.

2. Наукового обґрунтування методів підтримки високого рівня надійності, екологічності, технічної безпеки суден та підтримки суден у справному стані із збільшенням їх експлуатаційного періоду.

3. Теоретично-обґрунтованої підтримки, розробки й використанню практичних методів раціональної, безпечної й енергетично ефективною технічної експлуатації всієї суднової техніки, обладнання, устаткування, палива, мастил.

4. Теоретичного обґрунтування й розробки сучасних методів скорочення витрат на технічну експлуатацію суден, діагностику несправностей, ремонт, обслуговування.

Аналіз сучасного стану проблеми

Під технічним наглядом Регістру судноплавства України перебуває більше 230 суден. Їхній середній вік становить 25 років, причому є судна з віком більшим, ніж 50 років. За термін служби судна відбуваються суттєві зміни в структурі перевезень вантажів і технології вантажних робіт, змінюються умови комерційної і технічної експлуатації, з'являються нові прогресивні рішення у суднобудуванні, судноплаванні, ремонті, обслуговуванні. При цьому техніко-експлуатаційні характеристики суден залишаються незмінними, або погіршуються.

У своєму життєвому циклі судна піддаються фізичному й моральному зношуванню.

Фізичне зношування проявляється у зміні геометричних розмірів і форми суднових конструкцій, деталей і структури матеріалів, зміни механічних властивостей і хімічного складу, у вигляді корозії та ерозії, зміни шорсткості поверхні і обростання тваринними й рослинними організмами, нагару, накипу, забруднень і інших чинників.

Ці процеси відбуваються як під час нормального функціонування суден й їхніх елементів (механічне зношування третьових пар суднових механізмів, утомне зношування деталей, що працюють зі знакозмінним навантаженням), так і під дією сил природи (корозійне роз'їдання деталей і вузлів механізмів, зміна властивостей матеріалів). При цьому основні елементи суден – корпус, суднові пристрої, піддаються спільному впливу обох факторів.

У результаті фізичного зношування погіршується технічний стан і техніко-експлуатаційні характеристики суден, збільшується ймовірність виникнення відмов, аварій, забруднення навколишнього середовища. Підтримка заданого рівня технічного стану судна досягається шляхом відновлення його елементів, заміною зношених частин запасними, регулюванням систем, механізмів, апаратів і проведенням інших технологічних операцій, сукупність яких являє собою технічне обслуговування й ремонт. Їхнє виконання є об'єктивною необхідністю й неодмінною умовою ефективного функціонування суден.

Моральне зношування не залежить від технічного стану суден і пов'язане з появою нових, технічно більш досконалих суден. Ці нові судна мають кращі техніко-експлуатаційні характеристики і тому більш високу конкурентоспроможність, тобто забезпечують більш

високий фінансовий і соціальний результати при менших витратах на одиницю транспортованої продукції.

Одним із способів протидії моральному зношуванню є модернізація суден. Якщо застаріли, проблемні елементи та технічні засоби судна мають недоліки, які приводять до необхідності виконання передчасних робіт або впливають на безпеку судна, існує єдине рішення – модернізація. У процесі модернізації усуваються конструктивні недоліки, виконуються роботи з покращання техніко-експлуатаційних характеристик суден і його елементів, робляться відновлення корпусів, судно оснащують засобами нової техніки. Таким чином, при модернізації покращуються техніко-експлуатаційні характеристики судна шляхом зміни конструкцій його елементів, заміни окремих судових механізмів, систем і пристроїв на більш сучасні й ефективні. Модернізація забезпечує високу ефективність капітальних вкладень тому, що при реконструкції піддаються тільки окремі елементи судна, основна ж частина упредметненої праці зберігається. Практично доведено, що чим вища будівельна вартість судна й менший його фізичний знос, тим вища очікувана ефективність від проведення модернізації судна.

Можна стверджувати наступне: якщо наслідки фізичного зношування суден усуваються шляхом проведення ремонту, то наслідки морального зношування – тільки шляхом проведення модернізації.

Таким чином, існуючий стан проблеми удосконалення методів і технологій технічної експлуатації суден: а) модернізації окремих його елементів; б) розроблення нових методів діагностування несправностей, ремонту, обслуговування; в) підвищення екологічної і енергетичної ефективності судового обладнання; г) ефективного використання палива і мастил, потребує для вирішення системного, науково обґрунтованого підходу, тобто, подальшого розвитку сучасної теорії і практики технічної експлуатації морського і річкового флоту, зокрема його методів, технологій і прийомів, розробки нових ідей, гіпотез і концепцій експлуатації суден.

Застосовані методи, засоби, підходи, ідеї, робочі гіпотези та їх практичне використання

На кафедрі технічної експлуатації флоту (ТЕФ), у межах виконання науково-дослідної роботи ДР № 0114U000346, постійно здійснюється вирішення означених проблем удосконалення

методів і технологій технічної експлуатації суден. Зокрема, для вирішення основних завдань дослідження застосовано системний підхід [2], який передбачає використання методів декомпозиції при проведенні окремих етапів досліджень, як складових загальної теорії, принципів побудови та традицій функціонування технічної експлуатації флоту. Згідно резолюції комітету з захисту навколишнього середовища (*Marine Environment Protection Committee*) МЕРС.213(63) від 02.03.2013 р., для кожного судна обов'язковою є розробка і застосування плану керування енергетичною ефективністю судна. Резолюцією МЕРС.213(63) до технічних і експлуатаційних заходів щодо зниження викидів парникових газів віднесені розробка й використання суднових планів енергетичної ефективності (*SEEMP*) для всіх типів суден, як нових, так і існуючих, з попередньою розробкою експлуатаційного критерію енергетичної ефективності судна *EEDI*.

З урахуванням вказаних резолюцій, виконання досліджень за темою ДР № 0114U000346 відбулось також і згідно низки рекомендацій *IMO*, зокрема, статтю 38-а Конвенції *IMO*, яка встановила, що виміром енергетичної ефективності суден є конструктивно-експлуатаційний індекс енергетичної ефективності (*EEDI*), визначений для кожного окремого судна. Так, найбільш загальна формула *EEDI* була застосована у вигляді виразу:

$$EEDI = \frac{\text{Користь для суспільства}}{\text{Вартість навколишнього середовища}}.$$

Більшість отриманих результатів використані у проектах модернізації і проектування нових суден, суднових СЕУ при підготовці суднових планів енергетичної ефективності суден, при визначенні конструктивно-експлуатаційного індексу енергетичної ефективності суден, при проведенні первинної науково-технічної експертизи з кримінального провадження за фактом затонулого судна "Іволга", тощо.

Наприклад, судновий план енергетичної ефективності *SEEMP* включає в себе виконання комплексу вимог, зокрема, використання – основних результатів дослідження: оптимізація швидкості, потужності, роботи, управління енергетичною ефективністю судна.

Експлуатаційний критерій енергетичної ефективності судна, як нового, так і експлуатованого встановлює взаємозв'язок між споживанням пального (тонн), кількістю вантажу (тонн) і маршрутом судна в рейсі (миль):

$$EEDI = \frac{\text{Фактичний показник споживання палива}}{\text{Маса вантажу на борту} \times \text{Пройдений шлях}}$$

Також враховано, що у концептуальному плані судноплавні компанії України керуються міжнародною системою стандартів якості та міжнародними конвенційними вимогами Міжнародної морської організації стосовно безпеки життєдіяльності, захисту навколишнього середовища, безпеки судноплавства енергоефективності, компетенції та дієздатності людського ресурсу.

У зв'язку із тим, що структура сучасних компаній залежить від призначення суден та децентралізована на групи з 4-5 суден, тому для кожної з них, на прикладі Українського Дунайського пароплавства, розроблені та реалізовані суднові плани енергоефективності суден серії “Ізмаїл” при рейсовому плануванні та аналізі звітів суден при їх роботі на коротких морських лініях Чорного, Азовського та Середземного морів.

Проведена експертна оцінка джерел, чинників і елементів очікуваного рівня підвищення енергетичної ефективності суден (табл. 1.) [6, 10].

Таблиця 1. Очікуваний рівень підвищення енергетичної ефективності суден

Життєвий цикл судна	Заходи, елементи	Рівень підвищення, %	Всього, %
Проектування, будівництво (тільки для нових суден)	Концепція, швидкість і потужність	2÷50	6÷90
	Корпус і надбудова	2÷20	
	Силова і <u>пропульсивна</u> системи	0,5÷5	
	Паливо з низьким вмістом сірки	0,5÷5	
	Поновлювані джерела енергії	1÷10	
	Скорочення вмісту CO ₂ у вихлопних газах	0	
Експлуатація (усі судна)	Управління флотом, логістика та стимулювання	5÷50	7÷70
	Оптимізація рейсу	1÷10	
	Управління енергетичною ефективністю	1÷10	

Таким чином, методи, засоби, підходи, ідеї, робочі гіпотези, які використані для вирішення визначених вище завдань, розподілені на наступні складові блоки загальної проблеми розвитку теорії і практики технічної експлуатації флоту.

1. Для забезпечення ефективного використання суднових палив з низьким вмістом сірки проведено аналіз існуючих вимог до суднових палив, оцінено вплив палив з низьким вмістом сірки на технічний стан суднових технічних засобів – зносу деталей суднових двигунів внутрішнього згоряння (СДВЗ), корозії поверхонь нагріву суднових котлів, та на основі авторських доробок розроблені науково-обґрунтовані методи й засоби адаптації суднових двигунів внутрішнього згоряння (СДВЗ) та суднових котлів до використання ними палив з низьким вмістом сірки.

2. Для істотного скорочення витрат на виробництво теплової та електричної енергії суднами проведено аналіз джерел, присвячених впливу електромагнітних та акустичних полів на рідкокристалічну (РК) структуру вуглеводневих палив, на основі експериментальних досліджень РК структури вуглеводневих палив та використання авторських доробок запропоновані науково-обґрунтовані принципи керування реологічними властивостями суднових вуглеводневих палив.

3. Для підвищення експлуатаційної надійності суднової паливної апаратури високого тиску оцінено сучасний стан досліджень структури високов'язких нафтопродуктів, їх вплив на властивості палив, виявлені аналогії між високов'язкими нафтопродуктами та пружним континуумом. На основі експериментальних досліджень хвилевих процесів у паливопроводах малообертових дизелів (МОД) та авторських доробок, науково обґрунтовані методи модернізації існуючих паливних систем МОД, розроблені принципово нові системи паливопроводів високого тиску, створені методи запобігання розриву паливопроводів МОД.

4. Для підвищення ефективності ремонту суднових технічних засобів проведено аналіз механізму зношування пар тертя, сучасних методів ремонту деталей та трибологічних систем суднових механізмів. З урахуванням авторських доробок, науково обґрунтовані нові технології відновлення деталей в суднових умовах, методики збільшення терміну служби деталей суднових технічних засобів (СТЗ), трибологічних систем та корпусу судна.

5. Для забезпечення ефективного використання сучасних методів технічної діагностики суднових енергетичних установок та з метою оптимізації витрат палив та мастил, класифіковані системи та засоби технічного діагностування суднових систем, проведені теплотехнічні дослідження суднових енергетичних

установок (СЕУ) та науково обґрунтовані рекомендації з технічного обслуговування СЕУ. З урахуванням авторських доробок розроблені методики випробовувань СЕУ в умовах експлуатації зі складанням режимних карт навантажень [7].

6. Для ефективної і достовірної діагностики стану суднових технічних засобів, проведені експериментально-аналітичні дослідження коливань мастильного клину. З урахуванням авторських доробок створенні математичні моделі коливань вільного ротору, оцінено вплив коливань мастильного клину на стан поверхонь тертя, змащувальної рідини та частоти обертів двигуна.

7. Для проведення функціональної діагностики стану різноманітних суднових технічних засобів, на основі аналізу особливостей функціонального діагностування вузлів тертя й систем змащення віброакустичними методами, з урахуванням авторських доробок, науково-обґрунтовані діагностичні моделі технічного стану поршневого кільця.

8. Для підвищення рівня комфортності праці і відпочинку екіпажу суден досліджені системи суднового мікроклімату на основі математичного моделювання за допомогою сучасних програмних середовищ. З урахуванням авторських доробок розроблені науково-обґрунтовані системи вимірювання комфортності мікроклімату необхідні для створення систем соціально-екологічної безпеки внутрішньо-суднового повітряного середовища [8].

9. Для забезпечення енергетично-ефективного керування роботою суднових холодильних установок (СХУ) проведено аналіз існуючих принципів побудови математичних моделей суднових холодильних установок та їх елементів, способів керування продуктивністю СХУ. З урахуванням авторських доробок розроблені науково-обґрунтовані математичні моделі енергетично-ефективних систем керування СХУ у середовищі Матлаб/Симулінк [8].

10. Для підвищення ефективності використання суднових систем опріснювання морської води проведено аналіз фізико-хімічної природи води, опріснювальних систем та систем підготовки питної води. З урахуванням авторських доробок науково обґрунтовані та запропоновані різноманітні системи отримання питної води.

11. Для визначення техніко-експлуатаційних вимог до терміналів з морській доставці скраплених та стиснених природних газів (Ск ПГ, Ст ПГ), проаналізовані загальні підходи

до експлуатації Ск- та Ст- терміналів, визначені умови постачання, транспортування та зберігання ПГ. З урахуванням авторських доробок науково обгрунтовані та запропоновані системи управління СП-терміналами.

12. Для модернізації експериментальної науково-дослідної бази, з урахуванням авторських доробок науково обгрунтовані та удосконалені системи фільтрації відпрацьованих газів суднових двигунів; проведено наукове обгрунтування та здійснена модернізація комп'ютерного тренажерного класу кафедри ТЕФ та системи керування двигуном внутрішнього згоряння (ДВЗ), модернізовано та відновлено дослідний дизель-генератор, створена система балансування роторів двигунів та інших обертових елементів.

У результаті виконання НДР ДР № 0114U/000346 концептуально вирішені такі основні теоретичні і прикладні завдання.

1. Сформульовані найбільш актуальні для України завдання підвищення ефективності технічної експлуатації флоту.

2. Розроблені концептуальні моделі забезпечення прогнозування властивостей складних технічних систем при їх проектуванні.

3. Запропоновані методи підвищення енергетичної ефективності суден при їх роботі на коротких морських лініях.

4. Запропоновані методи підвищення ефективності роботи земснарядів при видобутку мулистих і піщаних ґрунтів.

5. Вдосконалені методи ідентифікації параметрів технічного стану поршневих кілець суднових малообертових дизелів.

6. Запропоновані методи підвищення надійності трубопроводів високого тиску паливної системи суднового малообертового дизеля.

7. Удосконалені прийоми фільтрації і охолодження відпрацьованих вихлопних газів суднових дизельних установок.

8. Вдосконалені системи охолодження наддувочного повітря головного суднового дизеля когенераційного типу.

9. Створена динамічна модель суднового кондиціонованого приміщення.

10. Розроблена концепція створення енергоефективних систем управління судновими холодильними установками.

11. Проведені експериментальні дослідження процесів подачі олії у циліндри суднових довгоходових дизелів.

12. Запропоновані методи забезпечення працездатності суднових валопроводів при обводненні мастила в підшипниках.

13. Запропоновані методи забезпечення ефективної експлуатації СЕУ у районах контролю викидів шкідливих речовин у атмосферу.

14. Запропонована концепція розвитку подальших досліджень у області ефективного застосування СЕУ для:

- комбінованих пропульсивних комплексів;
- систем динамічної стабілізації напруги суднових систем електропостачання.

15. Запропонована концепція конструкції і оцінювання характеристик багатоцільового судна подвійного призначення льодового класу.

16. Запропонована концепція підвищення ефективності морського транспортування природного газу у стислому і зрідженому стані.

Деякі з результатів НДР ДР № 0114U000346 впроваджені:

1. У ПАТ «Українське Дунайське пароплавство» ("УДП") і його береговому підрозділі при розробці та виконанні суднових планів енергоефективності *SEEMP* судів серії «Ізмаїл», при рейсовому плануванні та аналізі звітів з суден ПАТ "УДП".

2. У судноплавній компанії «*STAMCO*», при використанні авторського пристрою діагностики технічного стану двигуна *MAN B & W 7S46MC-C* потужністю 9170 кВт т/х «*Seine Highwax*» за амплітудою частот акустичного сигналу при проходженні продувних вікон. Аналогічний пристрій використовується на т/х «*Thames Highwax*».

3. У системі діагностування та підтримки прийняття рішень операторів СЕУ фрегата «Гетьман Сагайдачний», корабля управління «Славутич», підводного човна «Запоріжжя», у методику динамічного аналізу суднового валопроводу при змінних реологічних характеристиках мастил.

4. У виробничу діяльність судноплавної компанії *WILHELMSEN*, у нафтосервісну компанію *SCHLUMBERGER* (системи забору ґрунту), при виконанні робіт по інтенсифікації нафтовидобутку судном "*BIG ORANGE VXIII*", видалення піщаних корок системою формування гідроімпульсов.

5. У судноплавній компанії *CMA CGM* (захист трубопроводів високого тиску).

6. У судноплавній компанії *TB Marine Hamburg* (система зниження температури суднових вихлопних газів, зниження викидів *SOx* при роботі на паливі з високим вмістом сірки).

7. Проведено експериментальні, аналітичні та модельні дослідження на кафедральному тренажерному комплексі «Дистанційне автоматизоване управління судновим дизель-генератором». У результаті налагоджено систему обмеження струму якоря і змінені налаштування регуляторів електродвигуна переміщення паливної рейки тренажера. Проведене дослідження дозволило повністю відновити тренажерний комплекс, встановивши нештатний електродвигун переміщення рейки, забезпечити нормальне функціонування тренажера і заощадити більше 1500 євро.

8. Розроблено методика проведення і обробки результатів експериментальних навчально-лабораторних досліджень, пов'язаних із балансуванням обертових мас на спеціалізованому балансувальному верстаті, монтаж та експлуатація якого завершені кафедрі ТЕФ в 2016 році.

ВИСНОВКИ

За останні три роки (2014-2016 р.р.) отримана наступна наукова та науково-технічна продукція.

1. Захищено 6 кандидатських дисертацій.
2. Підготовлені до захисту у 2017-2018 роках 2 докторські дисертації.
3. Підготовлено 4 деклараційних патенти (патенти на корисні моделі і технології).
4. Постійно функціонує у рамках співдружності з Військовою академією м. Одеси науковий семінар «Оптимальне управління і експлуатація електроприводів спеціальних установок» Вченої Ради Національної академії наук України з проблеми «Наукові основи електроенергетики», де опубліковані праці для службового користування, зокрема з технічної експлуатації флоту, побудови суден подвійного призначення, інноваційних СЕУ, тощо.

5. Опубліковано дві монографії, 30 статей у журналах, що входять до міжнародних науково-метричних баз даних, 6 навчальних посібників, зокрема - "Методологія наукових досліджень", "Управління технічною експлуатацією флоту", "Автоматизація холодильних установок". Опубліковані та апробовані результати досліджень у межах підготовки тез та доповідей на наукових конференціях, семінарах, наукових школах, студентських наукових олімпіадах. Отримано "Золоту" медаль за кращу наукову курсантську роботу у 2014 році.

6. Більшість результатів дослідів реалізовані у вигляді опублікованих нових технологій, принципів, методів, моделей, напрямків і концепцій, більшість яких впроваджені у навчальний процес НУ "ОМА" і можуть бути використані складовою частиною для становлення й розвитку загальної теорії технічної експлуатації флоту України.

7. Наукові результати роботи можуть бути використані в проєктних організаціях та конструкторських бюро – при створенні конкурентоспроможного обладнання для морського, рибпромислового, річкового, допоміжного і технічного флотів, залізничного і авіаційного транспорту, а також для енергетичної галузі економіки України.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Транспортна стратегія України на період до 2020 року / Режим доступу: http://new.mtu.gov.ua/files/transport_strategy_ua.pdf.

2. Голіков, В. А. Методологія наукових досліджень (навчальний посібник) / В. А. Голіков, М. А. Козьмініх, О. А. Онищенко. – Одеса: ОНМА, 2014. – 163 с.

3. Логишев, И. В. Управление технической эксплуатацией флота : учебник / И. В. Логишев, О. А. Онищенко. – Одесса: Феникс, 2016. – 232 с. ISBN 978-966-928-088-6.

4. Оптимальне управління та експлуатація електроприводів спеціальних установок: зб. праць наук. семінару НАН України (колективна монографія) / Під ред. В. Ф. Миргорода та О. А. Онищенко. – Одеса: Наука і техніка, 2015. – 168 с. ISBN 978-966-1552-63-9.

5. Будашко, В. В. Удосконалення системи управління підрулюючим пристроєм комбінованого пропульсивного комплексу / В. В. Будашко, О. А. Онищенко // Вісник НТУ “Харківський політехнічний інститут”. Зб. наук. праць. Темат. випуск “Електричні машини та електромеханічне перетворення енергії”. – 2014. – № 62. – С. 66-69.

6. Обнявко, Т.С. Визначення ефективності тендерних проєктів у військовій економіці методами економетрики / Т. С. Обнявко, О. А. Онищенко // Науковий вісник Херсонського державного університету. Серія “Економічні науки”, № 9, Ч. 2. – 2014. – С. 212-218.

7. Демидова, Н. П. Основные показатели судового топлива и их эксплуатационные свойства / Н. П. Демидова, А. А. Марченко, О. А. Онищенко // Вестник Камчатского государственного технического университета. – 2015. – № 32. – С. 6-11.

8. Голиков, В. А. Автоматизация судовых холодильных установок / В. А. Голиков, Н. А. Козьминых, О. А. Онищенко. – Одесса: ОНМА, 2015. – 86 с.

9. Голиков, В. В. Особенности проектирования многоцелевого судна двойного назначения ледового класса / В. В. Голиков, О. Н. Мазур, О. А. Онищенко // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ" : зб. наук. пр. Сер. : Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків : НТУ "ХПІ". – 2016. – № 42 (1214). – С. 29-37.

10. Mazur, O. Decision support system in assessing technical design and tender purchases / O. M. Mazur, O. A. Onishchenko / Збірник наукових праць Військової академії (м. Одеса). – 2016. – № 1(5). – Р. 91-100.

УДК 612.821:656.052.8

Голікова В.В., Шевченко О.І.
НУ «ОМА»

ПРОФЕСІЙНО ОРІЄНТОВАНА МОТИВАЦІЯ ЯК ВАГОМИЙ ЧИННИК І ПЕРЕДУМОВА УСПІШНОЇ НАВЧАЛЬНО-ВИРОБНИЧОЇ ДІЯЛЬНОСТІ КУРСАНТІВ МОРСЬКИХ ВІЗ

Успішність професійного навчання та виробничої діяльності значною мірою визначаються ставленням суб'єкта праці до своєї майбутньої спеціальності, що є необхідним стимулом до оволодіння знаннями, вміннями та навичками, проявляється у виробничо обумовленій поведінці людини, формуванні виробничого динамічного стереотипу. Професія моряка істотно відрізняється від більшості інших видів діяльності у сучасному виробництві та пред'являє високі вимоги до його психофізіологічним професійно важливим якостям. У даній роботі на основі аналізу та оцінки ступеня професійно орієнтованої мотивації, зіставлення цього сигнального чинника з розвитком в процесі навчання таких актуалізованих і взаємозалежних психофізіологічних властивостей особистості, як увага, пам'ять, когнітивно-емотивні показники, формування індивідуального типу діяльності, адаптація в судовому колективі, розроблено методичні підходи до підвищення ефективності навчання та морської діяльності за умови високого потенціалу психосоматичного здоров'я судового офіцера-оператора.

Актуальність теми: Вибір професії – важлива ланка у життєвому та професійному становленні людини, яка включає декілька етапів, починається з профорієнтації учнівської молоді [1], як правило, вдома, в школі, в колі друзів, продовжується під час проходження професійної підготовки у відповідному навчальному закладі і безпосередньо на робочому місці [2]. Саме в такій послідовності проходить професійне самовизначення суб'єкту і будується його службова кар'єра.

Школяр, який хоче пов'язати свою професійну діяльність з морською спеціальністю повинен усвідомлювати, що сучасне морське транспортне або пасажирське судно є інженерною спорудою, яка експлуатується у різноманітних, нерідко надзвичайних, умовах Світового океану. Воно водночас представляє виробничо-комунальний об'єкт, який характеризується єдністю зон праці і відпочинку, а також цілодобовим безперервним перебуванням

морьяка під дією динамічного комплексу природних, виробничих та побутових факторів, параметри яких досягають екстремальних величин [3, 4]. Це відноситься до практично всіх категорій і класів судових небезпечних факторів за ГОСТ ССБТ 12.1.007-76 [5] та факторів трудового процесу за Гігієнічною класифікацією праці [6].

Сучасний випускник вищих навчальних закладів (ВНЗ), повинен бути не тільки високоосвіченим і висококваліфікованим фахівцем, а й бути здатним до професійного зростання та професійної мобільності в умовах інформатизації суспільства, розвитку нових наукоємних технологій, а також мати потребу в досягненнях і успіху в обраній спеціалізації.

Відповідно, основним завданням нової системи навчання є підвищення рівня професіоналізації та розвитку особистості. Багаторівнева структура навчання у вузі дозволяє абітурієнту забезпечити максимальну усвідомленість вибору спеціальності, що в свою чергу збільшує ефективність вищої освіти і зменшує можливість, як матеріальних втрат, так і розчарувань випускників вузу.

Починаючи навчання у ВНЗ, колишній школяр стикається з низкою змін: по-перше, різко знижується рівень зовнішнього контролю за діяльністю навчаючогося; по-друге, змінюється структура самої навчальної діяльності – мотиви навчання доповнюються і тісно переплітаються з професійними мотивами; по-третє, відбувається входження в нову соціальну спільність.

Формування навчальної мотивації студентів без перебільшення можна назвати однією з центральних проблем сучасної вищої школи. Її актуальність визначена самою навчальною діяльністю, оновленням змісту навчання, формуванням у студентів прийомів самостійного придбання знань, розвитку активності. Мотив (франц. *motif*, лат. *motus* – рух) – спонування до діяльності, пов'язане із задоволенням потреб людини.

Пов'язаний він із задоволенням наявних потреб суб'єкта діяльності, а тому відіграє спонукальну функцію, зумовлює предметну спрямованість активності людини. Розрізняючи мотиви, учень розуміє, чому потрібно вчитися, але це може і не спонукати його до навчальної діяльності.

Мотивація (з лат. *movere*) — спонування до дії; динамічний процес фізіологічного та психологічного плану, керуючий

поведінкою людини, який визначає її організованість, активність і стійкість; здатність людини діяльно задовольняти свої потреби.

Під самовизначеністю розуміють оцінку, яку сама особа дає собі з урахуванням своїх можливостей, психофізіологічних властивостей, а також місця серед інших людей [7]. У сучасному суспільстві відбуваються стрімкі зміни, які пов'язані з розвитком суспільства: з'являється необхідність в освоєнні нового соціально-економічного та професійного досвіду. Учнівська молодь, у якої вибір подальшого життєвого шляху, освіти та професії припадає на цей період, є унікальним об'єктом психофізіологічному вивченні особливостей і змін процесу життєвого самовизначення.

Самооцінка може бути адекватною високого, середнього, низького рівня, або неадекватною – завищеною чи заниженою. Самооцінка залежить від рівня мотивації і цілеспрямованості на досягнення поставленої мети [8]. Якщо вона адекватна і досить висока, то може націлювати людину на мобілізацію ресурсів, оволодіння професією, прогресивний кар'єрний ріст. Якщо ж індивід втратив віру в себе, проявляє невпевненість, неадекватно оцінює себе, він показує невисокі результати у професійній діяльності [9].

Професії моряка, льотчика, космонавта й досі асоціюються з романтикою Великих географічних відкриттів, подоланням земного тяжіння та міжпланетними мандрями, чим приваблюють численних юнаків та дівчат ще задовго до часу чіткої професійної орієнтації та визначення раціональної основи мотивації діяльності та її актуалізації [10,11]. Така мотивація ще 2-3 десятиріччя тому домінувала навіть у 26,7% курсантів старших курсів морських ВНЗ [12], тоді як тепер цей відсоток знизився більш ніж вдвічі (12,8%) [13].

Прагматичний підхід до завдань та усвідомлення специфіки своєї майбутньої діяльності (наявність мети та професійної мотивації) повинні сприяти домінуванню учбово-пізнавальних мотивів (одержати більше знань, краще засвоїти, багато чому навчитися) [14]. Проте, менш ніж 30% студентів першого курсу уявляють собі особливості своєї майбутньої професії, а тим більше – складнощі у оволодінні і реалізації отриманих знань [15]. Переважна віддалена мотивація (за С.Д. Максименком [16]) характеризується значною долею неусвідомлених мотивів. У значної частини популяції дітей та підлітків внаслідок незадовільних соціальних умов проживання, виховання і розвитку, спостерігаються не тільки загострення

внутрішнього дискомфорту, актуалізація різних форм девіантної поведінки, затримки у формуванні особистості, а й агресивна соціальна активність, нігілізм, шкідливі звички і асоціальні мотивації [17,18]. Тому наявність необхідних передумов успішної професійної діяльності, стану психосоматичного здоров'я і психофізіологічних професійно важливих якостей (ПВЯ), мають бути об'єктивно оцінені вже на стадії професійного відбору, а їх розвиток являється одним з пріоритетів навчання у ВНЗ, що в сучасних соціально-економічних умовах є досить складним завданням.

Тому *метою* цієї роботи стало проведення порівняльного аналізу мотивації в процесі набування морської спеціальності.

Матеріали і методи. В дослідженні брали участь абітурієнти та курсанти 1-6 курсів судноводійного та судномеханічного факультетів з бюджетною і контрактною формами навчання Одеської національної морської академії (ОНМА), а також студенти ВНЗ технічного напрямку, як контрольна група. Всього в одноразових і повторних психофізіологічних та фізіологічних тестуваннях було обстежено 583 осіб.

Всі обстежені, особи чоловічої статі, пройшли попередній і щорічні періодичні медичні огляди, не мали медичних протипоказань згідно з «Переліком медичних протипоказань до вступу абітурієнтів у вищі навчальні заклади I-IV рівня акредитації України». Обстежені курсанти основної групи і студенти порівняльної (контрольної) групи були практично одного віку, що зменшувало можливі розбіжності у одержаних даних за віковими змінами.

Батарея використаних методів включала програмно-комп'ютеризований комплекс «Мортест» в модифікації «Спас-8», бланкові тести. Результати обробляли стандартними статистичними методами за ліцензійними програмами в Microsoft Excel.

Результати та обговорення. Успішність професійної діяльності та навчання значною мірою визначаються ставленням суб'єкту праці до своєї майбутньої спеціальності, яке проявляється у виробничо зумовленій поведінці людини [14, 19, 20]. Враховуючи важливість фактору мотивації у оволодінні її основами у ВНЗ, вивчення цього фактору було розпочато ще при обстеженні абітурієнтів в процесі проходження ними психофізіологічного профвідбору. Оскільки всі вони вказували на бажання вступити саме до цього конкретного ВНЗ, цей мотив не враховувався. В подальшому опитування курсантів

проводили щорічно, що дало змогу прослідити динаміку мотивів як одну з важливих передумов успішного навчання у ВНЗ. Результати представлені на рис. 1.

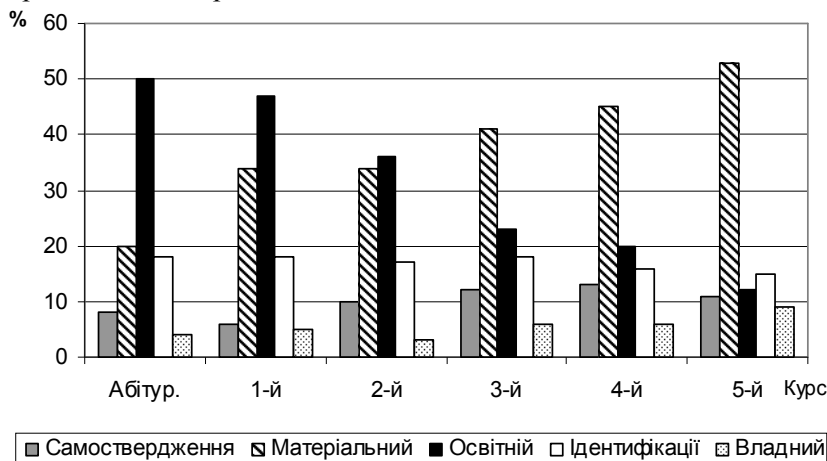


Рис.1. Провідні мотиви щодо навчання у ОНМА у абітурієнтів та курсантів

Як видно з наведених на рисунку даних, перші місця чітко займають матеріальний (31,2%±3,0% респондентів), освітній – 27,3%±2,9%, владний – 18,5%±2,6%, ідентифікації 14,3%±1,3% і самоствердження – 8,7%±1,9%. Домінуючі мотиви у 92,5%±1,7% опитуваних мають певне офарблення, пов'язане з морською професією: бажання стати моряком – 27,6%±2,9%; любов до подорожей 9,5%±1,9%; бажання отримати достатні технічні знання для роботи в професії інженера – 14,8%±2,3%; бажання оволодіти професією, що гарантує матеріальний достаток – 28,3%±3,0%; продовження сімейної династії моряків – 12,3%±2,1%. Слід також підкреслити, що практично всі вони висловлюють своє бажання навчатися саме у цьому конкретному ВНЗ (в даному контексті – ОНМА).

Поряд з домінуючими мотивами практично у всіх респондентів були зафіксовані менш виражені додаткові зовнішні та внутрішні мотиви, переважно пізнавального (43,3±3,3)%, «романтичного» (20,0±2,6)% та прагматичного (36,7±3,2)% характеру. Прагнення до одержання нових знань переважає на перших трьох курсах, коли число осіб з провідними мотивами цього напрямку спостерігається частіше ($p < 0,05$), ніж серед курсантів старших курсів. Втім, хоча курсанти старших курсів, як правило, проявляють більшу

різноманітність мотивів, потреб і цілей, що обумовлено в тому числі розвитком особистості за роки навчання у ВНЗ, провідні мотиви ними формулюються ними більш чітко. Наявність позитивних професійно-залежних мотивів є одним з проявів ефективності виховних засобів підготовки майбутніх моряків і є однією з передумов успішного формування у курсантів ПВЯ.

З рис.1 також видно, що мотивації не є статичним утворенням, а змінюються впродовж навчання у ВНЗ. прагнення до одержання нових знань переважає на перших трьох курсах, коли число осіб з провідними мотивами цього напрямку спостерігається частіше ($p < 0,05$), ніж серед курсантів старших курсів. Зростає ($p < 0,05$) значущість мотивів самоствердження, матеріального, владного, тоді як прагнення ідентифікувати себе як особистість залишається практично на одному рівні (15-18%).

Серед абітурієнтів більш ніж 10% виявилися недостатньо ознайомленими із специфікою майбутньої професії та особливостями навчання в морському ВНЗ. Як правило, ці юнаки показують невисокі бали при психофізіологічному тестуванні, а деякі з них залишають ВНЗ вже на перших курсах.

Рівень мотивації є важливою передумовою успішної здачі вступних іспитів і, поряд з типологічними особливостями ВНД абітурієнта, суттєво впливає на його емоційно-вольовий стан і результати психофізіологічного обстеження при вступі у ВНЗ, що досить чітко простежується при співставленні цих показників з силою мотивації, як в основному (ОНМА), так і контрольному навчальних закладах (табл. 1).

Як видно з наведених у таблиці даних, найбільш високі показники при проходженні

психофізіологічного профвідборі (ПФПВ) були у абітурієнтів, що вступали до ОНМА, 90% яких одержали оцінки вищі за 5 балів. Абітурієнти контрольної групи відставали за кількістю високих оцінок. Вірогідно, існує взаємозв'язок між рівнем мотивації щодо вибору юнаками ВНЗ, його рейтингом серед молоді та психофізіологічним станом обстежених при вступі до конкретного навчального закладу.

Таблиця 1. Розподіл абітурієнтів за сумарними оцінками на психофізіологічному профвідборі при вступі в різні ВНЗ і силою мотивації

Групи, обстежених, показники	Інтегральна оцінка результатів ПФПВ, бали				
	≤ 4	4,1-5,0	5,1-6,0	6,1-8,0	8,1-10,0
Кількість осіб, ОНМА, %	1,6±1,1	8,6±2,5	33,1±4,2	52,9±4,5	3,8±1,8
Середній бал	3,2±0,7	4,4±0,6	5,6±0,3	7,2±0,4	9,3±1,1
Сила мотивації, бали	4,7±1,1	5,1±0,7	6,6±0,4	9,2±0,4	8,7±1,2
Кількість осіб, контрольна група, %	6,5±2,2	19,4±3,5	29,0±4,1	40,3±4,4	4,8±1,9
Середній бал	3,0±1,4	4,1±0,5	5,8±0,3	7,0±0,3	8,8±1,2
Сила мотивації, бали	4,7±1,1	5,1±0,7	6,6±0,4	9,2±0,6	7,7±1,2

Показники сили мотивації, що виражалися у чіткому формулюванні бажання до вступу у ВНЗ, відмічено у 84,8%±3,2% респондентів. Їх бальні оцінки за результатами анкетування корелювали з успішністю здачі психофізіологічних тестів ($r=0,67$; $p<0,01$). У абітурієнтів, які висловлювали два-три і більше різнопланових мотивів з нечіткою структурною єдністю (15,2%±3,2% респондентів), рівень кореляції був низьким ($r=0,35$).

В подальшому проводили динамічне спостереження за успішністю навчання з перманентним психофізіологічним обстеженням. Тіснота кореляційних зв'язків між цими показниками, з одного боку, і ступенем мотивації, з іншого, підтвердила значимість останньої у формуванні професійно важливих якостей, стресостійкості і підвищенні адаптивного потенціалу у курсантів морських ВНЗ.

В цілому, проведені дослідження показали, що обстежені контингенти характеризуються вираженою професійною мотивацією, яка є не тільки передумовою успішного навчання у ВНЗ, але й сприяє активації психофізіологічних функцій, а також сприяє навчальному професійному зросту майбутніх моряків.

Висновки:

1. Професія моряка суттєво відрізняється від більшості інших видів діяльності у сучасному виробництві і пред'являє високі вимоги щодо його психофізіологічних професійно важливих якостей. Успішність професійної діяльності залежить від наявності професійноорієнтованої мотивації та розвитку в процесі навчання в морському вищому навчальному закладі таких психофізіологічних якостей, в основі яких лежить сукупність актуалізованих і взаємозв'язаних складних умовнорефлекторних процесів, які забезпечують формування особистості, її мотивованість, когнітивні, емотивні властивості, індивідуальний тип діяльності, специфіку поведінки в судовому колективі для вискооефективної виробничої діяльності моряка.

2. Складні соціально-економічна ситуація, криза в країні лежать в основі положення, коли можливість вибору кандидатів з необхідними індивідуально-особистими властивостями знижується, що підвищує роль вищого навчального закладу в формуванні у майбутніх судових офіцерів – операторів необхідних професійно важливих якостей, в тому числі і за рахунок раціонального використання когнітивного потенціалу курсанта, урахування особливостей вищої нервової діяльності та підвищення її адаптаційних можливостей.

3. Перші місця, в мотивації курсантів, чітко займають матеріальний (31,2±3,0% респондентів), освітній – 27,3±2,9%, владний – 18,5±2,6%, ідентифікації 14,3±1,3% і самоствердження – 8,7±1,9%. Домінуючі мотиви у 92,5±1,7% опитуваних мають певне офарблення, пов'язане з морською професією: бажання стати моряком – 27,6±2,9%; любов до подорожей 9,5±1,9%; бажання отримати достатні технічні знання для роботи в професії інженера – 14,8±2,3%; бажання оволодіти професією, що гарантує матеріальний достаток – 28,3±3,0%; продовження сімейної династії моряків – 12,3±2,1%.

4. Мотивації не є статичним утворенням, а змінюються впродовж навчання у ВНЗ. прагнення до одержання нових знань переважає на перших трьох курсах, коли число осіб з провідними мотивами цього напрямку спостерігається частіше ($p < 0,05$), ніж серед курсантів старших курсів. Зростає ($p < 0,05$) значущість мотивів самоствердження, матеріального, владного, тоді як прагнення

ідентифікувати себе як особистість залишається практично на одному рівні (15%-18%).

5. Серед абітурієнтів більш ніж 10% виявилися недостатньо ознайомленими із специфікою майбутньої професії та особливостями навчання в морському ВНЗ. Як правило, ці юнаки показують невисокі бали при психофізіологічному тестуванні, а деякі з них залишають ВНЗ вже на перших курсах.

6. В літературі накопичено достатньо даних щодо специфіки умов плавання, особливостей трудового процесу і різних сторін життєдіяльності моряків, розроблені і впроваджені в практику методи психофізіологічного профвідбору, психогігієнічні рекомендації щодо підвищення працездатності і збереженню здоров'я плавскладу. Однак, динаміка психофізіологічних властивостей курсантів у період навчання в морському вузі, внесок окремих елементів морської освіти у формування професіоналізму моряка і методи підвищення ефективності навчального процесу вивчені недостатньо і потребують подальших досліджень.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Безрукова Н.Ю. Використання показників психофізіологічних функцій та особливостей особистості як інтегральних критеріїв гігієнічної оцінки функціонального стану організму підлітків // Гігієна населених місць. – К., - 2007. – Вип. 50. – С.317-320.

2. Фрумкин А.А. Психологический отбор в профессиональной и образовательной деятельности. – СПб.: Речь, 2004. – 210 с.

3. Соснин В.А., Красникова Е.А. Социальная психология. 2-е изд. – М.: Инфра-М., 2007. - 336 с. 104. Руководство по морской медицине / Под ред. П.И. Сидорова.– Архангельск, 1998.- 630 с.

4. Голиков А.А., Дмитриев М.Н. Проблемы технической эксплуатации современных судов // Судостроение, 2004. - № 11-12. – С. 17-18.

5. ГОСТ ССБТ 12.1.007-76. «Вредные вещества. Классификация и общие требования безопасности». – М.: Стандарт, 1976.

6. Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливих та небезпечних факторів виробничого середовища. Важкість та напруженість трудового процесу. (ГН 3.3.5-8-6.6.1-2001). Затверджено Наказом МОЗ України від 27.12.01 р. № 582

7. Solanki I., Nakazava T. Empowering Seafarer – Role of Maritime Universities// 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.

8. Nezavitina T.S. Psycho-physiological Examination of Seafarers: Visual Memory. // 9th International Symposium on Maritime Health. Esbjerg, Denmark. 3-6 June 2007. Book of Abstracts. – P.1-7

9. Jezevska M., Jaremin B., Leszczynska I. Health promotion in the marine work environment - training of leaders // Int. Mar. Health, 2007. – Vol. 58. – No. 1/4. - P. 129-137.

10. Маклаков А.Г. (ред.). Психология и педагогика. Военная психология. – СПб.: Питер, 2004. – 464 с.

11. Психолого-физиологические и медицинские основы профориентации и профотбора молодежи на рабочие профессии / Под ред. Н.В. Алишева. – М.: Высш. шк., 1989.- 174 с.

12. Репин А.А. Психология, психогигиена и психопрофилактика труда плавсостава. – М.: Пищевая промышленность, 1979.- 135 с.

13. Голикова В.В. Психофизиологические основы формирования производственного динамического стереотипа у курсантов морских профессий // Ж. Актуальные проблемы транспортной медицины, 2006. - № 1 (3). - С. 122-127.

14. Занюк С.С. Психологія мотивації: Навч. посібник. – К.: Либідь, 2002.– 304 с.

15. Сердюк О.П. Особистісно-орієнтоване навчання: Вища школа. Концептуальна модель // Освіта, 2003. - № 14-15. – С. 17-23.

16. Максименко С.Д., Зайчук В.О., Клименко В.В., Папуча М.В., Соловієнко В.О. Загальна психологія / За загальною ред. ак. С.Д. Максименка. Підручник. – 3-тє вид., переробл. і доп. - Вінниця: Нова Книга, 2006. – 688 с.

17. Маргінальність особистості в контексті психогігієнічних досліджень підлітків зі зниженим рівнем соціальної адаптації / Корбчанський В.О., Вітрищак В.Я., Савіна О.Л. та інш. // Актуальні питання гігієни та екологічної безпеки України. Наук.-практ. конф. до 125-річчя О.М. Марзеєва. Збірка тез доповідей. – К., 2008. - С. 163-164.

18. Польша Н.С., Платонова А.Г., Яцковська Н.Я. Стан та проблеми збереження здоров'я школярів // Актуальні питання гігієни та екологічної безпеки України. Наук.-практ. конф. до 125-річчя О.М. Марзеєва. Збірка тез доповідей. – К., 2008. - С. 176-177.

19. Боровський Б.Р. Гігієнічні принципи формування високої придатності учнів і студентів навчальних закладів залізничного транспорту: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня к.мед.н.: спец. 14.02.01 «гігієна» / Б.Р. Боровський. – К., 2010. – 20 с.

20. Уровень развития психофизиологических качеств студентов-медиков, определяющих эффективность познавательной деятельности / В.И. Агарков, Н.П. Гребняк, В.В. Николенко [и др.] // Biomedical and Biosocial Anthropology. – 2009. – № 13. – С. 51-54.

УДК 612.821:331.102.3

Голикова В.В.
НУ «ОМА»

ФОРМИРОВАНИЕ ЗДОРОВЬЕСБЕРЕГАЮЩИХ КОМПЕТЕНЦИЙ - ВАЖНАЯ ЗАДАЧА ПРОФЕССИОНАЛЬНОЙ ПОДГОТОВКИ СУДОВЫХ ОПЕРАТОРОВ

Введение. Реформирование морской отрасли на стыке XX и XXI столетий строится на основе учета тех вызовов, которые определяются сменой парадигм в стратегии социально-экономического развития мировой цивилизации в стремлении к устойчивому развитию. Мировой рынок, международная интеграция производства и потребления потребовали интеграции транспортных систем на основе логистики, информатики, инновационных решений, существенно повлияли на профессиональные требования к человеку, его образованию и здоровью. Доминирующий в системе образования и производственной деятельности компетентностный подход определяет положение специалиста в социально-экономической системе и отражает динамику, прежде всего, социально значимых элементов субъекта деятельности [1]. В этой связи необходимо указать на дивергенцию профессиональных и здоровьесберегающих компетенций, как условие обеспечения конкурентоспособности на рынке труда. Это особенно важно учитывать в профессиях плавсостава, поскольку трудовая деятельность моряка протекает в экстремальных условиях производственной и окружающей среды, сопровождается психоэмоциональным напряжением и высокими рисками для здоровья и жизни [2].

Цель исследования: изучить динамику психофизиологического статуса судовых операторов за период рейса, выяснить их профессиональную обусловленность и обосновать роль здоровьесберегающих компетенций в надежности и безопасности морского труда на основе компетентностного подхода.

Материалы и методы. Проведены динамические психофизиологические исследования функционального состояния судовых операторов в различные периоды профессиональной деятельности (до и после рейса). Под наблюдением находилось 56 судовых операторов (командный состав морских транспортных судов) и 58 курсантов 3-4 курсов национального университета

«Одесская морская академия». Все обследованные были лицами мужского пола в возрасте до 40 лет, годные по состоянию здоровья к плаванию без ограничений. Исследования включали три блока, которые отражают: 1. функциональное состояние организма на физиологическом уровне (физическая выносливость; показатели состояния сердечно-сосудистой и вегетативной нервной систем); 2. психофизиологический статус (сенсомоторика, когнитивные и характерологические функции); 3. общие атрибуты качества жизнедеятельности, самочувствие, активность, настроение). Основные психофизиологические паттерны изучали с помощью компьютеризованного программного комплекса «МОРТЕСТ» (модификация «СПАС-10») [3], батареи общепринятых бланковых тестов [4] и анкет, разработанных и валидизированных в Украинском НИИ Медицины транспорта [5]. В ходе анкетирования акцент делали на систематический характер занятий физкультурой в рейсе и оценке респондентами элементов качества жизни. Статистическую обработку данных проводили методами вариационного, корреляционного анализа с помощью пакета программ в Microsoft Excel [6].

Результаты и обсуждение. Основные оперативные физиологические функции у моряков в межрейсовом периоде (перед выходом в очередной рейс) и у курсантов перед плавательской практикой находились в пределах популяционной нормы (рис. 1).

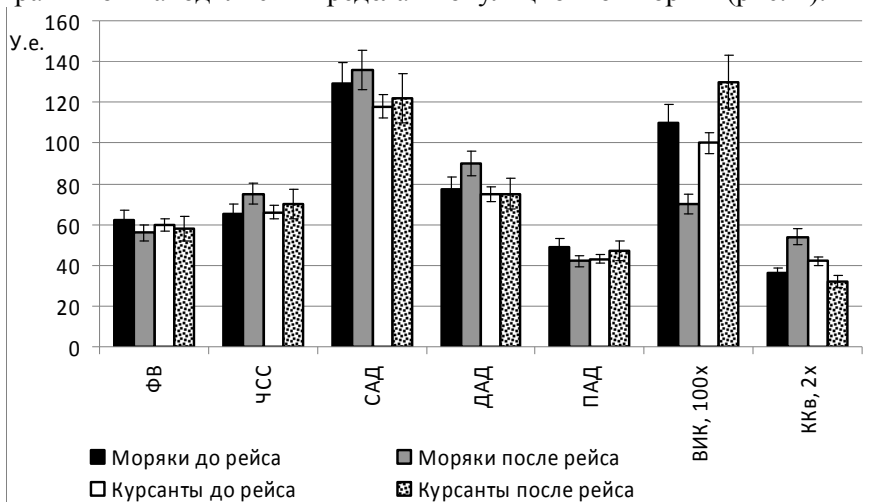


Рис. 1. Средние показатели состояния физиологических функций у судовых операторов и курсантов до и после рейса

Из представленных на рисунке данных видно, что у моряков и курсантов по возвращении из рейса отмечались однонаправленные изменения со стороны мышечной и сердечно-сосудистой систем и разнонаправленные сдвиги со стороны вегетативной регуляции физиологических функций. В первой группе более интенсивными были изменения физической выносливости (почти в 3 раза по сравнению с курсантами), частоты сердечных сокращений (ЧСС) – в 2,5 раза, при разнонаправленных изменениях пульсового артериального давления (ПАД) – в первом случае снижение на 16,7%, а во втором повышение на 9,3% (более благоприятный вариант). У моряков отмечен переход из преимущественно симпатического на парасимпатическое преобладание (вегетативный индекс Кердо (ВИК) из положительной переходил в отрицательную область (изменение на 57,1%, а коэффициент Квааса повышался на 50%). Все эти признаки указывают на развитие выраженного физиологического утомления. В то же время у курсантов отмечался психоэмоциональный подъем, сопровождавшийся повышением величины ПАД почти на 10% по отношению к исходному, а также рост ВИК и снижение ККВ в среднем на 30%. Эта фаза «конечного порыва», вероятно, полностью компенсирует проявления утомления у курсантов и свидетельствует о хорошей физической подготовке этой категории обследованных.

Большой интерес в этом плане представляет сравнение исследованных показателей у моряков и курсантов в зависимости от систематически (А) и эпизодически (В) занимавшихся физкультурой в рейсе. Этот вопрос тем более важен, что на большинстве современных транспортных судов имеются необходимые условия для поддержания своего физического тонуса (бассейны, тренажерные залы и даже спортплощадки). Однако, как показали результаты опроса, 87,5% моряков редко и не систематически занимаются физкультурой, в то время как 65,5% курсантов это делают регулярно, а на берегу занимаются спортом и даже посещают фитнес-центры. С учетом этого обстоятельства, у курсантов группы А практически все показатели физиологического статуса были более близки к популяционной норме и достоверно отличались от таковых в группе В, особенно после проб с дозированной физической нагрузкой (одноступенчатый Гарвардский степ-тест). При этом различия в показателях подъема и времени восстановления ЧСС, САТ и ДАТ, а также величинах ВИК и ККВ отличались с $p < 0,001$.

О дисрегуляционном по своему механизму изменении физиологических функций свидетельствует не только характерные для стресса и физиологического утомления показатели ВИК и ККв, но и результаты психофизиологических исследований. Так, вегетативный коэффициент у курсантов группы А составлял $1,67 \pm 0,09$, тогда как в группе В – $0,63 \pm 0,007$

($p < 0,001$). Как известно, первое является свидетельством симпатического, а второе – парасимпатического преобладания. Эти данные коррелируют с показателями психического напряжения, эмоционального стресса, работоспособности, которые были высокими в группе А и низкими в группе В ($r = 0,54-0,67$ при $p < 0,05$). Подобные соотношения имели место по показателям эмоциональной стабильности и нейротизма (тест Айзенка), тревожности (по Спилбергеру-Ханину и Тейлору [4]), а также шкалам индивидуально-типологических и личностных особенностей по тесту ИТО [7]. Это явилось подтверждением высказанной нами ранее гипотезы о тесной взаимосвязи физического и интеллектуального развития курсантов в процессе обучения морским профессиям и формирования профессионально важных качеств (ПВК). В настоящем исследовании формируемая концептуальная модель была дополнена позицией о динамическом характере ПВК непосредственно в процессе производственной деятельности. Подтверждением правомерности такой позиции являются результаты психофизиологических исследований, представленные в табл. 1.

Таблица 1. Динамика ПВК судовых операторов за время рейса, средние баллы

Классы психофизиологических профессионально важных качеств	Группы обследованных, результаты (M±m)			
	Плавсостав		Курсанты	
	До рейса	После рейса	До рейса	После рейса
1. Рецептивные	4,4±0,26	3,6±0,22*	4,4±0,25	3,7±0,21*
2. Моторные	3,8±0,24	3,2±0,17*	4,5±0,27	3,9±0,18
3. Когнитивные	4,2±0,27	3,5±0,19*	4,4±0,25	4,5±0,35
4. Характерологические	4,2±0,34	3,6±0,25	3,8±0,21	4,5±0,25*
Средний балл	4,2±0,25	3,5±0,21*	4,4±0,29	4,2±0,27

В таблице представлены 4 класса ПВК, каждый из которых формируется из 3-х групп, отражающих психофизиологические процессы и свойства, обеспечивающие реагирование на изменение

условий плавання и принятие оперативных решений в значимых стрессорных навигационных и других производственных ситуациях.

Оценивая интегрально наблюдаемые изменения, необходимо выделить, как минимум, три ведущие тенденции в изменении исследуемых показателей. Во-первых, у судовых операторов психофизиологические паттерны ПВК за время рейса интегрально снижались статистически достоверно ($p < 0,05$), тогда как у курсантов – только в виде тенденций. Во-вторых, физиологическое утомление у представителей первой группы наиболее существенно и стереотипно (универсально) проявлялось в снижении рецептивных и моторных психофизиологических свойств (а следовательно, и ПВК). В-третьих, средний балл, отражающий общее состояние ПВК и психофизиологических функций, сохранялся на уровне популяционной физиологической нормы (3-5 баллов), что является косвенным свидетельством допустимого уровня вредных и опасных факторов производственной и окружающей среды, а также режима труда (допустимой продолжительности плавання по временному критерию).

В соответствии с классификацией, приводимой в монографии И.Б. Ушакова с соавт. [8], оператор может находиться в одном из 5 функциональных состояний, для которых характерны определенные значения психофизиологических паттернов. Руководствуясь этими позициями и исходя из величин, полученных в результате наших исследований, мы подразделили всех обследованных на соответствующие категории и проследили динамику этих состояний за время рейса (табл.2).

Таблица 2. Распределение обследованных моряков и курсантов по наиболее типичным психофизиологичным состояниям до и по возвращении из рейса

Состояние	Группа, время обследования, лиц (%)			
	Моряки		Курсанты	
	До рейса	После рейса	До рейса	После рейса
1. Оперативного покоя	19,6	-	13,7	-
2. Тревожности	23,2	19,6	20,7	17,2
3. Психоэмоционального стресса	39,4	7,1	55,2	51,7
4. Монотонии	14,2	18,9	-	-
5. Утомления	3,6	63,2	10,4	34,6
Всего:	100,0	100,0	100,0	100,0

Представленные в таблице данные позволяют проследить изменения состояния психофизиологических функций у моряков и курсантов под влиянием условий труда в плавании. При этом в первой группе имеет место выраженный переход из состояния психоэмоционального стресса в состояние утомления, что коррелирует со снижением функций внимания (с $4,6 \pm 0,32$ до $3,7 \pm 0,27$; $p < 0,01$) интеллектуальных (с $4,2 \pm 0,28$ до $3,4 \pm 0,25$; $p < 0,05$) и эмоциональных (с $4,3 \pm 0,25$ до $3,4 \pm 0,22$; $p < 0,01$) свойств личности судового оператора. По мере развития утомления в этой группе обследованных отмечается рост числа лиц с парасимпатическим типом реагирования (снижение ВИК в среднем на 61% и рост ККв на 57% при величине вегетативного индекса по тесту Люшера $0,72 \pm 0,03$).

Ряд психофизиологических паттернов у моряков по своим параметрам укладываются в значения, характерные для монотонии [9]. И хотя число обследованных с такими признаками не превышает 15%, эта позиция представляет большой интерес с точки зрения дифференциации такого состояния с признаками хронического утомления, депрессии и профессионального выгорания [10]. Проведенные исследования показывают, что несмотря на довольно большой объем опубликованной информации, проблема определения, диагностики, изучения механизмов развития состояния монотонии остается чрезвычайно актуальной. Она отнюдь не сводится к стереотипии производственных операций, однообразия обстановки на рабочем месте и состоянию оперативного покоя, а обусловлена рядом внешних и внутренних причин и механизмов, последние из которых требуют углубленного изучения.

У курсантов рассматриваемые позиции более однородны и предсказуемы. Они определяются большим объемом профессионально важной информации, незавершенным формированием ПВК и динамического производственного стереотипа. Все это лежит в основе двух преобладающих позиций: психоэмоционального стресса у более половины курсантов, вернувшихся из рейса, а признаков утомления – у одной трети. Устойчивое состояние тревожности отмечено у сравнительно небольшой (менее 20%) группы кадетов, что, как правило, коррелируется с учебным фактором.

Все рассмотренные выше показатели, будь-то физиологический либо психофизиологический статус и их индикаторы, представляют

интерес в плане конвергенции ПВК и состояния психосоматического здоровья. В соответствии с концепцией профессиональной компетентности это указывает на единство формируемых в ходе профессионального образования и практического опыта компетенций, в одинаковой мере относящихся к производственно важным и здоровьесберегающим, на что имеются указания в литературе [11]. Последние чаще всего рассматриваются в контексте трудовой деятельности учителей и медицинских работников [12, 13]. Однако, для лиц профессий плавсостава, в первую очередь, судовых операторов, такой подход представляется особо продуктивным, учитывая специфику производственной среды, трудового процесса, напряжение адаптационных механизмов и действие ряда социально-психологических факторов,

До сего времени вопрос о здоровьесберегающей компетенции применительно к плавсоставу практически не обсуждался. Подтверждением тому являются данные о состоянии и заболеваемости плавсостава, случаях смерти на рабочем месте и продолжительности жизни моряков в разных странах мира [14-17]. Большинство авторов приходит к закономерному выводу о наличии повышенного профессионального риска для здоровья и предлагает меры «извне», т.е. направленные на объект деятельности (условия, организация и режим труда). Субъект труда (моряк), в лучшем случае рассматривается в контексте медико-психологического освидетельствования, профилактики стресса и утомления (особенно в последние годы [18-20]). В этом же ключе идет речь и о необходимости дальнейших исследований для успешного решения этой актуальной проблемы. Формирование здоровьесберегающих компетенций, осознание их профессиональной значимости, понимание важности (с позиций надежности и безопасности труда) и ведение здорового образа жизни остается большей частью за рамками учебных, воспитательных программ и сферы интересов моряка.

В этом плане представляет интерес обращение к сравнительно недавно введенному Всемирной организацией здравоохранения (ВОЗ) показателю качества жизни применительно к плавсоставу. Автором в настоящем исследовании были использованы фрагменты опросника SF-36 (оценка «качества жизни») [18], включенные в разработанные анкеты, а также тест САН («Самочувствие-Активность-Настроение») [5]. И хотя понятие «качество жизни»

носит в большинстве исследований преимущественно социологический, демографический и статистический характер [19], он не случайно введен именно ВОЗ, поскольку призван развить концепцию этой международной организации о здоровье человека. Последнее, как известно, также относится к мультимодальным категориям и предполагает не только отсутствие заболеваний, но и состояние полного физического, психического и социального благополучия человека, как это записано в преамбуле к Уставу ВОЗ [20]. При этом качество жизни ВОЗ определяет как «восприятие индивидуумом его положения в жизни в контексте культуры и системы ценностей, в которых индивидуум живет, и в связи с целями, ожиданиями, стандартами и интересами этого индивидуума» [18]. Поскольку профессиональная деятельность занимает одно из центральных мест в системе ценностей и положении ее субъекта в социуме, профессиональное здоровье выступает одновременно как условие (ПВК) и как показатель готовности к морскому труду.

Как показали результаты наших исследований, подавляющее большинство курсантов (до 90%) не озабочены проблемами, связанными со здоровым образом жизни и сохранения своего здоровья. Даже в подгруппе обследованных, систематически занимающихся физкультурой и спортом (65,5%), доминирующие мотивы направлены не на здоровьесбережение, а имеют профессионально обусловленную ценностно-целевую установку. Это подтверждается, в частности, результатами по тесту ИТО (высокие показатели по шкалам экстраверсии, агрессивности (> 5 баллов), низкие (≈ 3 балла) – по тревожности и эмотивности, что согласуется с высокой эмоциональной стабильностью, экстраверсией по тесту Айзенка и работоспособностью по тесту Люшера. Поэтому интеграция профессиональных и здоровьесберегающих компетенций у выпускников морского вуза является наиболее продуктивной.

В группе моряков при обследовании до и после рейса отмечается более широкий спектр индивидуально-типологических и личностных различий, в том числе по проблемам индивидуального здоровья, что определяется совокупностью социально-экономических, психологических и медицинских компонентов. Последние в большинстве своем имеют прямое отношение к психосоматическому здоровью с учетом перенесенных заболеваний и эпизодических отклонений в индикаторах (биомаркерах, паттернах) состояния отдельных органов и систем (чаще всего, сердечно-сосудистой,

пищеварительной, зрения и слуха). Это, как правило, коррелируется с показателями психоэмоционального стресса, повышенной тревожностью, снижением самочувствия и настроения по тесту САН ($y = 24,1\% < 5$ баллов). По возвращении из рейса у них более выраженными являются показатели утомления, а повышение потенциала здоровья преобладает в планах на время пребывания на берегу (здоровьесберегающие технологии). Тем не менее, они не входят в единую профессиональную и здоровьесберегающую компетентность в составе производственного динамического стереотипа судового оператора и требуют дальнейшей планомерной работы в данном направлении.

В целом, проведенные исследования позволяют сделать следующие выводы:

1. Одним из важных аспектов профессионального морского образования является формирование у курсантов здоровьесберегающих компетенций, которые в связи со спецификой морского труда, входят в число профессионально важных качеств и обеспечивают успешность, надежность и безопасность специалиста, его конкурентоспособность на рынке морского труда.

2. Сформировавшиеся в процессе обучения здоровьесберегающие компетенции интегрируются в соответствующую компетентность, поддержание уровня и актуализация которой должны входить в программы перманентного постдипломного образования судовых специалистов

3. Психологические сопровождение таких программ, включение интерактивных форм освоения и закрепления материала способствует индивидуально ориентированной работе с плавсоставом, адаптации и имплементации здоровьесберегающих компетенций в общую схему и систему успешной профессиональной деятельности моряка.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Уиддет С. Руководство по компетенциям / С. Уиддет, С. Холлифорд. - М.: НИРО, 2008. - 228 с.
2. Shafran L.M. Economic, hygienic and ecological aspects of the "Sustainable transport, environmental and health" problem decision in Ukraine / L.M. Shafran, O.V. Ikhaeva, A.N. Ponomarenko, D.P. Timoshina // Proceedings of the International Conference on Environmental Management, Engineering, Planning and Economics.

Skiathos, June 24-28, 2007. – Thessaloniki: GRAFIMA Publ., 2007. – P. 395-396.

3. Психофізіологічний професійний відбір плавскладу водного транспорту. Методичні вказівки (МВ 7.7.4.-093-02). – К.: МОЗ України, 2002. – 27 с.

4. Методики диагностики и измерения психических состояний личности / [автор и составитель А.О. Прохоров]. – М.: ПЕР СЭ, 2004. – 176 с.

5. Псядло Э.М. Психофизиологический профессиональный отбор: учебно-методическое пособие / Э.М. Псядло. – Одесса: Наука і техніка, 2015. – 172 с.

6. Антомонов М.Ю. Математическая обработка и анализ медико-биологических данных / М.Ю. Антомонов – К., 2006. – 558 с.

7. Собчик Л.Н. Введение в психологию индивидуальности / Л.Н. Собчик. – М.: ИПП-ИСП, 2000. – 512 с.

8. Ушаков И.Б. Паттерны функциональных состояний оператора / И.Б. Ушаков, А.В. Богомолов, Ю.А. Кукушкин. – М.: Наука, 2010. – 390 с.

9. Кальниш В.В. К анализу особенностей обеспечения работоспособности при монотонной деятельности операторов / В.В. Кальниш, Е.В. Красотин, Г.Ю. Пышнов // Український журнал з проблем медицини праці, 2014. - № 2 (39). – С. 29-40.

10. Кин Е.И. Идентификация видов труда: эмоциональная составляющая / Е.И. Кин // Вестник Томского государственного университет, 2011. - № 1 (13). – С. 77-80.

11. Сенашенко В.С. О компетенциях, квалификации и компетентности / В.С. Сенашенко, В.А. Кузнецова, В.С. Кузнецов // Высшее образование в России, 2010. - № 6. – С. 18-23.

12. Бутакова О.А. Компетентность и здоровьесбережение в образовании: принцип паритетности / О.А. Бутакова // Вестник ЧГПУ, 2009. - № 7. - С. 29-36.

13. Зеер, Э.Ф. Критерии и показатели оценки здоровьесберегающей компетентности студентов / Зеер, Э.Ф., Югова, Е.А. // Педагогическое образование в России, 2014. - № 10. – С. 78-82.

14. Лисобей В.А. Заболеваемость работников транспорта. – Одесса: Изд-во «Черноморье», 2005. – 262 с.

15. Голікова В.В. Вплив психоемоційного стресу на імунологічну реактивність організму суднових операторів / В.В. Голікова //

Актуальні проблеми транспортної медицини, 2016. - № 3 (45). - С. 7-17.

16. Cardiovascular risk factors in seamen and fishermen: review of literature /R. Pougnnet, L. Pougnnet, B.L.Loddé et al. // Int. Marit. Health, 2013. – Vol. 64. – No. 3. – P. 107-113.

17. Lyng E. Occupational mortality E. Lyng // Scand. J. Public Health, 2011. – Vol. 39. – No. 7, Suppl. – P. 153-157.

18. Carotenuto A. Psychological stress in seafarers: a review / A. Carotenuto, I. Molino, A.M. Fasanaro, F. Amenta // Int. Marit. Health, 2012. – Vol. 63. – No. 4. – P. 188-194.

19. Oldenburg M. Risk of cardiovascular diseases in seafarers / M. Oldenburg // Int. Marit. Health, 2014. – Vol. 65. – No. 2. – P. 53-57.

20. Dohrmann S.B. Determinants of seafarers' fatigue: a systematic review and quality assessment / S.B. Dohrmann, A. Leppin // Int. Arch. Occup. Environ. Health, 2017. – Vol. 90. – No. 1. – P. 13-37.

21. The WHOQOL Group. The Health Organization Quality of Life Assessment (WHOQOL): Position paper from the World Health Organization // Social Science and Medicine, 1995. - Vol. 41. - P. 1403-1409.

19. Агаджанян Н.А. Качество и образ жизни студенческой молодежи / Н.А. Агаджанян, И.В. Радыш // Экология человека, 2009. – №. 5. – С. 3-8.

20. Медик В.А. Общественное здоровье и здравоохранение: учебник для медицинских вузов / В.А. Медик, В.К. Юрьев. – М.: ГОЭТАР-Медиа, 2012. – 608 с.

УДК 621.43:620.193.16

Данилян А.Г., Чимшир В.И.
НУ «ОМА»

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЗАЩИТЫ ЦИЛИНДРОВЫХ ВТУЛОК И БЛОКОВ ЦИЛИНДРОВ СДВС ОТ КАВИТАЦИОННОГО РАЗРУШЕНИЯ

Кавитационное разрушение является одним из наиболее опасных явлений для деталей судового двигателя внутреннего сгорания (СДВС), которые контактируют с охлаждающей водой. Процесс кавитации определяется образованием парогазовых пузырьков в зоне пониженного давления с последующим их схлопыванием в пороговой зоне повышенного давления. В момент схлопывания парогазового пузырька происходит высвобождение термической и кинетической энергии, способной привести в конечном результате к эрозии поверхности детали.

Явление кавитации носит локальный характер и возникает только там, где создаются соответствующие условия, причем, без возможности перемещения в среде возникновения [2]. Сам процесс кавитации, явление многофакторное и до конца не изученное, примером тому, может служить данное исследование, в котором рассматривается причины кавитационного разрушения на омываемой поверхности втулки как факт изменения скорости охлаждающей воды в зарубашечном пространстве двигателя.

Причиной таких разрушений, может быть нарушение сечений профиля протока воды, в следствии полученных дефектов при отливке самого блока двигателя. Такие же разрушения можно наблюдать под воздействием электро-химической реакции внутри блока СДВС, волновой природы деформации цилиндровых втулок, появление гидравлических ударов во внутреннем контуре двигателя, изменения температурного режима выше установленного значения, растворения газа в охлаждающей воде и др[1].

На рис. 1. схематично показан процесс кавитационного разрушения охлаждаемых водой деталей СДВС

Согласно полученных опытных данных по одному из основных направлений процесса кавитации, рассмотрим вибрацию втулок и причины порождающие это явление при эксплуатации судовых дизелей.

Динамика цилиндропоршневой группы (ЦПГ) двигателя создает основные условия для кавитационного явления. В момент движения поршня, у ВМТ под действием нормальной силы – N направленной перпендикулярно к зеркалу втулки, создается резкое увеличение скорости в поперечном движении поршня, вследствие чего происходит удар поршня о стенку цилиндра и под воздействием ударного импульса создаются местные упругие деформации.



Рис. 1. Схема процесса кавитационного разрушения охлаждаемых полостей СДВС.

Которые волнообразно распространяются в радиальном и продольном направлениях относительно образующей поверхности втулки[3].

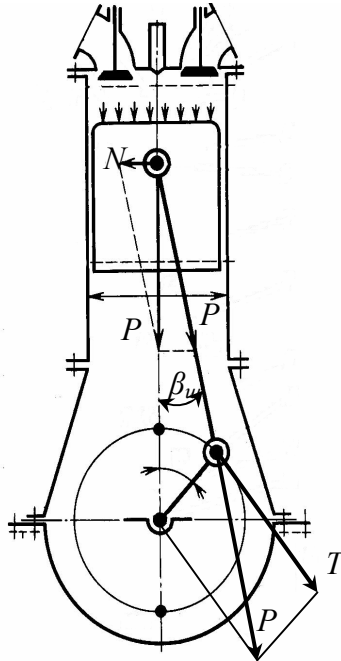


Рис. 2. Динамика сил действующих на ЦПГ и кривошипно - шатунный механизм двигателя.

Во время работы двигателя на поршень действует суммарное усилие:

$$P_{\Sigma} = P_{\zeta} - P_{nn} + P_j + P_g ,$$

где P_{ζ} – давление газов, МПа

P_{nn} – давление газов в подпоршневой полости, МПа

P_j – условное давление сил инерции поступательно движущихся масс, МПа

P_g – условное давление веса движущихся масс, МПа.

Сама нормальная сила будет равна:

$$N = P_{\Sigma} * \operatorname{tg} \beta_{ш},$$

где $\beta_{ш}$ - угол между осью цилиндра и осью шатуна[1].

В результате натурных наблюдений констатировался факт увеличения нормальной силы N при нарушении центровки ЦПГ на четырехтактных СДВС. Поршень при движении к верхней мертвой точке (ВМТ) приобретал дополнительное усилие ударного импульса за счет деформации шатуна, или нарушения соосности посадки верхнего бурта цилиндровой втулки, и как следствие это приводило к увеличенной кавитации стенки втулки в районе приложенного усилия ударной нагрузки. Как показали дальнейшие исследования, это явление становилось фактом некачественного ремонта, либо нарушения технической эксплуатации СДВС.

Теоретические исследования природы кавитационных разрушений показали, что под воздействием ударного импульса волнообразная упругая деформация втулки приводит к акустическому волнообразному эффекту, который воздействует на пограничный слой омываемой водой поверхности втулки, попеременно производит его растяжение и сжатие. Сам волновой процесс растяжения и сжатия ведет к образованию кавитационных пузырьков, которые циклично под воздействием сил растяжения вытягиваются, а под воздействием сил сжатия схлопываются. В момент схлопывания и концентрации пузырьков в имеющихся пустотах на поверхности втулок, происходит гидродинамический эффект микропотоков воды, которые с большой скоростью ударяются о стенки втулок, тем самым разрушая их поверхность, постоянно бомбардируя их скоростными микропотоками воды. Давление в микрообъеме бомбардируемого микропотока достигает 1000–1500 МПа, а предел текучести высококачественного серого чугуна 200–400 МПа. Это приводит на первой стадии разрушения поверхности втулки к наклепу, а затем развивает эрозию поверхности, и как правило, в сочетании с коррозией и другими вредными воздействиями способствуют скоротечному разрушению поверхности цилиндровой втулки.

Кавитационные разрушения концентрируются на отдельных участках поверхности втулки и занимают определенное положение относительно направления потока охлаждающей воды, вращения коленвала двигателя, и как говорилось выше, наибольшему

разрушению подвергаются участки максимальной ударной нагрузки на стенку втулки по вектору нормальной силы N .

Из практики известно, что поверхности втулок имеют больший кавитационный износ со стороны входа охлаждающей воды, чем поверхности со стороны выхода [4]. Блоки охлаждаемые с давлением внутреннего контура до 0,2 МПа имеют повышенный кавитационный износ, при повышении давления до 0,3 – 0,35 МПа данный износ снижается.

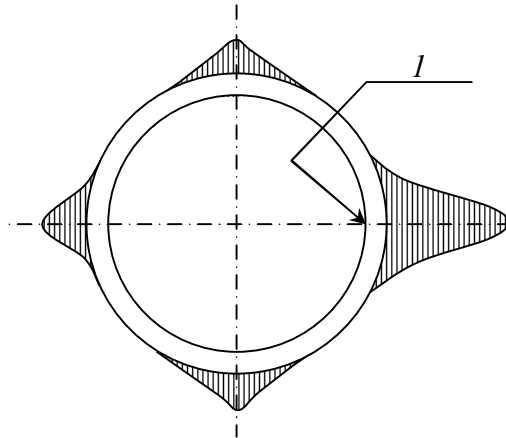


Рис. 3. Схема интенсивности кавитационного разрушения втулки.

1 – поверхность втулки испытывающая максимальную ударную нагрузку.

Неслучайно интенсивность кавитационного разрушения чаще всего наиболее активно проявляется на поверхности цилиндрических втулок высокооборотных и среднеоборотных СДВС вследствие ударной нагрузки, приводящей к колебательному процессу описанному выше. Процесс колебаний втулок, характеризуется колебательным ускорением – W м/сек²,

$$W = A(2\pi f)^2,$$

где A – амплитуда колебаний, м;

f – частота свободных колебаний, Гц.

Колебания поршня происходит на величину зазора между поршнем и зеркалом втулки в горизонтальной плоскости.

По заключению ряда научных НИИ определен порог величины ускорения, он находится в диапазоне 18 – 20g. Выше этих значений кавитационное разрушение втулок приведет к их замене до установленной нормы наработки заводом изготовителем.

На сегодняшний день, рядом ведущих дизелестроительных компаний, проведены мероприятия по защите цилиндрических втулок и блоков цилиндров от кавитационных разрушений с применением технологий по демпфированию цилиндрических втулок, снижению аэрации охлаждающей воды за счет переоборудования расширительной цистерны внутреннего контура охлаждающей воды двигателя. Схема защиты внутреннего контура оборудуется водным затвором, что предотвращает контакт внутреннего контура охлаждающей воды с атмосферой.

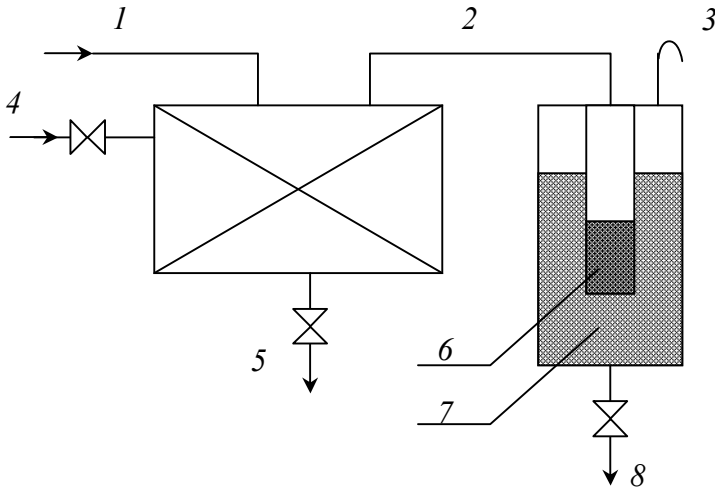


Рис. 4. Схема защиты внутреннего контура охлаждения СДВС от контакта с атмосферой.

1 – перелив от двигателя; 2 – соединительный трубопровод; 3 – воздушная труба; 4 – пополнение; 5 – к насосу; 6 – внутренний цилиндр; 7 – наружный цилиндр; 8 – слив.

Данная схема значительно уменьшает коррозионное разъедание цилиндров и блока двигателя, коррозия и кавитация переходят в единый процесс разрушения поверхности насыщенной парами и кислородом. Коррозионно-кавитационные процессы становятся

наиболее активными в верхних посадочных поясах блоков и цилиндров двигателя благодаря скопившимся парам и газам, создающим застойные зоны, в которых снижается объемная прочность воды, что влечет за собой коррозионно–эрозийные разрушения втулок и блоков цилиндров.

Как и любое тело, вода характеризуется определенными механическими свойствами. Одно из важнейших этих свойств является кавитационная или объемная прочность, которая зависит от сплошности жидкости, а та в свою очередь зависит от отрицательного давления, при котором наступает разрыв жидкости. Такой разрыв называют порогом кавитации. Доказано, что значение порога кавитации зависит от количества растворенного воздуха в жидкости. Исходя из этих наблюдений, были разработаны мероприятия по увеличению гидростатического давления над зеркалом воды, которое воздействуя на газовые пузырьки, сжимает их, уменьшая радиусы пузырьков до полного предела сжатия, что препятствует их разрыву. Дальнейшее сжатие выше предела деформации пузырька существенно не изменяет его радиус, и мало эффективно для смещения порога кавитации [2,4-6].

Проведенные эксперименты на ряде СДВС показали, что увеличение давления в контуре охлаждения двигателя до 0,4 Мпа резко повышает кавитационный порог. До этого применение антикавитационных присадок для охлаждающего внутреннего контура двигателя оказались малоэффективными. Постоянно добавляя воду во внутренний контур, мы снижаем концентрацию присадки, которая, в ряде случаев, не совместима с присадками по снижению жесткости воды и кислородосодержанию. Стоимость антикавитационной присадки достаточно высокая, что делает ее не всегда доступной. Самыми действенными мерами защиты цилиндровых втулок и блоков двигателя от эрозийного разрушения вследствие кавитации, могут быть защитные наделки и качественные покрытия на базе нанотехнологий.

Авторами данной статьи проводились наблюдения и практические работы в течение ряда лет на Измаильском судоремонтного завода. Анализ проводился на ремонтируемых судах типа «Кишинев», буксирах – толкачах тип «Рига», «Иваново», сухогрузах тип «Эльва» и др. Кавитационные разрушения активно проявлялись на протяжении всего срока эксплуатации двигателей.

На вновь построенных судах с наработкой двигателей до 10 тыс. часов серии «Иваново», кавитационные разрушения наблюдались на поверхности цилиндрических втулок в районе ВМТ на хорде 110° - 120° , высотой 130 – 140 мм, глубина язвин доходила до 1,5мм. Кавитационные разрушения носили эрозионный характер с корродирующими включениями (рис.5.).

Регистром по надзору за судами было выставлено требование о замене цилиндрических втулок с кавитационными разрушениями. Впоследствии ст. мастером мехцеха завода Даниляном А.Г. и ст. технологом техотдела Кашпаровым А.А., была разработана и предложена новая технология по изготовлению защитной наделки из стали 40ХН с креплением ее в местах эрозионного разрушения цилиндрических втулок.



Рис. 5. Кавитационное разрушение цилиндрических втулок судового двигателя.

Инспекция Регистра после согласования технологии в ЦНИИМФ установила промежуточный контроль, за поведением кавитационного разрушения цилиндрических втулок и регламентировала осмотр их с подъемом через 2500 часов и 5000 часов работы двигателя после установки защитных наделок. Это предложение с высокой степенью антикавитационной защиты совмещалось с мероприятиями по созданию повышенного давления во внутреннем контуре охлаждения двигателя до 0,35 МПа морских

судов, не более 0,25 МПа речных судов в виду невозможности установки расширительной цистерны на более высокий уровень во избежание выдавливания охлаждающей воды из внутреннего контура двигателя. В результате проведенной работы дальнейшее кавитационное разрушение цилиндрических втулок прекратилось, как на поверхности антикавитационной наделки, так и под ней.

Предложенная и апробированная технология получила широкое применение на Измайльском СРМЗ Рыбной промышленности на судах типа: «Пролив», «Форес», БМРТ, СРТ, а также нашла свое отражение в технической экспресс информации Минморфлота [7].

В настоящее время имеются технические возможности по созданию новой технологии защиты цилиндрических втулок и блоков СДВС. В этой связи при подготовке научной статьи были проанализированы современные защитные компоненты, созданные на базе последних научных разработок зарубежных авторов с использованием нанотехнологий [8].

В связи с вышесказанным, авторами предлагается новая технология ремонта цилиндрических втулок и блоков двигателей от кавитационного разрушения на основе Полимерметалла – ММ – metal SS – steelceramic. Данный Полимерметалл, является материалом широкого диапазона применения для ремонта и технологического обслуживания всех металлов и сплавов. Материал имеет полное отсутствие контактной и электрохимической коррозии. По своим качествам, способен противодействовать с максимальной степенью защиты кавитационному разрушению, противостоит активным химическим средам.

В соответствии с проведенными исследованиями немецкой компанией MetalExistenceCompany, данный материал обладает следующими техническими характеристиками [8]:

- прочность на сжатие (DIN ISO 604) 200 МПа;
- прочность на растяжение 83 МПа;
- температуростойкость от -150°C до $+280^{\circ}\text{C}$.

Таким образом, в соответствии с предлагаемой технологией ремонта цилиндрических втулок, алгоритм работ производится следующим образом.

На первом этапе, тщательно зачищаются от коррозионного налета, грязи и пыли участки кавитационного разрушения.

На втором этапе, создается повышенная шероховатость поверхности – 75мкм контактным ручным инструментом.

На четвертом этапе, обрабатываемая поверхность обезжиривается ММ – обезжиривателем “Z”, или “С” . В условиях отсутствия требуемого обезжиривателя можно использовать этилацетат или ацетон. Нельзя применять для обезжиривания спирты, бензин, растворители красок.

На пятом этапе, выполняется ручное нанесение защитного состава ММ – SS (шпателем) на эрозийные поверхности цилиндрических втулок.

На шестом этапе, производится многослойное нанесение защитного покрытия, с ожиданием отвердевания каждого слоя. В зависимости от характера разрушения поверхности, защитное покрытие может наноситься с применением армирования нержавеющей сеткой. Высота покрытия, в отдельных случаях, может составлять 1–1,5 мм.

Как показано, данная технология легко может быть выполнена машинной командой судна. Для обеспечения качественной обработки поверхности после ее отверждения, используют карборундовый камень, шкурку на полотне с доведением шероховатости поверхности до Ra – 3,5 мкм [5].

Ремонт посадочных буртов блока СДВС выполняется аналогичным способом. В зависимости от степени разрушения поверхности, как было сказано выше, может быть использовано применение армирования нержавеющей сеткой с нанесением защитного покрытия несколькими слоями в 1 – 1,5мм для обеспечения лучшей адгезии каждого слоя.

Расточка под размер нижнего посадочного бурта блока после обработки поверхности защитным покрытием ММ – SS, выполняется борштангой с использованием карборундового камня, или алмазным резцом для сухого резания. Особое внимание нужно уделить установке борштанги с обязательной выверкой базы по верхнему посадочному бурту блока цилиндров и осей посадочного нижнего бурта блока и мотылевых шеек коленвала в строгом соответствии последней $90^0 \pm 1''$.

Технические характеристики обработки посадочного бурта борштангой:

- скорость резания $V_c = 30 - 125$ м/мин;
- глубина резания $a_p = 0,5 - 1$ мм.;
- подача резания $f = 0,1 - 0,2$ мм/об.

Выполнение ремонта нижнего посадочного бурта блока двигателя производится специализированными ремонтными подразделениями в портах, судоремонтных заводах, либо на плановом заводском ремонте. Таким образом, незначительные кавитационные, коррозионные и др. разрушения посадочных буртов можно выполнять силами машинной команды.

Выводы. Восстановление цилиндрических втулок СДВС, согласно предложенной технологии, позволяет без вывода судна из эксплуатации выполнить эти работы силами машинной команды с значительной экономией денежных средств.

Ранее, эрозийное разрушение нижнего бурта до наружного диаметра, делало блок двигателя не ремонтнопригодным и он подлежал замене. Данная технология позволяет решить эту техническую задачу. Качество покрытия ММ – SS не уступает защите от кавитации, контактной и электрохимической коррозии лучшим высоколегированным сталям и чугунам.

Впервые при описании процесса кавитации цилиндрических втулок было раскрыто явление, дополнительно увеличивающее нормальную силу N -давление поршня на зеркало втулки и ускорение поршня в горизонтальной плоскости за счет ухудшенной центровки ЦПГ.

Дальнейшие исследования будут направлены на определение возможности использования предложенной технологии для ремонта верхнего посадочного бурта блока двигателя под цилиндрическую втулку, что является приоритетным направлением в судоремонте.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кошелев И.Ф. Справочник судового механика по теплотехнике [Текст]/И.Ф. Кошелев, А.П. Пимощенко // Ленинград. «Судоостроение» 1987 – 480с.
2. Кочетков Е.А. Кавитационные разрушения наружных поверхностей цилиндрических втулок судовых двигателей внутреннего сгорания [Текст]/ Е.А. Кочетков., А.С. Курылев// Сборник научных трудов. Морская техника и технологии/ Астрах. Гос. Техн. Ун-т. Астрахань: Изд-во АГТУ 2000. №1 – С. 86-91
3. Боровой И.В. Влияние кавитации цилиндрической втулки судовых ДВС на безопасность их эксплуатации [Текст]/ И.В. Боровой // Сборник научных трудов. Морская техника и технологии/ Астрах. Гос. Техн. Ун-т. Астрахань: Изд-во АГТУ 2000. №1 – С. 95-98

4. Юсуфов А.Р. Получение защитных покрытий многофункционального назначения поверхностным легированием отливок в литейной форме [Текст] / А. Р. Юсуфов, И. М. Абачараев // Сборник научных трудов. Морская техника и технологии / Астрах. Гос. Техн. Ун-т. Астрахань: Изд-во АГТУ 2010. №1 – С. 69-72
5. Подстрешный Е.В. Кавитационно-эрозионное изнашивание втулок цилиндров судовых СОД [Текст] / Е.В. Подстрешный, В.М. Ходаковский Судостроение и судоремонт: сб. науч. тр. – Вып. 38. – Владивосток : Мор. гос. ун-т, 2012. – С. 7-11.
6. Борщевский Ю.Т. Повышение кавитационной стойкости двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Ю.Т. Борщевский, А.Ф. , А.Ф. Мирошниченко. Киев. Высшая школа 1980. – 264 с.
7. Технология по ремонту цилиндрических втулок главных двигателей. Измаил ИСРЗ УДП 1977 – 6с.
8. Лист технических данных [Электронный ресурс] / MultiMetall – P.O. Vox Viersen Germany. Режим доступа : \www/ URL: http://multimetall.ru/download/tds/r_dbl_001_ss_steelceramic.pdf

УДК 629.12.565.3

Журавльов Ю.І., Богач В.М.
НУ «ОМА»

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ВИТРАТ ПРИ ЗНОШУВАННІ В ПРОЦЕСІ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СПОЛУЧЕНЬ «ВАЛ-ПІДШИПНИК КОВЗАННЯ»

Анотація. Запропонована вдосконалена математична модель дослідження енергетичних витрат на обертовий рух у процесі експлуатації сполучень «вал-підшипник ковзання» у зв'язку з тертям і зношуванням. Для кожної пари заданих законів розподілу тиску в поздовжньому й поперечному напрямках системи "вал-підшипник ковзання" побудовані графіки залежностей для сумарної реакції $(Q^{сум})^i(l)$ і повної сили тертя в i -ої пластині $(Fs^{сум})^i(l)$.

Також визначена сумарна реактивна сила $Q^{сум}$; сумарна сила тертя $Fs^{сум}$; наведений коефіцієнт тертя fc' ; потужність, витрачена на подолання сил тертя, P ; робота, затрачувану на подолання сил тертя за m обертів вала, A .

Зроблені висновки про залежність енергетичних витрат на обертовий рух у кругових напрямних ковзання від виду законів розподілу тиску в поперечному й поздовжньому напрямках.

Ключові слова: математична модель, сполучення « вал-підшипник ковзання», реактивна сила, сумарна сила тертя, наведений коефіцієнт тертя, потужність, витрачена на подолання сил тертя.

Аналіз проблеми

Розподіл зношування між тертьовими поверхнями по їхній довжині й у поперечному перерізі має велике значення для роботи суднових механізмів. Розподіл зношування по поверхні тертя залежить від форми тертьових поверхонь і умов роботи. Фактори, що впливають на зношування, що впливають:

- Матеріали тертьових поверхонь і їх термообробка.
- Якість поверхні тертя.
- Ступінь змащення тертьових поверхонь.
- Характер і рід змащення, забруднення її продуктами зношування.
- Питома потужність сили тертя.
- Швидкість ковзання.
- Конструкція вузла тертя.

В обертальній парі з одним нерухливим елементом і одним обертовим мають місце наступні характерні випадки розподілу зношування:

1. Навантаження постійного напрямку. У цьому випадку зношування обертової деталі буде рівномірним, а нерухливої-зосереджений на одній ділянці. У результаті вісь обертання зміститься убік місцевого зношування, при цьому центричність обертання деталі не порушиться, і її розподіл мас залишається симетричним щодо осі обертання.

2. Сила притиску нерухлива щодо обертальної ланки. У цьому випадку зношування нерухливої ланки рівномірний, зношування обертового –нерівномірний. Після зношування осі обертання поверхні стикання не змінює свого положення, але обертова деталь зміститься убік місцевого зношування, що приведе до несиметричного розподілу мас щодо осі обертання, тобто до її розбалансування.

3. Напрямок притискного зусилля змінюється стосовно обом деталям. У цьому випадку при постійній по величині силі зношування обох третювих поверхонь виходить рівномірним. Цей випадок аналогічний і нерухливих притискної сили у випадку, якщо деталі обертаються з різними швидкостями.

У двох перших випадках лінійне сумарне зношування може виходити менше, якщо деталь із місцевим зношуванням буде виготовлена з більш зносостійкого матеріалу.

Але слід ураховувати:

- Комбінація малого рівномірного зношування однієї деталі з більшим місцевим зношуванням іншої деталі не приводить до істотного порушення характеру контакту поверхонь. Незначне по величині зменшення радіуса кривизни твердої, що рівномірно зношується поверхні компенсується місцевим зношуванням іншої, при цьому зона контакту практично не збільшується. Але якщо співвідношення твердості деталей буде протилежно, те велике рівномірне зношування більш м'якої деталі при меншій місцевій зношуванні більш твердої приведе до значного зменшення зони контакту, що приведе до збільшення тиску в зоні контакту при незмінній силі притиску й подальшому збільшенню зношування.
- Заміна деталі з місцевим нерівномірним зносом новою деталлю приводить до відновлення порушеного первісного положення осі обертання. Рівномірний розподіл зношування в комбінації з

великою твердістю поверхневого шару забезпечує незначне зношування більш складної й дорогої деталі без порушення без порушення в ній центричності, що зношується поверхні, місцевий характер зношування в комбінації з м'яким поверхневим шаром концентрує зношування на дешевій, легко замінній деталі, що спрощує й здешевлює ремонт машини.

Третій випадок характеризується найменшою величиною лінійного сумарного зношування. Зсув осі обертання в наслідку зношування не відбувається, порушення центричності обертання буде дорівнює сумі радіальних зносів обох деталей. Питома робота тертя буде однаковою й рівномірно розподіленої по обом поверхням.

У зв'язку із цим вибір співвідношення твердостей контактуючих поверхонь повинен враховувати зручність ремонту і його ціною, пов'язаної з концентруванням зношування на одній з деталей.

Прикладом конструктивного розв'язку проблеми зниження нерівномірності зношування може служити посадка нерухливого кільця підшипника кочення з можливістю поступового його повороту, при цьому забезпечується рівномірне зношування доріжки кочення.

При моделюванні процесів зношування вважається, що незалежно від форми поверхонь, що зношуються, у кожній крапці її зіткнення є контакт- розкриття стику не відбувається. Це означає, що в місцях з більшим зносам тиск зменшується, а з меншим – збільшується при незмінній силі притиску. Це дає можливість звести вивчення зношування до вивчення законів розподілу тиску в зоні контакту й виявити тим самим вплив, наприклад, зношування на зміну енерговитрат, на відносний рух ланок, на подолання сил тертя в рухливих з'єднаннях при наявності зношування.

1. Постановка завдання

Досліджувати залежність енерговитрат на обертовий рух у кругових напрямних ковзання при різних законах розподілу тиску в поперечному й поздовжньому напрямках системи " вал-підшипник":

1. Для кожної пари заданих законів розподілу тиску в поздовжньому й поперечному напрямках системи " вал-підшипник" побудувати графіки залежностей для сумарної реакції $(Q^{сум})^i$ (1) і повної сили тертя в i -ої пластині $(F_s^{сум})^i$ (1).

2. Визначити сумарну реактивну силу $Q^{сум}$; сумарну силу тертя $F_s^{сум}$; наведений коефіцієнт тертя f_s' ; потужність, затрачувану на

подолання сил тертя, P ; роботу, затрачувану на подолання сил тертя за m обертів вала, A .

3. Зробити виводи про залежність енерговитрат на обертовий рух у кругових напрямних ковзання від виду законів розподілу тиску в поперечному й поздовжньому напрямках.

Вихідними даними для проведення аналізу є значення:

зосередженої сили $Q=100$ Н,

коефіцієнта тертя $f=0,1$,

граничного кута контакту $\alpha_0=\pi/2$,

числа обертів вала $m=3$.

Значення радіуса вала $r=0,05$ м,

кутової швидкості обертання вала $\omega=25$ радий/з,

довжини підшипника $L_n=0,2$ м,

мінімального значення сили $Q_n-Q_{\min}=10$ Н.

Закони розподілу тиску в поперечному напрямку:

$P_1(\alpha)=1$;

$P_1(\alpha)=\cos\alpha$.

Закони розподілу тиску в поздовжньому напрямку:

$$1. Q_n = \frac{2Q}{L_n^2}(L_n - l) \quad (1)$$

$$2. Q_n = Q_{\min} + \frac{2(Q - Q_{\min}L_n)}{L_n^2}(L_n - l) \quad (2)$$

$$3. Q_n = Q_{\min} + \frac{2(Q - Q_{\min}L_n)}{L_n^2}l \quad (3)$$

2. Математична модель

2.1 Математична модель дослідження енергетичних витрат на обертовий рух у процесі експлуатації сполучень «вал-підшипник ковзання» у зв'язку з тертям і зношуванням

Під дією навантаження Q на опорній поверхні вала виникає тиск P , розподілене деяким чином у поздовжньому й поперечному напрямках.

Систему "підшипник-вал" розіб'ємо в поздовжньому напрямку на сукупність "пластин" товщиною $dl_i \rightarrow 0$, тобто $L_n = n \cdot d \cdot l_i$, где n –число пластин. Проаналізуємо розподіл тиску в i -ой пластині, т. е в i -му поперечному перерізі системи "вал-підшипник" (рис. 1 а, б).

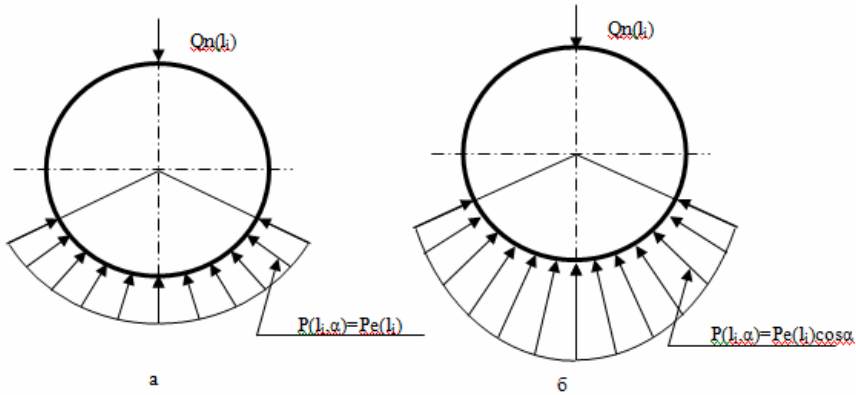


Рис. 1 Схеми розподілу тиску в зоні контакту

Тому що тиск $P_i = P(i, \alpha)$ являють собою в розглянутому випадку силу віднесену до одиниці довжини окружності вала, те деяка зосереджена сила, що діє на елемент довжиною ds , буде:

$$dN^i = P^i \cdot dS = P^i \cdot r \cdot d\alpha, \tag{4}$$

а сила тертя:

$$df^i = f \cdot dN^i = r \cdot f \cdot P^i \cdot d\alpha, \tag{5}$$

де f - коефіцієнт тертя.

Внаслідок симетричного розподілу тиску P_i і як наслідок елементарних реакцій dN^i , сумарна реакція $(Q^{sym})^i$ буде спрямована по вертикалі може бути визначена як сума проєкцій усіх елементарних нормальних реакцій на вертикальну вісь.

Проєкція кожної елементарної нормальної реакції dN^i на вертикальну вісь рівна (hvc. 2)

$$dN^i \cos \alpha = P^i \cdot r \cdot \cos \alpha \cdot d\alpha. \tag{6}$$

Тоді сумарна реакція рівна:

$$(Q^{sym})^i = \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} P^i \cdot r \cdot \cos \alpha \cdot d\alpha = r \cdot \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} P^i \cdot \cos \alpha \cdot d\alpha. \tag{7}$$

Повна сила тертя в i -й пластині буде дорівнює геометричній сумі елементарних сил тертя dF^i :

$$\left(F_s^{сум}\right)^i = f \cdot r \cdot \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} P^i \cdot d\alpha \quad (8)$$

P^i можна представити в загальному вигляді:

$$P^i = P_2(l_i) \cdot P_1(\alpha). \quad (9)$$

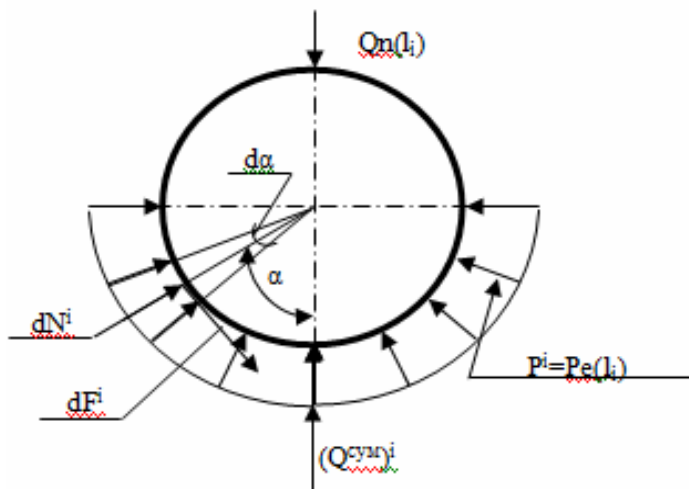


Рис. 2 Визначення сумарної реактивної сили

Тоді

$$\left(F_s^{сум}\right)^i = f \cdot r \cdot P_2(l_i) \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} P_1(\alpha) d\alpha \quad (10)$$

$$\left(Q^{сум}\right)^i = r \cdot P_2(l_i) \cdot \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} P_1(\alpha) \cdot \text{Cos}\alpha \cdot d\alpha \quad (11)$$

Виразення для визначення сумарної реактивної сили має вигляд:

$$Q^{сум} = \int_0^{L_n} (Q^{сум})^i dl_i . \quad (12)$$

Виразення для визначення сумарної сили опору обертанню має вигляд:

$$F_s^{сум} = \int_0^{L_n} (F_s^{сум})^i dl_i \quad (13)$$

Наведений коефіцієнт тертя ковзання рівний:

$$fc' = \frac{F_s^{сум}}{Q^{сум}} . \quad (14)$$

Вистава P_i у вигляді вираження $P_i = P_2(l_i) \cdot P_1(\alpha)$ вимагає визначення компонентів, що до нього входять $P_2(l_i)$ и $P_1(\alpha)$.

$P_1(\alpha)$ найчастіше може бути описане залежностями $P_1(\alpha) = \text{const}$ (мал. 1 а) або $P_1(\alpha) = \cos \alpha$ (мал. 1 б).

Величина $P_2(l_i)$ визначається виглядом епюри розподілу тиску в поздовжньому напрямку..

Оскільки $Qn_i = Qn(l_i)$ – зосереджена сила, що діє в i -ом поперечному перерізі системи “ вал-підшипник”, те:

$$Qn^i = \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} P^i \cdot r \cdot \text{Cos} \alpha d\alpha \quad (15)$$

Звідки

$$P_2(l_i) = \frac{Qn^i}{r \cdot \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} P_1(\alpha) \cdot \text{Cos} \alpha d\alpha} \quad (16)$$

2.2 Математична модель чисельного інтегрування методом трапеції

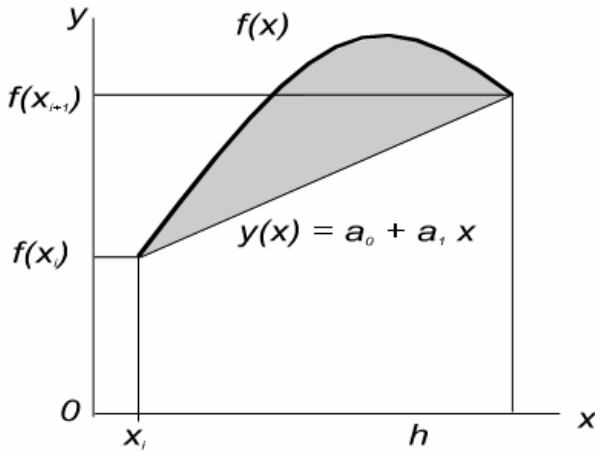


Рис.3 Метод трапеції

Інтеграл оцінюється обчисленням суми площ елементарних трапецій зі сторонами, рівними значенням $f(x)$ на початку й кінці елементарного відрізка. Це наближення рівносильне заміні функції відрізком прямої, що з'єднує значення $f(x)$ в початковій і кінцевій крапках відрізка (мал.3).

Площа кожного елементарного сегмента розбивки вважається по формулі:

$$S_i = \frac{f(x_i) + f(x_{i+1})}{2} h, \quad (17)$$

де

$$h = \frac{b - a}{n}. \quad (18)$$

Просумуємо елементарні площі:

$$J = \sum_{i=0}^{n-1} \frac{f(x_i) + f(x_{i+1})}{2} h = \frac{h}{2} (f(x_0) + f(x_n) + 2 \sum_{i=1}^{n-1} f(x_i)); \quad (19)$$

2.3 Математична модель чисельного інтегрування методом Симпсона (парабол)

Більш високу точність розрахунків забезпечує використання параболічної (квадратичної) інтерполяції по трьом сусіднім крапкам відрізка. Рівняння полінома другого ступеня, що проходить через крапки $(x_0, y_0), (x_1, y_1), (x_2, y_2)$, можна записати у вигляді:

$$y(x) = y_0 \frac{(x-x_1)(x-x_2)}{(x_0-x_1)(x_0-x_2)} + y_1 \frac{(x-x_0)(x-x_2)}{(x_1-x_0)(x_1-x_2)} + y_2 \frac{(x-x_0)(x-x_1)}{(x_2-x_0)(x_2-x_1)} \quad (20)$$

Проінтегрувавши формулу з обліком того, що $h = x_1 - x_0 = x_2 - x_1$, одержимо S_0 — площу під параболою $y(x)$ на відрізку $[x_0, x_2]$

$$S_0 = \int_{x_0}^{x_2} y(x) dx = \int_{x_0}^{x_2} \left(\frac{y_0}{2h^2} (x-x_1)(x-x_2) + \frac{y_1}{h^2} (x-x_0)(x-x_2) + \frac{y_2}{2h^2} (x-x_0)(x-x_1) \right) dx = \frac{1}{3} (y_0 + 4y_1 + y_2) h. \quad (21)$$

Просуммувавши усі елементарні площі, одержимо:

$$J = \int_a^b f(x) dx = \frac{h}{3} \left(f(a) + 4 \sum_{i=1}^n f(x_{2i+1}) + 2 \sum_{i=1}^n f(x_{2i}) + f(b) \right) \quad (22)$$

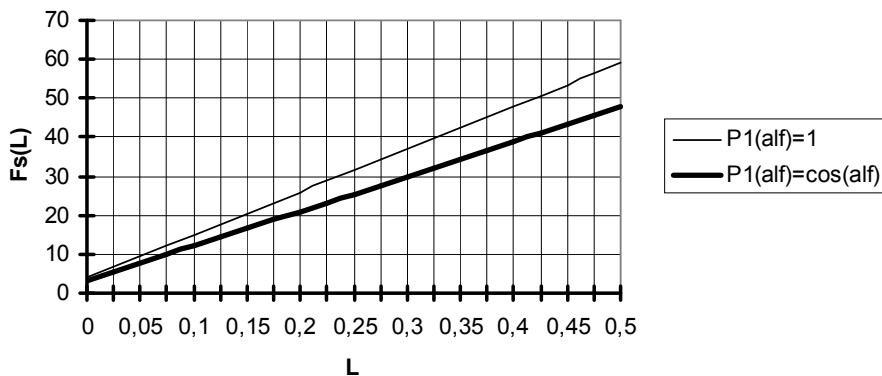
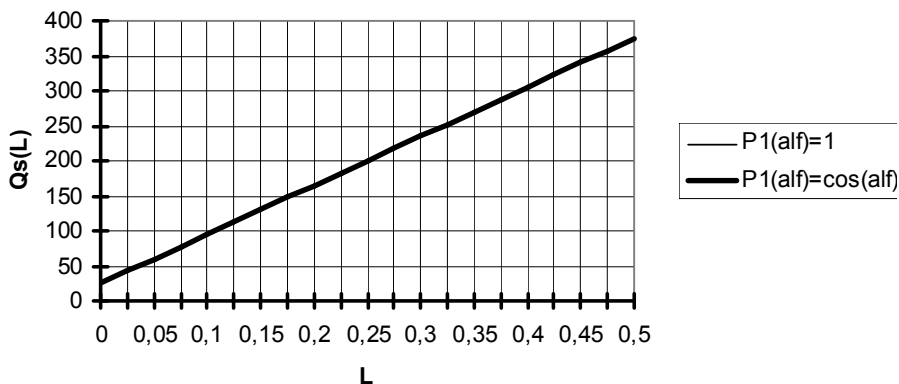
де

$$h = \frac{b-a}{n} \quad (32)$$

8. ГРАФІЧНЕ ПОДАННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ

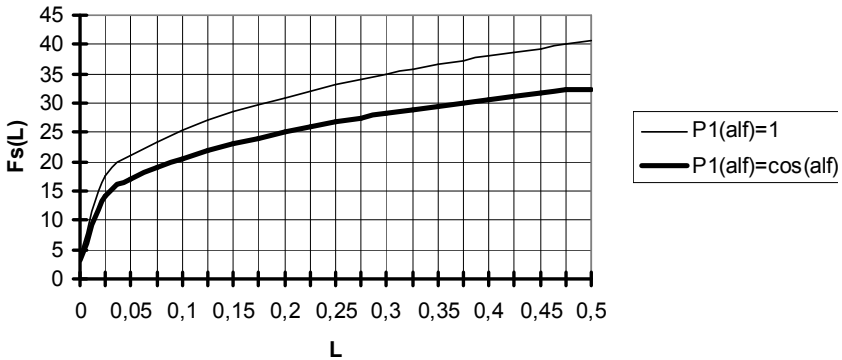
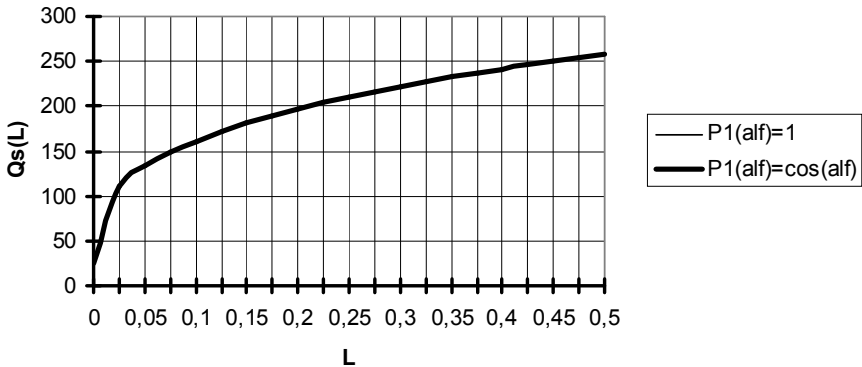
Для закону зміни в поздовжньому напрямку

$$Q_n = Q_{\min} + \frac{2(Q - Q_{\min} L_n)}{L n^2} l$$

Графік залежності $F_s(L)$ Графік залежності $Q_s(L)$ 

Для закону зміни в поперечному напрямку

$$Q_n = Q_{\min} + \frac{4(Q - Q_{\min}L_n)}{3L_n^{4/3}} \sqrt[3]{l}$$

График зависимости $F_s(L)$ График зависимости $Q_s(L)$ 

ВИСНОВКИ

1. Сумарна реактивна сила не залежить від закону розподілу тиску в поперечному тиску, а залежить лише від закону розподілу тиску в поздовжньому напрямку.
2. Сумарна сила опору обертанню залежить як від закону розподілу тиску в поперечному тиску, так і від закону розподілу тиску в поздовжньому напрямку.
3. У результаті при постійному тиску в поперечному напрямку [$P_1(\alpha)=1$] сумарна сила опору виявляється більше, чим при періодичному розподілі тиску [$P_1(\alpha)=\cos\alpha$]. Це приводить до

збільшення сили тертя в підшипниках, що у свою чергу веде до збільшення потужності й роботи на подолання сил тертя.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Гоц А.Н. Метод розрахунків колінчатого вала за даними усталостних випробувань // Транспорт, екологія – стійко розвиток: Доповіді XII науково-технічної конференції з міжнародною участю. - Варна: Изд-У ТУ, 2006. - Т. 13. - С. 223-227.
 2. 1.Аварії й аварійні ушкодження суднових дизелів /Є.В. Корнілов і ін. – Одеса, 2010. - 272 с.
 3. Інженерія поверхні деталей. / Колл. авт.: під. Ред. А. М. Сулова. М.: Машинобудування. 2008. - 320 с.
 4. 3.Мухін, В.С. Інженерія поверхні деталей машин/ В. С. Мухін, А. М. Змістів: Вісник УГАТУ, 2009. Т.12, №4 (33). С.106-112.
 5. Ю.В.Жиркин. Надійність, експлуатація й контакт деталей машин. - М.: Машинобудування: МГТУ, 2002, 330 с.
 6. Гоц А.Н. Розрахунки на міцність деталей ДВС при напругах, змінних у часі: учеб. посібник. - 2-е изд., испр. і доп. - Володимир: Изд-У Владим. гос. ун-та, 2011. - 140 с.
 7. Методичний посібник до курсової роботи з обчислювальної техніки. Укладачі: Луцко Н.Я., Филонов І.П., Анципорович П.П. і ін.- М. 2012.
 8. Афтаназів І.С., Киричок П.О., Мельничук П.П. Підвищення надійності деталей машин поверхневим пластичним деформуванням. - Житомир: Вид. Житом. інж.-технол. ін-ту, 2001. - 516 с.
 9. 3.Безюков О.К., Жуков А.А., Жуков В.А., Жукова Н.П. Технологічні заходи щодо підвищення надійності деталей двигунів. Авіаційно-Космічна техніка і техноло-гія: Зб. наук. праць. - Харків: Нац. аерокосмічний ун-т “Харк. авіац. ін-т”; Миколаїв: Вид-У Наукма, 2002. - Вип. 31. Двигуни та енергоустановки. - 315 с.
 10. Шпеньков Г.П. Физикохимия тертя. - Мінськ: Изд. Університетське, 1991. - 395 с.
 11. Гаркунів Д.Н., Суранов Г.І. Про спосіб підвищення довговічності колісних і гальмових пар тертя / Ефект безызносности й триботехнологии.- 1998.- № 1. - С. 32 - 36.
- Молодців Н.С. Відновлення зношених деталей суднових механізмів. - М.: Транспорт, 1988. 182 с.

УДК:621.431.74

Варбанец Р.А, Кар'янський С.А.
ОНМУ, НУ«ОМА»

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ГОЛОВНИХ ДВИГУНІВ Т/Х "GREIFSWALD" В ЗАДАЧАХ РОЗРОБКИ ТРЕНАЖЕРІВ

Постановка проблеми в общем виде. Параметри робочого процесу середньообертових суднових дизелів використовуються при розробці та коригуванні показників морських тренажерів головних енергетичних установок спеціалізованих суден. Визначення параметрів робочого процесу чотирьох головних дизелів т/х "Greifswald" було проведено в умовах рейсу Одеса-Стамбул-Одеса в лютому 2017. Погодні умови дозволили за однакового навантаження провести параметричну діагностику всіх циліндрів головних дизелів, враховуючи діагностику паливної апаратури високого тиску (ПА), механізму газорозподілу (МГР) та циліндропоршневої групи (ЦПГ). Для визначення параметрів робочого процесу була використана система комп'ютерного діагностування D4.0H (DEPAS). У зв'язку з використовуваним в системі D4.0H методом алгоритмічної синхронізації даних і віброакустичними визначеннями параметрів подавання палива і газорозподілу, є зручним засобом для діагностики середньообертових дизелів, на яких відсутні механічні приводи для зняття індикаторних діаграм.

Отримані діагностичні дані дають можливість уточнювати характеристики симуляторів суднових енергетичних установок, а також здійснювати контроль стану ЦПГ і усувати дефекти ПА і МГР. Визначення за допомогою D4.0H і подальший одномірний розподіл потужності між циліндрами дозволяє вирівняти теплові і механічні навантаження. Увесь комплекс проведених заходів сприяє зниженню загального рівня вібрації і теплонапруги деталей ЦПГ, зменшення питомої витрати палива, підвищення моторесурсу і зниження ризику виникнення аварійних ситуацій у процесі експлуатації судна. Взаємозв'язку між параметрами враховуються при розробці морських симуляторів суднових енергетичних установок.

Вступ. "Автомобільно-залізничний/пасажирський пором «Greifswald» (Рис. 1) – сучасне вантажно-пасажирське судно, знаходиться під класифікаційним наглядом Німецького Ллойда. Володіє сертифікатом книги рекордів Гіннеса, як найбільше судно в

світі в класі автомобільно-залізничних пасажирських поромів... Висока морехідність судна та його значні розміри (довжина понад 190м, ширина – 28м.) дозволяють мінімізувати качку в штормових умовах. Дві вантажні палуби можуть одночасно приймати на борт 50 універсальних залізничних вагонів та 50 великовантажних автомобілів TIR "[1].

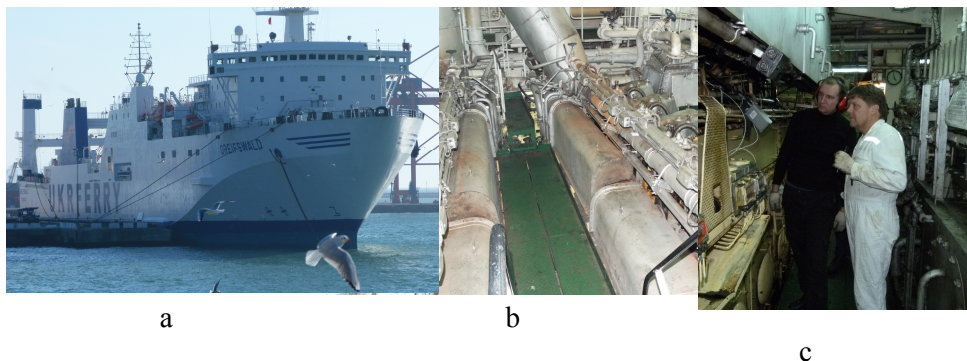


Рис. 1. Пором «Greifswald»

- а) стоянка біля причалу в порту Стамбул;
 б) вид з верхньої платформи головних середньооберткових дизелів 6VDS48/42AL-2U;
 с) індичіювання головних дизелів системою D4.0H.

На судні встановлені чотири головних середньооберткових дизеля 6VDS48/42AL-2U, виробництва "SKL MOTOREN UND SYSTEMTECHNIK GmbH". Буквальне розшифрування марки двигунів, згідно з документацією [2], виглядає так:

- 6 – шестициліндрові;
- V – отиритактні;
- D - дизельного типу;
- S – розраховані для роботи на важкому паливі;
- 48 – хід поршня в см;
- 42 – діаметр циліндра в см;
- A – з наддувом;
- L – з охолодженням наддувального повітря;
- 2 – модифікація за діапазоном експлуатаційних потужностей;
- U – реверсивні.

У процесі експлуатації дизелів відбувається природний процес розрегулювання вузлів ПА, МГР, а також спрацювання основних вузлів ЦПП. Ці некритичні в міжремонтний період зміни, проте знижують якість робочого процесу в циліндрах і, відповідно, підвищують питому витрату палива та загальний рівень вібрації двигунів. Крім того, при цьому збільшується нерівномірність розподілу теплових і механічних навантажень між циліндрами, що підвищує ризик виникнення аварійних ситуацій.

Серйозні проблеми виникають і під час експлуатації суднових електроенергетичних установок. За паралельної роботи генераторних агрегатів виникають періодичні процеси обміну активної енергії між дизель-генераторами. Основною причиною цього є динамічна нестабільність частоти обертання двигунів. Значною мірою вона обумовлена нестабільністю робочих процесів і обертових моментів окремих циліндрів двигунів. У поєднанні з автоколиваннями в системі регулювання частоти обертання це призводить до суттєвих змінних коливань активної потужності під час паралельної роботи генераторних агрегатів. У зв'язку з цим, вирівнювання навантажень та нівелювання дисбалансу потужностей в циліндрах двигунів сприяє зниженню коливальних процесів обміну енергії між дизель-генераторами та підвищенню їх моторесурсу.

Періодичне індиціювання дозволяє виявляти та усувати причини дисбалансу потужностей циліндрів і усувати перераховані вище проблеми.

У даному випадку індиціювання дизелів проводилось за допомогою системи параметричної діагностики D4.0H [3].

Визначення основних параметрів робочого процесу. Система D4.0H визначає наступні основні параметри робочого процесу (рис. 2):

- p_i, N_i - середній індикаторний тиск та індикаторну потужність циліндра;
- p'_c - тиск і кут повороту колінчастого валу (ПКВ) на початку запалення палива в робочому циліндрі;
- $p_c (p_{comp})$ - тиск в кінці стиснення;
- $p_z (p_{max})$ - максимальний тиск згоряння палива та відповідний кут ПКВ;
- p_{EXP} - тиск на лінії розширення (36° ПКВ за верхньою мертвою точкою, ВМТ);

- фази газорозподілу (по кутах закриття впускних і випускних клапанів газорозподільного механізму, МГР);
- - геометричні (за ПНВД) і дійсні (за ходом голки форсунки) фази паливо подавання;
- τ_D - кут і час затримки samozаймання палива (розрахунковим шляхом).

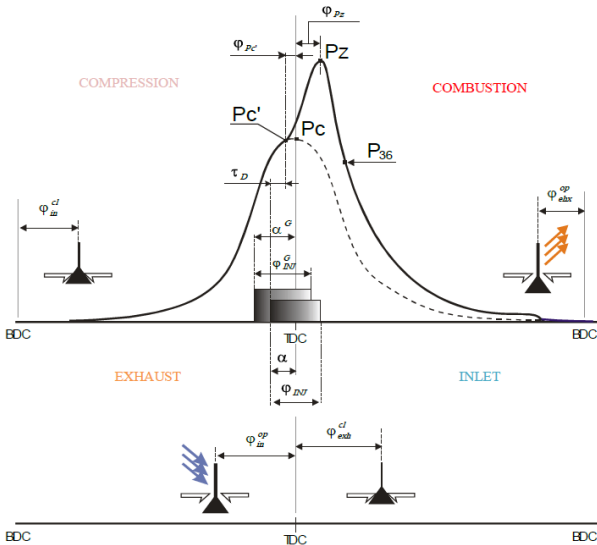


Рис. 2. Розгорнута індикаторна діаграма чотиритактного дизеля із зазначенням основних параметрів робочого процесу

Визначення фаз подавання палива і газорозподілу, а також діагностика паливної апаратури високого тиску і механізму газорозподілу МГР, проводиться за допомогою аналізу віброакустичних сигналів відповідних вузлів. Для цієї мети в складі системи є високочастотний вібродатчик VS-20m на магнітній платформі, що забезпечує надійний контакт датчика зі сталевим майданчиком діагностованого вузла на працюючому дизелі. Використання віброакустичного методу повністю відповідає сучасній ідеології "неруйнівного діагностичного контролю". VS-20m використовується для отримання інформації про початок подачі / відсічення палива (геометричні фази подачі палива) і підйому / посадки голки форсунки (дійсні фази подачі палива).

Традиційна діагностика паливної апаратури високого тиску пов'язана з отриманням діаграм тиску палива (рис. 3). Безумовно, їх аналіз дає найточнішу інформацію про технічний стан паливного насоса високого тиску (ПНВД) і форсунки. Величини максимальних тисків упорскування палива ($P_f.max$, рис. 3) в сучасних ПА достатньо великі: від майже 300 МПа на сучасних високооберткових і середньооберткових дизелях (ВОД і СОД) до майже 200 МПа на малооберткових (МОД) дизелях.

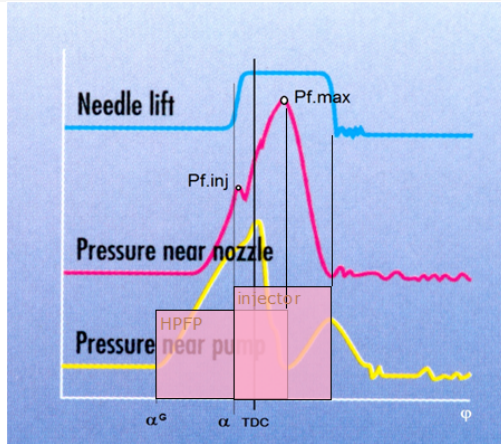


Рис. 3. Діаграми тиску в паливній системі під час уприскування (зверху-вниз: лінійне переміщення голки, тиск палива перед соплами розпилювача, тиск після ПНВД).

При цьому фаза уприскування складає 10-20° ПКВ, що при високих частотах обертання колінчастого валу характеризує різкий динамічний процес з великими амплітудами і швидкостями наростання тиску. Кілька фірм в світі випускають специфічні датчики тиску, що працюють в таких жорстких умовах (kistler.com, imes.de, oprtrand.com).

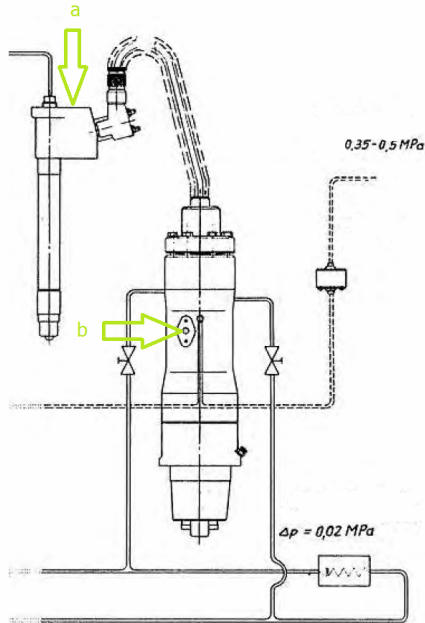


Рис. 4. Місця установки вібродатчика VS-20m при індиціюванні дизеля

Зрозуміло, що за таких високих тисках установка позаштатних датчиків у ПА і моніторинг процесу упорскування палива можуть проводитися тільки в лабораторних умовах. На практиці, на транспортному судні заборонені будь-які увімкнення нештатного обладнання в паливну систему високого тиску, тому що при розгерметизації велика ймовірність вибуху і пожежі. У цьому випадку мало не єдиною альтернативою є аналіз віброакустичних сигналів вузлів ПА. У системі D4.0H так аналізуються фази подавання палива і здійснюється діагностика ПНВД і форсунки.

Для визначення геометричних фаз подачі палива (α^G , φ_{inj}^G див. рис. 2) датчик VS-20m встановлюється на заглушку навпроти відсічного вікна плунжерної пари ПНВД (рис. 4, b). У цьому місці датчик реєструє віброуючі сигнали, що виникають на початку подавання палива ПНВД і відсічення.

Діагностування загального стану ПА високого тиску вібродатчик VS-20m встановлюється на торець форсунки, перпендикулярно ходу голки (рис.4, a). У цьому випадку датчик реєструє вібросигнали, що виникають при підйомі і посадці голки форсунки.

Під час установки вібродатчика на форсунку, він додатково реєструє удари від посадки (закриття) клапанів газорозподілу (див. фази φ_{in}^{cl} , φ_{exh}^{cl} – рис. 2). Якщо амплітуда сигналів закриття клапанів недостатньо велика, при установці датчика на торець форсунки, - вибирається місце на кришці циліндра, у безпосередній близькості від клапанів.

Визначення затримки samozаймання палива. Затримкою samozаймання палива вважається час між початком вприскування палива в циліндр і початком його займання. На рис. 5 це відповідає фазам α і $\varphi_{Pc'}$.

$$\varphi\tau_D = |\alpha - \varphi_{Pc'}|, [^\circ \text{ПКВ}]$$

Зв'язок між кутом ПКВ і періодом затримки samozаймання:

$$\tau_D = \frac{\varphi\tau_D}{6 \times RPM}, [\text{мс}]$$

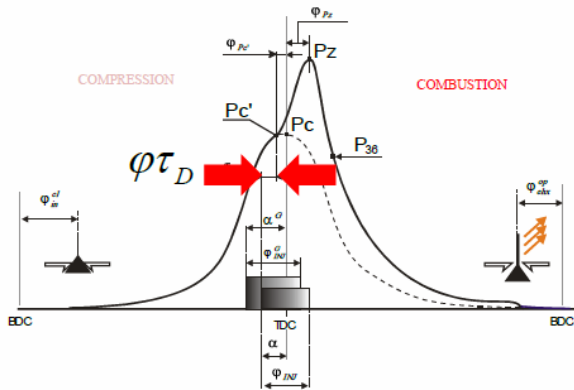


Рис. 5. Затримка samozаймання палива

Затримка samozаймання відбувається внаслідок наступних один за одним і пересічених фізичних і хімічних процесів:

- розпорощення та випари палива, змішування його з повітрям в камері стиску;
- хімічна затримка, пов'язана з початком перед запалювальних процесів.

Загальний вигляд формули, для оцінки затримки samozаймання [5]:

$$\tau_D = \frac{C}{p^n} \exp\left(\frac{E}{RT}\right),$$

де p, T - тиск і температура газів у циліндрі в момент упорскування палива;

E - енергія активації палива;

R - газова постійна;

C, n - емпіричні коефіцієнти.

Для підвищення якості згоряння палива, збільшення економічності робочого циклу і зменшення динамічних навантажень на кривошипно-шатунний механізм і підшипники необхідно зменшувати затримку самозаймання. Основні заходи, спрямовані на зменшення затримки самозаймання:

– підвищення тиску впорскування палива і поліпшення якості сумішоутворення;

– уприскування в циліндр попередньої невеликої порції палива, для створення вогнища горіння перед уприскуванням основної порції палива (див. Wartsila.com)

Визначення тиску початку згоряння в циліндрі проводиться за допомогою аналізу другої похідної кривої тиску газів у циліндрі, рис. 6.

$$\varphi_{Pc} = \frac{d^2 p}{d\phi^2} \Rightarrow \max$$

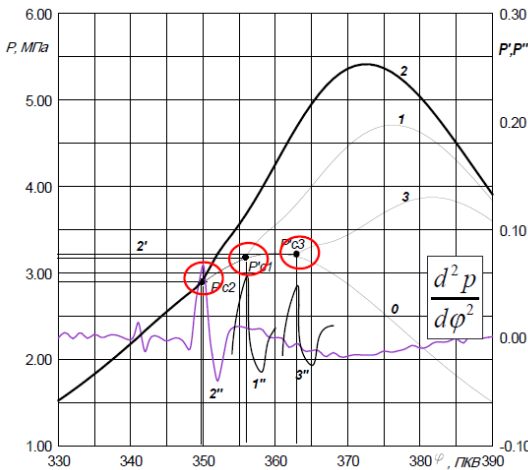


Рис. 6. Визначення моменту початку згоряння в циліндрі при різних кутах випередження впорскування.

Шуми в оцифрованих даних (похибки АЦП і електронні шуми підсилювача сигналу чутливого елемента до АЦП) вносять суттєві похибки в розрахунок першої і, особливо, другій похідних від кривої тиску. Пошук максимуму другої похідної можна робити тільки після обробки діаграми тиску за допомогою коректно побудованого цифрового фільтра (LowPassFilter) [6].

Параметри, що характеризують механічні навантаження на підшипники і елементи кривошипно-шатунного механізму це: максимальні ступінь підвищення і швидкість наростання тиску під час згоряння палива, рис. 7.

Ступінь підвищення тиску визначається як

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c},$$

або, в разі ранніх кутів випередження впорскування палива, за наближеною залежності

$$\tilde{\lambda} = \frac{p_z}{p'_c}.$$

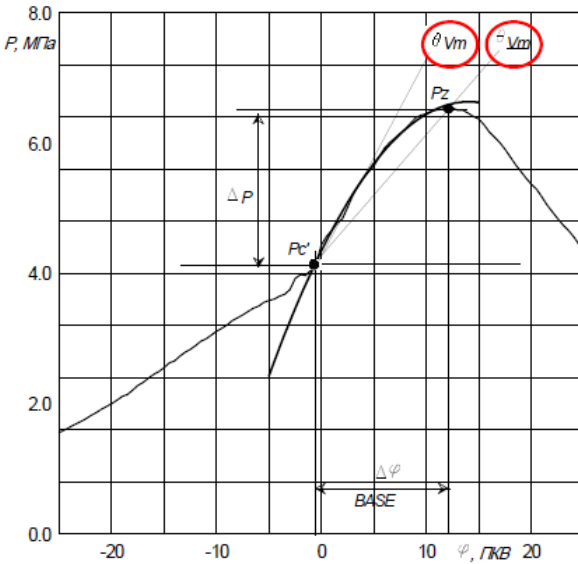
Максимальна швидкість наростання тиску під час згоряння визначається, як максимум першої похідної кривої тиску і в більшості випадків доводиться на період відразу після займання палива

$$v_m = \max \frac{dp}{d\varphi}, \varphi \in \text{BASE}.$$

На практиці часто використовують середню швидкість наростання тиску під час згоряння від моменту займання палива до максимального тиску згоряння:

$$\tilde{v}_m = \frac{\Delta p}{\Delta \varphi}, \varphi \in \text{BASE},$$

$$\Delta p = p_z - p'_c, \text{ а } \Delta \varphi = \varphi p_z - \varphi p'_c.$$



де

Рис. 7. Визначення максимальної і середньої швидкості наростання тиску під час згоряння

Тиск на лінії розширення (36 ° ПКВ за ВМТ) є одним з параметрів робочого процесу (див. Рис. 2), що характеризує догоряння палива та теплову напруженість деталей ЦПГ. Зі значенням $p_{EXP}(p_{36})$ корелює температура випускних газів.

Термодинамічний сенс фази 36 ° ПКВ за ВМТ стає зрозумілий після аналізу кривої сумарної роботи циклу (або питомої роботи циклу – поточного середнього індикаторного тиску циклу, рис. 8).

$$p_i = MIP = \frac{1}{V_s} \int p dV,$$

- де p_i , MIP - середній індикаторний тиск;
- V_s - робочий об'єм циліндра;
- p - тиск газів у циліндрі.

На такті стиснення двигун споживає енергію, а на такті згоряння / розширення (під час спадного ходу поршня) після ВМТ - віддає енергію. Якщо розглядати енергетичний баланс окремо взятого робочого циклу, то зрозуміло, що на початку такту розширення двигун компенсує витрати такту стиснення. Потім, в якийсь момент,

вони повністю скомпенсовані і далі йде віддача енергії двигуном, тобто корисна частина робочого циклу.

Крива сумарної питомої роботи циклу (p_i , MIP) показана на рис. 8, б. Видно, що максимальна сумарна негативна робота на такті стиснення доводиться на ВМТ, далі йде компенсація витрат. На $\sim 36^\circ$ ПКВ за ВМТ всі витрати компенсуються і після 36° сумарна робота циклу - позитивна. Цей висновок справедливий для всіх досліджених авторами середньообертових і малообертових дизелів з точністю $\pm 5^\circ$ ПКВ. Крапку 36° ПКВ за ВМТ на такті згоряння-розширення можна назвати точкою "нульового енергетичного балансу" робочого циклу.

Якщо порівнювати два робочих цикли, то в тому випадку, коли тиск на 36° ПКВ більший за ВМТ, - має місце велика температура газів у циліндрі на лінії розширення і, відповідно, велика температура випускних газів. На практиці, в тих випадках, коли відсутній або тимчасово неможливий контроль температур випускних газів після циліндрів, можна розглядати $p_{EXP}(p_{36})$ для їх відносної оцінки.

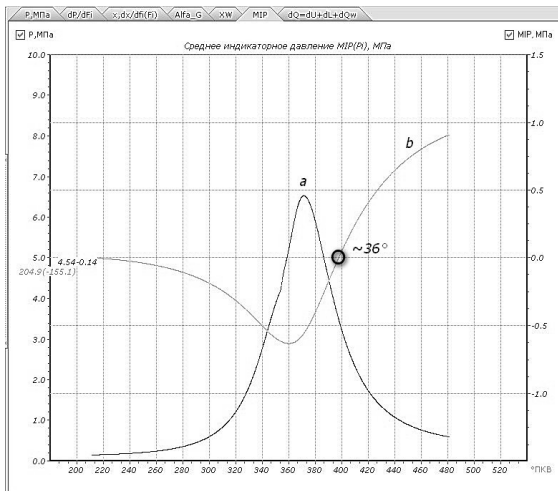


Рис. 8. Індикаторна діаграма і сумарна питома робота циклу p_i , MIP

Результати діагностування ГД т / х "Greifswald". Перед індиціюванням були задані вихідні дані (табл. 1), необхідні для розрахунку середнього індикаторного тиску і індикаторної потужності циліндрів.

Таблиця 1. Вихідні дані ГД 6VDS48/42AL-2U для розрахунку p_b , N_i

$n_{cyl} = 6;$ $n(rpm) = 500 \text{ мин}^{-1}$ $D = 0.42 \text{ м}$ $S = 0.48 \text{ м}$ $\varepsilon = 12.5$ $\lambda_{ш} = \frac{R_{кр}}{L_{ш}} = \frac{S}{2 * L_{ш}} = \frac{21.71}{2 * 53.0} = 0.2048$	- число циліндрів; - частотність обертів у номінальному режимі; - діаметр циліндра; - хід поршня; - ступінь стиснення (паспортний); - відношення радіуса кривошипа $R_{кр}$ до довжини шатуна, де $L_{ш} = 53.0$ см – довжина шатуна між центрами підшипників
---	--

На рис. 9 наведені зведені індикаторні діаграми ГД т/х "Greifswald", зняті на основному експлуатаційному режимі. Висновки за результатами діагностування ГД наступні:

– ГД1, цил.2 - знижена потужність і низький рівень всіх параметрів робочого циклу. Необхідно перевірити компресію і стан ПА і МГР;

– Детонаційне згоряння, як наслідок неякісного розпилу палива на ГД2 цил. 3,5,6; ГД3 цил.3, ГД4 цил.4. Необхідна перевірка ПА цих циліндрів;

– ГД2 цил.2 і ГД3 цил.2 - "жорстка робота", внаслідок раннього впорскування палива;

– ГД1 цил.3 щодо перевантажений і можливе дробове впорскування палива;

– найбільший розбаланс потужностей по циліндрах - ГД1 і ГД2. Після ревізії ГД1 цил.2 і усунення на ГД2 дефектів ПА необхідне регулювання циклових подач;

– задовільне балансування потужностей циліндрів на ГД3 і ГД4.

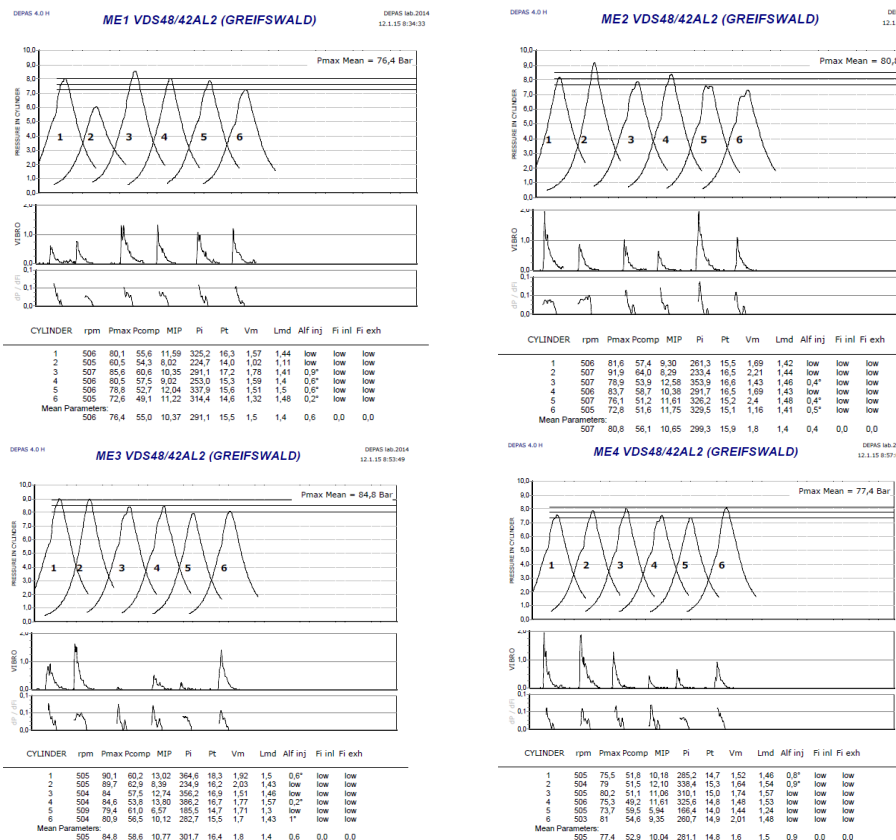


Рис. 9. Зведені індикаторні діаграми ГД 6VDS48/42AL-2U т/х "Greifswald"

Висновки. Результати індичіювання головних дизелів у вигляді взаємозв'язків параметрів робочого процесу використовуються при розробці та коригуванні характеристик симуляторів машинних відділень спеціалізованих морських суден.

З точки зору діагностики технічного стану головних дизелів були зроблені наступні дії. Вирівнювання потужностей по циліндрах за умови, що дефекти ЦПГ, ПА і МГР були усунені, призвели до рівномірного розподілу теплових і механічних навантажень між циліндрами і, як наслідок, підвищення резерву потужності, зменшення загального рівня вібрації, зниження питомої витрати палива і підвищення моторесурсу двигуна [7].

Стосовно до електроенергетичних систем, вирівнювання потужностей по циліндрах сприяло усуненню автоколивальних процесів обміну енергії між генераторними агрегатами.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Автомобильно - железнодорожный / пассажирский паром «Грейфсвальд»: <http://www.ukrferry.com/vessels/vessel-greifswald>
2. Operating manual of diesel engine 6VDS48/42AL-2U / Neue Maschinenbau Halberstadt GmbH. 48-04029/E. - 271 с.
3. Diesel Engine Performance Analyzing System D4.0H: depas.odessa.ua,
http://depas.od.ua/pdf/DEPAS_Handy_brochure_rus_Print.pdf
4. Varbanets R. Analyse of marine diesel engine performance / R. Varbanets, A. Karianskiy // Journal of Polish CIMAC. Energetic Aspects. – Gdansk: Faculty of Ocean Engineering and Ship Technology Gdansk University of Technology, 2012. – Vol. 7, No. 1. – С. 269-275.
5. John B. Howard, Internal Combustion Engine Fundamentals First Edition, 1988
6. Отнес Р., Эноксон Л. Прикладной анализ временных рядов. – М.: Мир, 1982. – 482 с.
7. Варбанец Р. А. Определение эффективных параметров и диагностика судовой дизельной энергетической установки / Варбанец Р. А., Ивановский В. Г., Кучеренко Ю. Н., Головань И. Н. // „Сучасні інформаційні та інноваційні технології на транс-порті” MINTT-2012 Херсонський державний морський інститут. – Херсон: ХГМА, 2012. – С. 202-207.

УДК 532.133

Кирис А. В., Гарагуля Б. А.
НУ «ОМА»

ВЯЗКОСТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЕХНИЧЕСКИХ ЖИДКОСТЕЙ

Вязкость или внутреннее трение, является одним из важнейших физических свойств жидкости, проявляющаяся при движении реальных жидкостей. Общеизвестно, что в гидромеханике и технических расчетах используют два коэффициента вязкости: динамический μ и кинематический ν . В размерность μ ([Па·с]

или $\left[\frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}} \right]$) входит масса или сила, которые являются характерными

признаками динамики. Поэтому эта физическая величина получила название динамического коэффициента вязкости. Размерность же

$\nu = \frac{\mu}{\rho} \left(\left[\frac{\text{м}^2}{\text{с}} \right] \right)$ включает только геометрический размер без

рассмотрения причины движения (т.е. массы, силового воздействия и т.д.). Поэтому ν называется кинематическим коэффициентом вязкости.

В большинстве учебников [1–3], рекомендованных для изучения курса гидромеханики, не совсем понятно различие между этими двумя коэффициентами, хотя определяющий термин «**вязкость**» присутствует в обоих названиях. Поэтому, по нашему мнению, необходимо проанализировать фундаментальные труды по механике жидкости и газа [3–6] и на основании такого анализа показать физическое различие между динамическим и кинематическим коэффициентами вязкости.

Впервые наличие внутреннего трения между слоями частиц несжимаемой жидкости было отмечено И. Ньютоном, высказавшим в 1687 г. гипотезу о том, что величина сил внутреннего трения между слоями частиц жидкости зависит от свойств жидкости и пропорциональна площади поверхности соприкосновения слоев частиц (площади трения) и их относительной скорости перемещения. Позднее эта гипотеза была подтверждена целым рядом экспериментов [3, 4] и математически представлена законом вязкости (внутреннего трения) Ньютона, для движения жидкости при

небольших скоростях (ламинарном режиме течения) вдоль плоской поверхности.

Молекулярно-кинетическая теория объясняет наличие вязкости движением и взаимодействием молекул. Механизмы проявления вязкости в газах и капельных жидкостях различны. В газах расстояние между молекулами существенно больше радиуса действия молекулярных сил и поэтому вязкость газов определяется, главным образом, молекулярным движением. Между движущимися относительно друг друга слоями газа происходит постоянный обмен молекулами, обусловленный их непрерывным хаотическим (тепловым) движением. Переход молекул из одного слоя в соседний, движущийся с иной скоростью, приводит к переносу от слоя к слою определенного количества движения. В результате медленные слои ускоряются, а более быстрые замедляются. Работа внешней силы T , уравнивающей вязкое сопротивление движению и поддерживающей установившееся течение, полностью переходит в теплоту.

В условиях установившегося ламинарного течения при постоянной температуре вязкость газов и нормальных (т. н. ньютоновских) жидкостей является постоянной величиной, не зависящей от градиента скорости [4].

Для определения напряжения сил трения идеальных газов в молекулярно-кинетической теории приводится следующее соотношение [5, 6]:

$$\tau = \frac{1}{3} \rho c \ell \frac{du}{dn}, \quad (1)$$

где ρ – плотность газа;

c – средняя скорость молекул;

ℓ – длина свободного пробега молекулы между её соударениями с другими молекулами;

$\frac{du}{dn}$ – градиент скорости по нормали к направлению движения

(здесь du – скорость смещения одного слоя относительно другого, а dn – расстояние между осями двух смежных слоев);

τ – напряжение сил трения, возникающих на поверхности соприкосновения слоев.

Средняя длина свободного пробега молекулы, которая входит в эту формулу, обратно пропорциональна числу молекул в единице

объема и, следовательно, обратно пропорциональна плотности газа. С учетом того, что скорость движения молекул определяется только тепловым состоянием газа (т. е. не зависит от плотности), становится понятным, почему в разреженных газах силы трения (вязкость) не зависят от плотности, а с повышением давления возрастают.

Последняя формула позволяет также установить характер изменения вязкости газа при изменении температуры. Средняя скорость теплового движения молекул с при увеличении температуры возрастает. Следовательно, при этом возрастает и вязкость газа.

Для капельных (несжимаемых) жидкостей наблюдается обратная зависимость: с возрастанием температуры их вязкость убывает. Это объясняется тем, что природа сил трения в несжимаемых жидкостях отличается от таковой в газах. В данном случае молекулы лишены возможности свободно двигаться по всем направлениям, как это имеет место в газе. Они могут лишь колебаться вокруг своего среднего положения, перемещаясь в своих слоях по направлению потока. При возрастании температуры колебательное движение молекул усиливается, силы сцепления между ними ослабевают и вязкость уменьшается.

Как отмечено выше, закон вязкости Ньютона был установлен для ламинарного режима течения основного потока ($Re < 2320$). На практике в большинстве случаев мы имеем дело с неустановившимся турбулентным движением жидкости. В этом случае закон приобретает несколько иной вид. В связи с наличием в действительном турбулентном потоке поперечных пульсационных скоростей существует обмен («турбулентный обмен») частицами жидкости между двумя соседними слоями жидкости. Эффект такого рода перемешивания частиц жидкости аналогичен действию сил внутреннего трения. Напряжения τ_T , обусловленные этим условным трением, называются турбулентными касательными напряжениями и обозначаются через τ_T .

Турбулентные касательные напряжения τ_T могут быть выражены, согласно [4], следующей зависимостью, совпадающей с математической записью закона Ньютона:

$$\tau_T = \mu_T \frac{du}{dn}, \quad (2).$$

μ_T – коэффициент пропорциональности, называемый динамическим коэффициентом турбулентной вязкости.

В соответствии с [6], динамический коэффициент турбулентной вязкости μ_T выражается зависимостью, полученной в предположении отсутствия молекулярной вязкости (характеризуемой коэффициентом μ):

$$\mu_T = \rho \ell^2 \frac{du}{dn}, \quad (3).$$

где величину ℓ принято называть длиной пути смешения или перемешивания.

В общем случае действительный поток должен одновременно обладать и молекулярной и турбулентной вязкостями. Поэтому полное суммарное касательное напряжение τ записывается в виде

$$\tau = \mu \frac{du}{dn} + \mu_T \frac{du}{dn}. \quad (4).$$

В случае ламинарного движения второй член правой части (4) отпадает; при этом напряжение трения τ получается пропорциональным первой степени средней скорости. В случае турбулентного движения при достаточно больших числах Рейнольдса второй член правой части (4) значительно превышает первый, при этом с молекулярной вязкостью можно вообще не считаться.

Около стенок трубы пульсации течения исчезают, что приводит к уничтожению в этой области дополнительных сил трения, вызванных турбулентностью. Поэтому около стенок трубы (в пограничном слое) течение можно считать ламинарным.

Физический смысл динамического коэффициента вязкости определяется из единиц его измерения

$$\mu = \left[\frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \cdot \frac{\text{м}}{\text{м/с}} \right] = \left[\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{м}^3/\text{с}} \right] = \left[\frac{\text{Дж}}{\text{м}^3/\text{с}} \right],$$

т. е. динамический коэффициент вязкости показывает работу (Дж) объемного расхода жидкости ($\text{м}^3/\text{с}$), которая расходуется на преодоление сил внутреннего трения и определяет внутреннее сопротивление жидкости силе, которая заставляет эту жидкость течь.

В технических расчетах обычно используют кинематический коэффициент вязкости ν , физический смысл которого также определяется из анализа размерностей:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \left[\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{м}^3/\text{с}} \right] : \left[\frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \right] = \left[\frac{\text{Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^3}{\text{м}^3 \cdot \text{кг}} \right] = \left[\frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{кг} \cdot \text{с}} \right],$$

т. е. кинематический коэффициент вязкости показывает работу массового расхода жидкости.

Значения μ и ν для воды и воздуха при $T = 300 \text{ К}$ и $p = 10 \text{ Па}$ приведены в таблице 1.

Таблица 1.

Несжимаемая жидкость	μ , Па·с	ν , м ³ /с	Сжимаемая жидкость	μ , Па·с	ν , м ³ /с
Вода	$10,1 \cdot 10^{-4}$	$1 \cdot 10^{-6}$	Воздух	$18,5 \cdot 10^{-6}$	$1,51 \cdot 10^{-5}$

Если большее почти на 2 порядка значение динамического коэффициента вязкости воды по сравнению с воздухом объяснимо, то в 15 раз меньшее ν для воды объясняется тем, что в формуле $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ плотность ρ стоит в знаменателе, которая у воды примерно в 800 раз больше по сравнению с воздухом.

Таким образом, величина динамического коэффициента вязкости зависит от характера движения жидкости. т. е. является функцией числа Re:

$$\mu = f(\text{Re}), \quad \text{где } \text{Re} = \frac{\rho L \nu}{\mu} = \frac{L \nu}{\nu} \quad (5)$$

Здесь L – характерный размер тела, ν – скорость движения среды.

Как можно видеть из формулы (5) число Re пропорционально отношению сил сопротивления к силам вязкостного трения. По формуле (5) при движении какой-либо среды со скоростью ν число Re убывает при увеличении коэффициента ν . Когда числа Re малы, то при движении капельной жидкости силы, обусловленные трением, преобладают над силами сопротивления среды. Наоборот, бóльшие числа Re (которые при одинаковых скоростях и геометрических размерах тел (каналов) наблюдаются при малых значениях ν)

указывают на преобладание сил сопротивления среды в сравнении с силами трения.

$$\text{Re} = \frac{\rho L v}{\mu} \approx \frac{S \rho v^2}{\mu S \frac{v}{L}} \approx \frac{F}{T} \quad ^1$$

Большой кинематический коэффициент вязкости воздуха говорит о том, что по причине малой плотности силы сопротивления движению воздуха превалируют над силами трения при скоростях, значительно больших, чем при движении капельных жидкостей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Курбатов Ю.Л. и др. Гидрогазодинаміка у теплотехніці, Норд-Пресс, Донецк, 2009.
2. Гидравлика, пневматика и термодинамика: курс лекций под ред. В. М. Филина. – ИНФРА-М, 2011.
3. Лойцинский Л. Г. Механика жидкостей и газа, – М.: Недра, 1987.
4. Фабрикант Н.Я. Аэродинамика, М.: Наука, 1964.
5. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика, т. 6, «Гидромеханика», – М.: Наука, 1986.
6. Прандтль Л. Гидроаэромеханика. Пер. с нем. М., Изд-во иностр. Лит., 1951.

¹ По закону, открытому Ньютоном [3], сила сопротивления среды $F = C_x \frac{\rho v_2^2}{2} S$, где C_x – числовой коэффициент, различный для тел разных форм (в т.ч. трубопроводов разных диаметров, шероховатостей стенок, конфигураций).

УДК 629.12.03

Рыжков С. С.

ИССЛЕДОВАНИЯ ВАРИАТИВНЫХ СХЕМ ИНЕРЦИОННЫХ СОПЕЛ ДЛЯ СЕПАРАЦИОННЫХ ГРАДИЕНТНЫХ АЭРОЗОЛЬНЫХ ТЕХНОЛОГИЙ

Рижков С. С.

ДОСЛІДЖЕННЯ ВАРІАТИВНИХ СХЕМ ІНЕРЦІЙНИХ СОПЕЛ ДЛЯ СЕПАРАЦІЙНИХ ГРАДІЄНТНИХ АЕРОЗОЛЬНИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Serhiy S. Ryzhkov

THE RESEARCH OF VARIATIVE SCHEMES OF INERTIAL NOZZLES FOR SEPARATION GRADIENT AEROSOL TECHNOLOGIES

Рассмотрены различные варианты схем инерционных сопел и выполнены их теоретические расчеты для сепарационных градиентных аэрозольных технологий. Созданы трёхмерные модели для численного эксперимента вариативных схем инерционных сопел для сепараторов широкого применения с скоростями в сопле от 10...30 м/с. На основе расчетов разработаны рекомендации по конструкции инерционных ступеней очистки сепараторов аэрозолей. Определен коэффициент суммарной эффективности очистки в системе сопел.

Ключевые слова: вариативные схемы, инерционные сопла, аэрозольные технологии, сепарация, расчетная сетка, поверхность, скорость струи, концентрация, эффективность.

Розглянуто різні варіанти схем інерційних сопел і виконані їхні теоретичні розрахунки для сепараційних градієнтних аэрозольних технологій. Створено тривимірні моделі для чисельного експерименту варіативних схем інерційних сопел для сепараторів широкого застосування зі швидкостями в соплі від 10 ... 30 м / с. На основі розрахунків розроблені рекомендації щодо конструкції інерційних ступенів очистки сепараторів аэрозолей. Визначено коефіцієнт сумарної ефективності очистки в системі сопел.

Ключові слова: варіативні схеми, інерційні сопла, аэрозольні технології, сепарація, розрахункова сітка, поверхня, швидкість струменя, концентрація, ефективність.

1. Введение

Создание высокоэффективных и экономичных тепло- и массообменных аппаратов, сепарирующих устройств является значительным резервом повышения коэффициентов полезного действия энергетических установок, улучшения использования топливоэнергетических ресурсов. Эффективная очистка промышленных выбросов от вредных жидких примесей относится к важной народнохозяйственной проблеме борьбы с загрязненностью окружающей среды.

2. Анализ литературных данных и постановка проблемы

В последние годы достигнуты определенные успехи в исследовании двухфазных сред, главным образом, их газодинамики, переноса тепла и массы. В этой области широко известны работы Института технической теплофизики НАНУ, Института тепломассообмена АН Беларуси, Национального технического университета «Киевский политехнический институт», Национального университета кораблестроения имени адмирала Макарова (г. Николаев), [1, 5, 8, 10, 12], а также зарубежных исследователей в этих направлениях. Во многих работах отмечается эффективность использования воды как нейтрализатора с подачей ее в зоны горения в составе топливноводяной эмульсии, в виде пара. Такая технология реализована в газопаротурбинной установки типа «Водолей» [5]. Одновременно делаются попытки очистки выпускных газов от окислов азота с помощью селективных каталитических фильтров с предварительной обработкой газов аммиаком. При достаточно высокой степени очистки такие фильтры дороги, имеют значительные массогабаритные показатели, сложны и опасны в эксплуатации использования аммиака. В работах [4, 6, 7] подтверждена эффективность интенсификации очистки высокодисперсных частиц за счет сепарационных градиентных аэрозольных технологии.

3. Цели и задачи исследования

Целью данной работы является выполнение теоретических исследований вариативных схем инерционных сопел для сепарационных градиентных аэрозольных технологий и создание на их основе усовершенствованных ступеней очистки.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие задачи:

- разработать схему струйного осаждения на прямой, вогнутой и криволинейной поверхности;
- разработать математическую модель градиентных сепарационных технологий, трехмерную модель каналов осаждения;
- выполнить расчеты гидродинамической обстановки в канале и траектории частиц в проточной части системы входных и выходных инерционных сопел.

4. Математическая модель процесса

Используемая теплофизическая модель процессов переноса частиц в канале основана на транспортном уравнении напряжений Рейнольдса с вычислением индивидуальных напряжений ($\overline{u'_i u'_j}$) и имеет вид:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{u'_i u'_j}) + \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho u_k \overline{u'_i u'_j}) = \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\frac{\mu_T}{\sigma_T} \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_k} \right] + \frac{\partial}{\partial x_k} \left[\mu_L \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) \right] - \rho \left[\overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right] - 2\mu_L \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}.$$

(1)

По аналогии с транспортным уравнением напряжений Рейнольдса для учета неизотермических параметров процесса выполнен расчет конвективного теплопереноса с помощью уравнения энергии:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho E) + \frac{\partial}{\partial x_i} [u_i (\rho E + P)] = \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\left(k + \frac{C_P \mu_T}{Pr_T} \right) \frac{\partial T}{\partial x_i} + u_i (\tau_{ij})_{eff} \right], \quad (2)$$

где τ рассчитывался как:

$$\tau = \mu_{eff} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{2}{3} \mu_{eff} \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \delta_{ij}, \quad (3)$$

$$\text{где } \mu_{eff} = \mu_T + \mu_L. \quad (4)$$

Для моделирования траекторий дисперсных частиц двухфазной среды решалось уравнение движения [1], которое учитывало силу инерции частицы и другие основные силы, действующие на нее. В

декартовых координатах это уравнение записывалось следующим образом:

$$\frac{\partial u_p}{\partial t} = F_D + \frac{g_x(\rho_p - \rho)}{\rho_p} + F_i, \quad (5)$$

где F_D – сила сопротивления для единицы массы частицы:

$$F_D = \frac{18\mu}{\rho_p d_p^2} \frac{C_D}{24} \text{Re}, \quad (6)$$

$$\text{Re} = \rho d_p \frac{|u_p - u|}{\mu}, \quad (7)$$

где F_i – дополнительные силы, воздействующие на частицу.

Коэффициент сопротивления C_D рассчитывался следующим образом:

$$C_D = \frac{24}{\text{Re}} \left(1 + b_1 \text{Re}^{b_2} \right) + \frac{b_3 \text{Re}}{b_4 + \text{Re}}, \quad (8)$$

где b_i – полиномиально задаваемые коэффициенты.

Уравнение учитывает дополнительные силы F_i , которые воздействуют на частицу. Для учета осаждения частиц под действием силы инерции необходимо принимать во внимание ускорение потока, обтекающего частицу. Сила инерции находится следующим образом:

$$F_1 = \frac{1}{2} \frac{\rho}{\rho_k} \frac{\partial}{\partial t} (u - u_k). \quad (9)$$

Поперечное смещение частиц может быть вызвано не только градиентом осредненной скорости газа, но и неоднородностью поля его пульсационных скоростей. Неравномерность профиля скорости приводит к направленному смещению частицы в сторону уменьшения интенсивности пульсаций. Этот эффект, обычно именуемый турбулентной миграцией или турбофорезом, рассчитывается по формуле:

$$F_2 = -0,5m_k \frac{\partial \overline{u_k'^2}}{\partial y}. \quad (10)$$

Дополнительная сила переноса частиц появляется в случае возникновения перепада давления и называется

диффузиофоретической силой, которую можно вычислить по формуле:

$$F_3 = \left(\frac{P}{P_w} \right) u_k \frac{\partial u}{\partial x}. \quad (11)$$

5. Расчетный эксперимент исследования газодинамики и траектории движения частиц в канале

На основе разработанной математической модели выполнено исследование газодинамики в проточной части и траектории движения частиц.

В процессе расчета задавались следующие параметры:

- трехмерная геометрия построена в реальном масштабе;
- расчетная сетка построена треугольными сегментами с площадью $S=30 \times 10^{-8} \text{ м}^2$;
- параметры среды – нормальные условия;
- плотность газа $\rho_r=1,225 \text{ кг/м}^3$;
- вязкость $\mu_r=1,79 \times 10^{-5} \text{ кг/(м}\times\text{с)}$;
- материал стенки канала – алюминий с шероховатость 0,1 мм и плотностью $\rho_{ал} = 2690 \text{ кг/м}^3$;
- минимальный диаметр частиц – 3 мкм;
- средний диаметр частиц – 10 мкм;
- максимальный диаметр частиц – 15 мкм;
- концентрация жидкой фазы $C_{жл}=100 \text{ г/м}^3$;
- диапазон скоростей в канале – 10...30 м/с.

6. Результаты исследований

На основе поведенного широкого комплекса исследований струйного обтекания поверхностей, выполненного с помощью численного моделирования, и применения метода голографической интерферометрии в реальном времени были выбраны следующие перспективные вариативные схемы инерционных сопел:

- 1) нормальное обтекание плоской струей и осесимметричной струей плоской поверхности (рис. 1);
- 2) обтекание плоской струей и осесимметричной струей поверхности под разными углами (рис. 2);
- 3) обтекание плоской и осесимметричной струями вогнутой и выпуклой поверхностей под разными углами (рис. 3).

Результаты расчета гидродинамической обстановки для вариативных схем на основе приведенной математической модели также

представлены на рис.1–3.

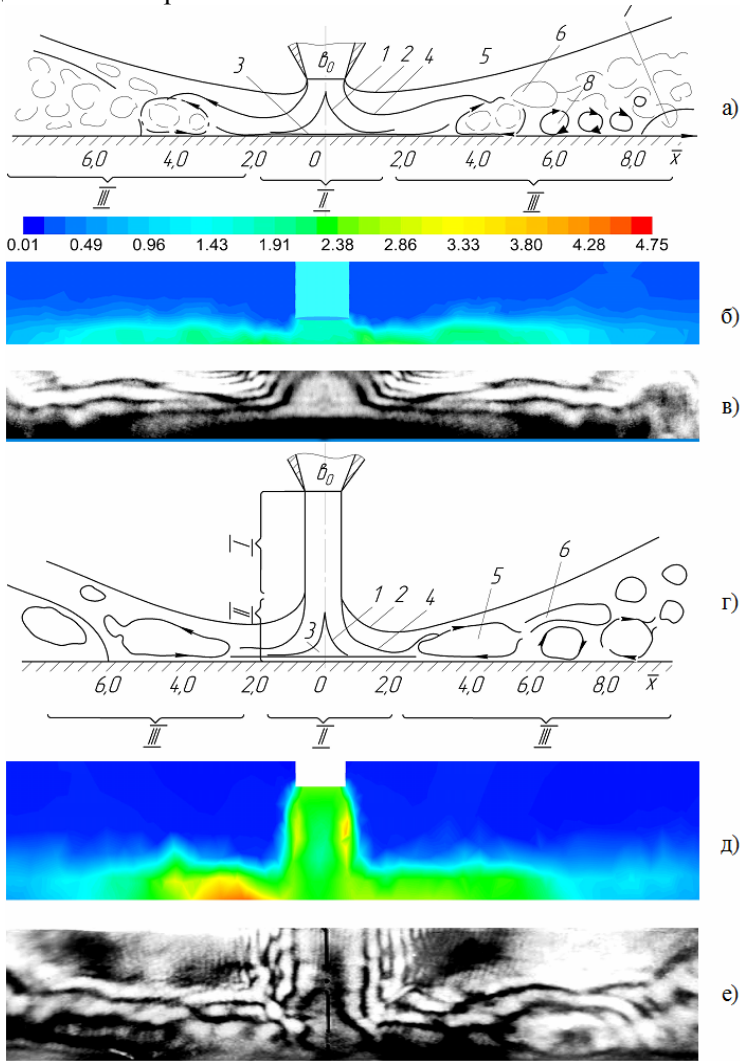


Рис. 1. Вариативные схемы инерционных сопел: нормальное обтекание плоской струей и осесимметричной струей плоской поверхности; схема распределения области течения струи: а) – схема плоской струи; б) – расчет кинетической энергии турбулентности в плоской струе (а) при скорости 30 м/с; в) – визуализация методом голографической интерферометрии в плоской струе (а) при скорости 30 м/с; г) – схема цилиндрической струи; д) – расчет кинетической энергии турбулентности в

цилиндрической струе (Γ) при скорости 30 м/с; е) – визуализация методом голографической интерферометрии в цилиндрической струе (Γ) при скорости 30 м/с; Зоны струи: / – свободной; // – градиентного течения в зоне удара и разворота; /// – пристенного; 1 – центр течения в зоне разворота; 2 – внешний; 3 – зона разворота; 4 – зона вихреобразования; 5 – отрывной «пузырь»; 6 – выбросы газа; 7 – повторный отрывной «пузырь»; 8 – выбросы газа.

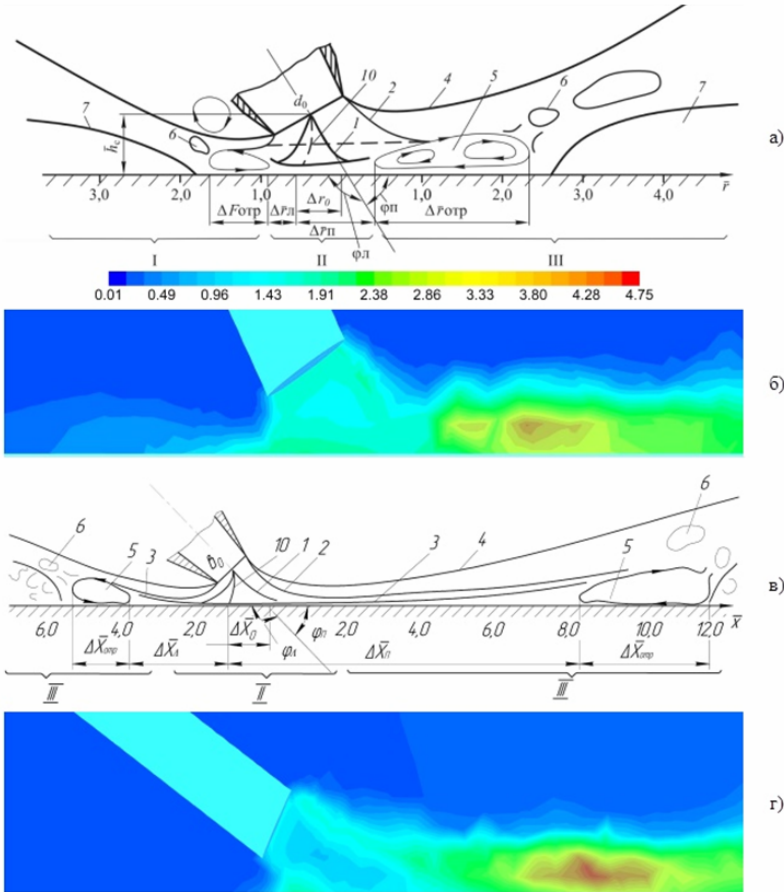


Рис. 2. Вариативные схемы инерционных сопел: обтекание плоской струей и осесимметричной струей плоской поверхности под углом; схема распределения области течения струи: а) – схема цилиндрической струи под углом к поверхности осаждения; б) – расчет кинетической энергии турбулентности в цилиндрической струе (а) при скорости 30 м/с; в) – схема плоской струи под углом к поверхности осаждения; г) – расчет

кинетической энергии турбулентности в цилиндрической струе (в) при скорости 30 м/с; 1 – центр течения в зоне разворота; 2 - внешний; 3 – зона разворота; 4 – зона вихреобразования; 5 – отрывной «пузырь»; 6 – выбросы газа; 7 – повторный отрывной «пузырь»; 8 – выбросы газа; 9 – повторный отрывной «пузырь»; 10 – зона осаждения.

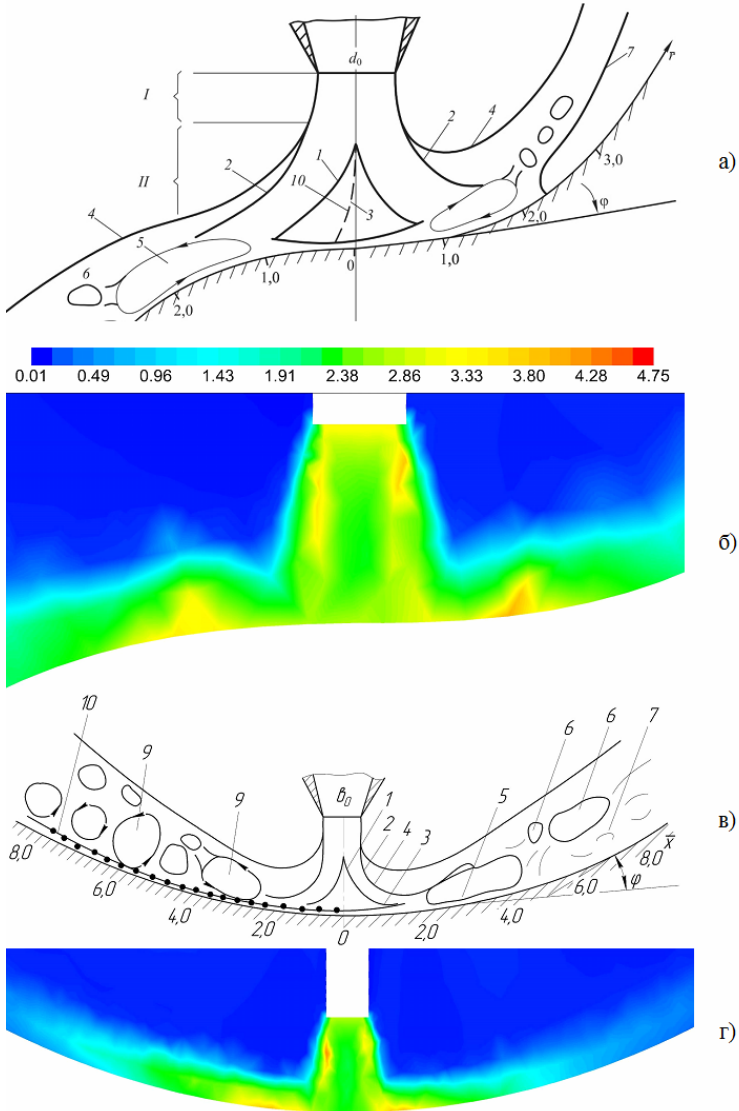


Рис. 3. Вариативные схемы инерционных сопел: обтекание плоской струей и осесимметричной струей вогнутой и выпуклой поверхности; схема

распределения области течения струи: а) – схема плоской струи в вогнуто-выпуклом канале; б) – расчет кинетической энергии турбулентности в плоской струе (а) при скорости 30 м/с; в) – схема плоской струи в вогнутом канале; г) – расчет кинетической энергии турбулентности в цилиндрической струе (в) при скорости 30 м/с; 1 – центр течения в зоне разворота; 2 – внешний; 3 – зона разворота; 4 – зона вихреобразования; 5 – отрывной «пузырь»; 6 – выбросы газа; 7 – повторный отрывной «пузырь»; 8 – выбросы газа; 9 – повторный отрывной «пузырь»; 10 – зона осаждения.

На рис. 1 представлены результаты расчета распределения газовых потоков в канале с цилиндрическим и плоским соплом с направленной струей под углом 90° к плоскому каналу осаждения и их сравнение с полученными ранее интерферограммами течения, что подтверждает достоверность расчетов. На рис. 2 изображена схема распределения газовых потоков в канале с цилиндрическим соплом с направленной струей под углами 30° ; 60° к цилиндрическому и плоскому каналу осаждения. На рис. 3 показана схема распределения газовых потоков в канале с плоским соплом с направленной струей под углом 90° к вогнутой и вогнуто-выпуклой поверхности каналов осаждения. Данные решения возможно использовать в системах инерционных сопел для сепараторов широкого применения.

На рис. 4 отображены расчеты трехмерной геометрии для плоского канала осаждения. На рис. 5 представлены расчет трехмерной геометрии для вогнутого канала осаждения, а на рис. 6 – расчет трехмерной геометрии для выпукло-вогнутого канала осаждения. Выполненный расчет в каналах с различным углом атаки струи – 30° ; 60° ; 90° показал, что отрывные зоны сохраняются, однако при малых углах атаки эффективность осаждения частиц за счет сил инерции будет падать из-за возможного их захвата потоком по линиям тока газа. Проведены расчеты распределения скорости в канале и кинетической энергии турбулентности при начальной скорости струи 30 м/с для случаев расположения сопла $d_{\text{сопло}} = 1$ на расстоянии от стенки – $1,0 \cdot d$; $1,5 \cdot d$; $2,0 \cdot d$. Таким образом, при расстоянии от стенки к соплу до – $2,0 \cdot d$ наблюдаются повышенные значения кинетической энергии турбулентности, в которых формируются поля осаждения и укрупнения частиц жидкой фазы.

На рис. 7 представлена исходная геометрия рабочей области для заданных значений расстояния от сопла к стенке – 2 мм; 4 мм; 7,5

мм; 12 мм; 15 мм; 22,5 мм. Определены скорость и статическое давление в расчётной области при $v = 30$ м/с.

На основе расчетов трехмерной геометрии для плоского, вогнутого, вогнуто-выгнутого каналов осаждения в каналах с различным углом атаки струи – 30° ; 60° ; 90° предложена расчетная геометрия с учетом габаритов сепарационного оборудования (рис. 8).

Применено трехмерное моделирование сепарационных градиентных аэрозольных технологий. Создана трёхмерная модель для численного эксперимента входных и выходных систем инерционных сопел для сепараторов широкого применения с скоростями в сопле от 10...30 м/с. В процессе построения учитывалась симметричность исходной геометрии сепарационного элемента относительно двух взаимно перпендикулярных плоскостей.

Расчетная геометрия изучалась в стационарных условиях с постоянной осредненной скоростью истечения газовой струи из входного сопла – $U_0=10...30$ м/с и в нестационарных условиях осаждение и укрупнение диаметров частиц в канале при минимальном диаметре частиц – 3 мкм, среднем диаметре частиц – 10 мкм и максимальном диаметре частиц – 15 мкм для концентрации жидкой фазы $C_{жл} = 100$ г/м³. В результате исследований получено распределение векторов скорости в 3D элементе сепарационного оборудования при $U_0=10$ м/с. Визуализация газодинамической обстановки позволяет определить эффективность конструкции и возможность дальнейшей адаптации, модифицирования и повышения коэффициентов улавливания газоочистителей. Как видно из расчетов, происходит неравномерное распределение газового потока в рабочем участке, что интенсифицирует процесс осаждения полидисперсных аэрозолей. За разворотом струи наблюдается значительное повышение скорости газового потока, в зонах повышенной турбулентности имеет место осаждение высокодисперсных частиц.

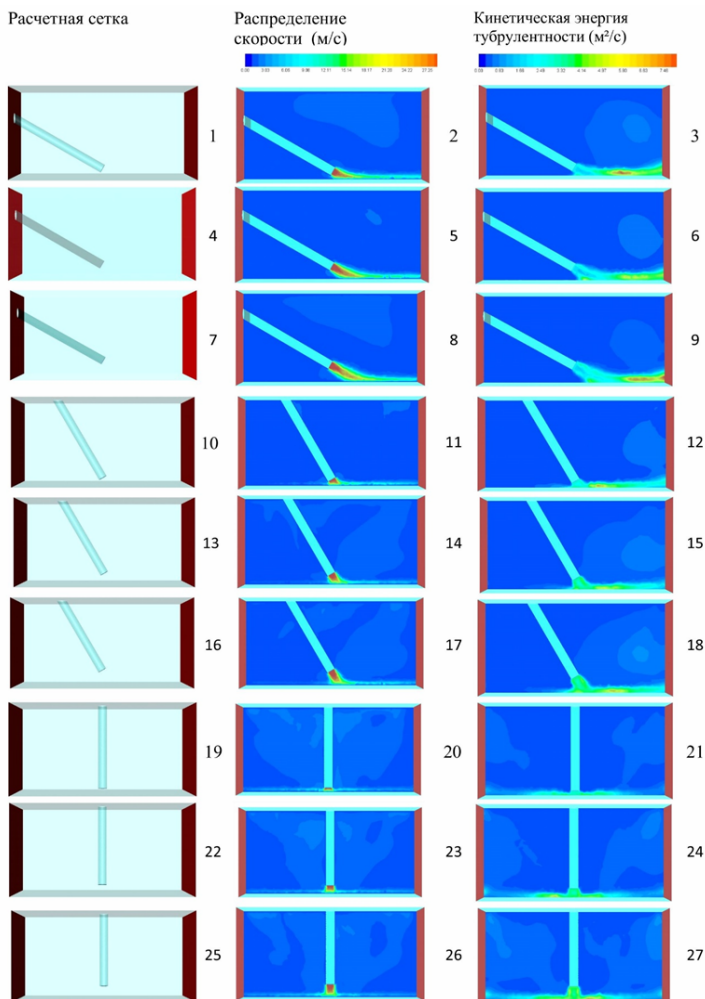


Рис. 4. Расчет распределения скорости и кинетической энергии турбулентности при начальной скорости потока в сопле 30 м/с в плоском канале: канал с различным углом атаки струи – 30°; 60°; 90° для случаев расположения сопла $d_{\text{соплю}}=1$ на расстоянии от стенки – 1,0· d ; 1,5· d ; 2,0· d

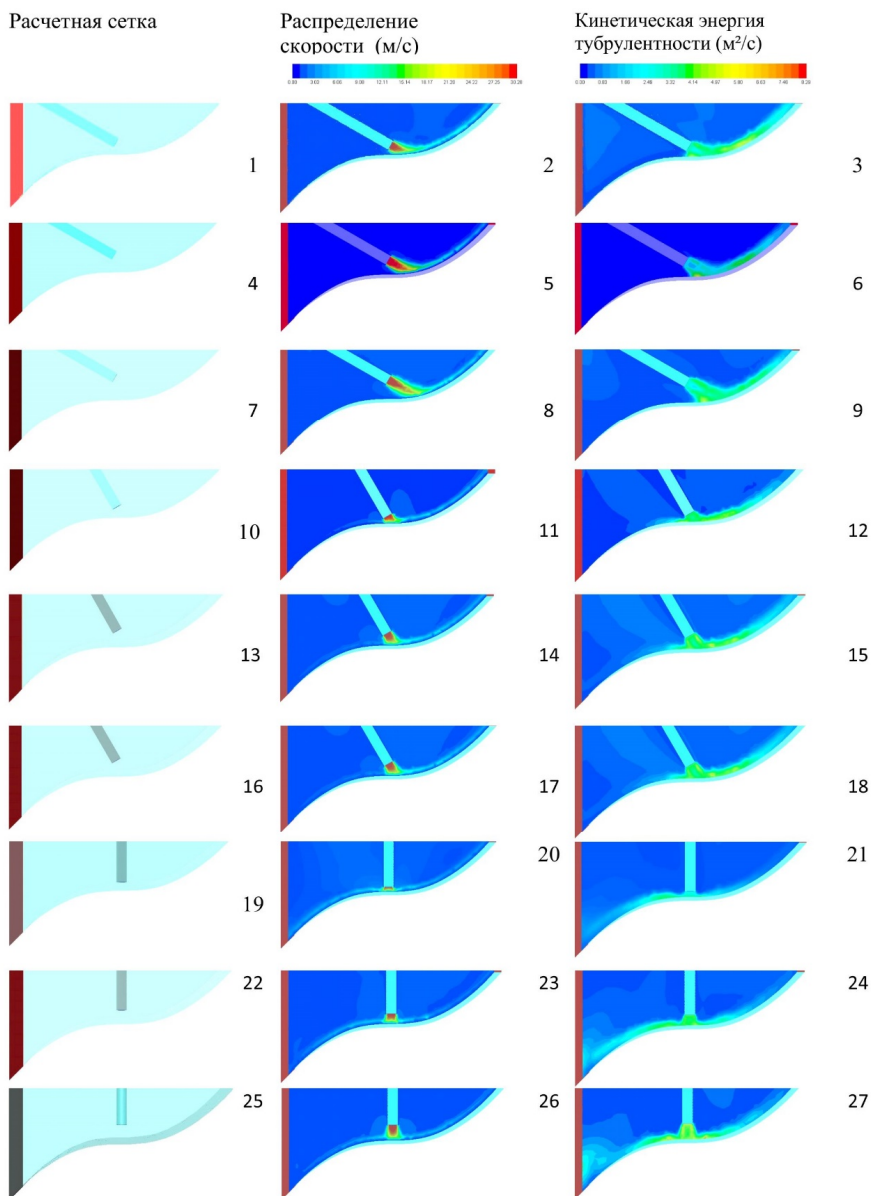


Рис. 5. Расчет распределения скорости и кинетической энергии турбулентности при начальной скорости потока в сопле 30 м/с в вогнуто-выпуклом канале: канал с различным углом атаки струи – 30°; 60°; 90° для

случаев расположения сопла $d_{\text{сопло}}=1$ на расстоянии от стенки – $1,0\cdot d$; $1,5\cdot d$; $2,0\cdot d$

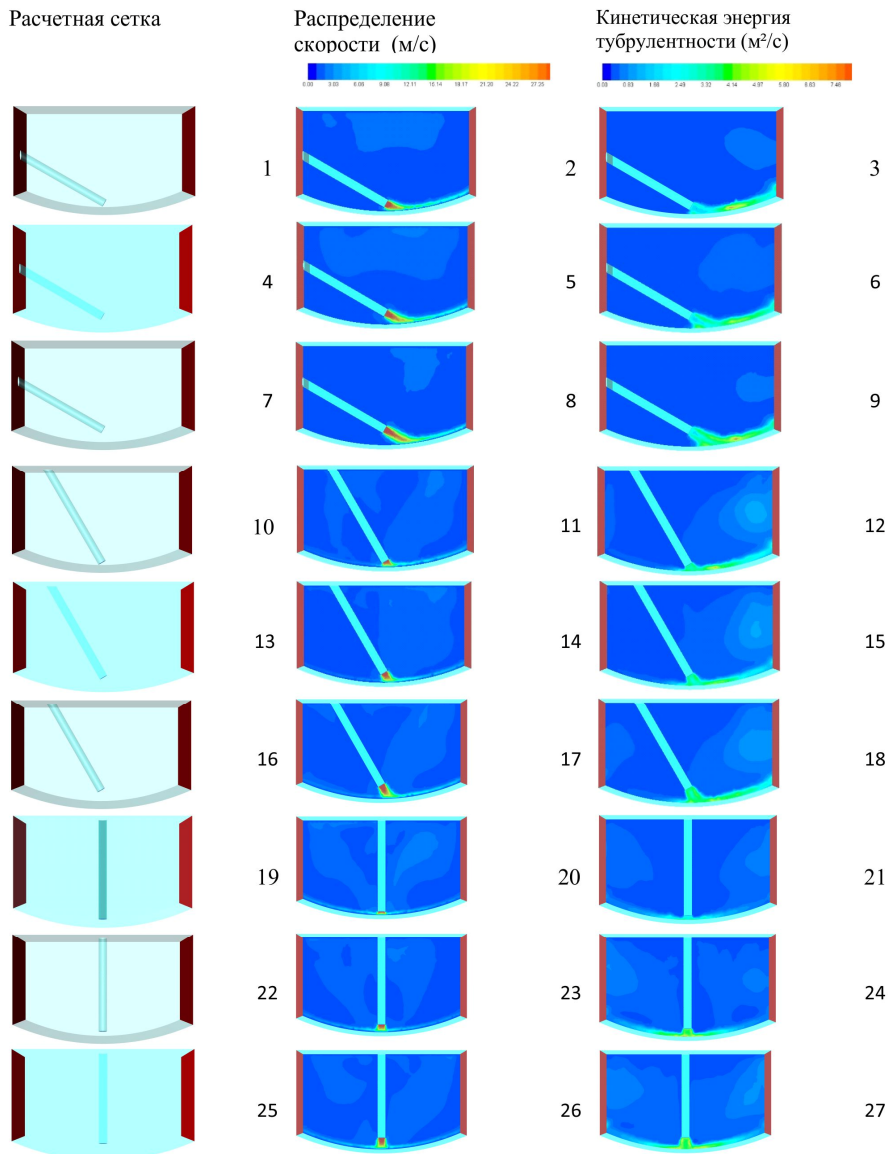


Рис. 6. Расчет распределения скорости и кинетической энергии турбулентности при начальной скорости потока в сопле 30 м/с в вогнутом

канале: канал с различным углом атаки струи – 30°; 60°; 90° для случаев расположения сопла $d_{\text{сопло}}=1$ на расстоянии от стенки – 1,0·d; 1,5·d; 2,0·d

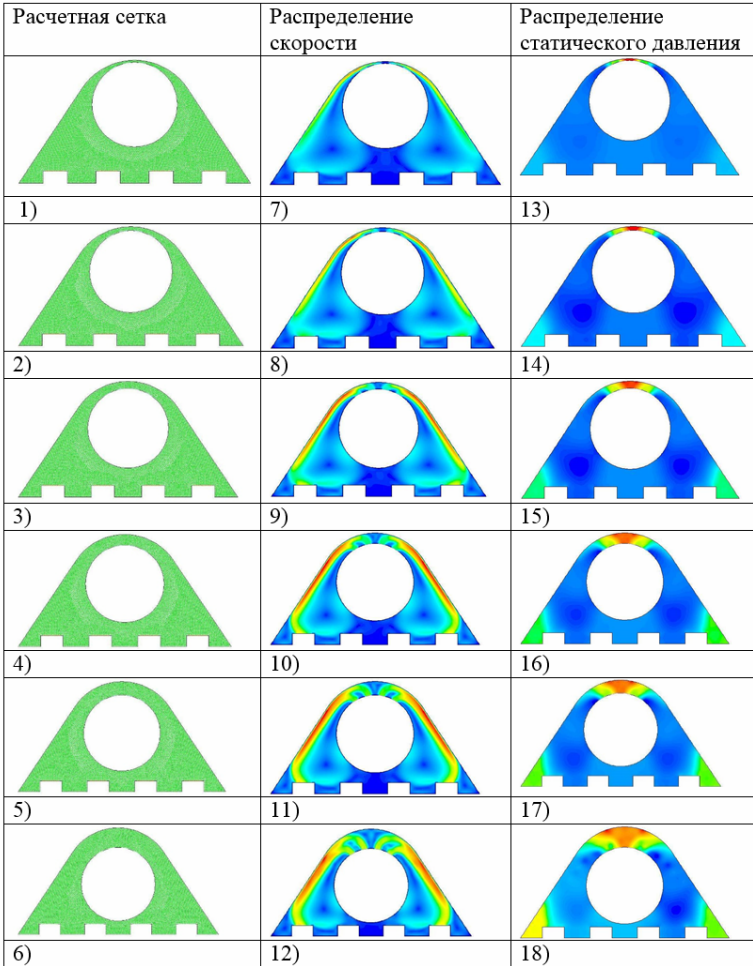


Рис. 7. Исходная геометрия рабочей области для заданных значений расстояния от сопла к стенке 1) – 2 мм; 2) – 4 мм; 3) – 7,5 мм; 4) – 12 мм; 5) – 15 мм; 6) – 22,5 мм; 7–12 – распределение скорости в расчётной области при $v=30$ м/с расчетных сеток 1–6; 13–18) – распределение статического давления в расчетной области при $v=30$ м/с расчетных сеток 1–6.

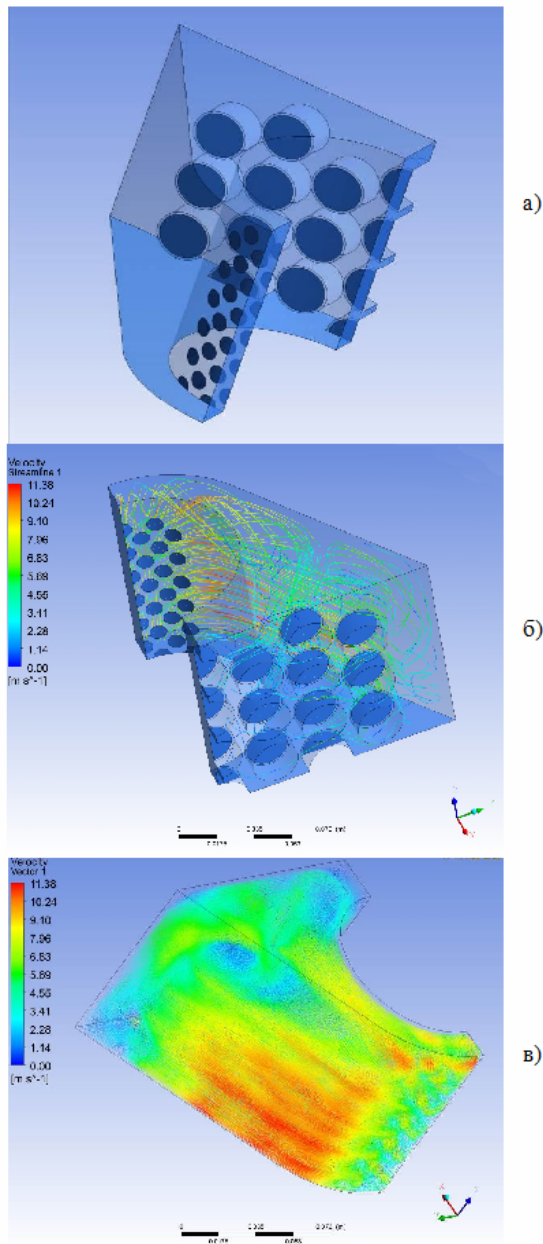


Рис. 8. Рабочая область сепарационного элемента: а) – расчетная геометрия; б) – линии тока; в) – расчет скорости

Как показывают расчёты, в газовом потоке образуются зоны интенсивного вихреобразования (осредненное значение скорости газа в струйном обтирании достигает – 11.38 м/с) и наблюдаются значительные вихреобразование во всей области рабочей геометрии. По расчету линий тока можно судить о траектории движения дисперсных частиц и основных зонах осаждения.

Расчет осаждения и укрупнения частиц в нестационарных условиях при постоянной осредненной скоростью истечения газовой струи из входного сопла – $U_0=10...30$ м/с представлен в таблице 1.

Таблица 1. Расчет осаждения входных и выходных систем инерционных сопел для сепараторов широкого применения со скоростями в сопле от 10...30 м/с

Начальные условия						Вынос частиц			Укрупнение		
U , м/ с	$T_{вх}$, °С	$C_{вх}$, г/м ³	d_{min} , мк м	d_{mid} , мк м	d_{max} , мк м	d_{min} выно с, %	d_{mid} выно с, %	d_{max} х выно с, %	d_{min} $g_{выно}$ с, Г/ч	d_{mid} $g_{выно}$ с, Г/ч	d_{max} $g_{выно}$ с, Г/ч
10	80	100	3	10	15	95	84	68	5	15	21
15	80	100	3	10	15	93	79	66	6	17	25
20	80	100	3	10	15	92	74	63	8	21	28
25	80	100	3	10	15	91	71	57	9	23	31
30	80	100	3	10	15	89	67	52	11	24	35

7. Выводы

На основе выполненного широкого комплекса исследований были выбраны следующие перспективные вариативные схемы инерционных сопел: нормальное обтекание плоской струей и осесимметричной струей плоской поверхности; обтекание плоской струей и осесимметричной струей поверхности под разными углами; обтекание плоской и осесимметричной струями вогнутой и выпуклой поверхностей под разными углами. Их комбинирование позволяет создавать высокоэффективные инерционные ступени очистки для сепарационных градиентных аэрозольных технологий.

Подтверждена эффективность применения трехмерного моделирования для отработки вариативных схем инерционных сопел сепарационных градиентных аэрозольных технологий со скоростями в сопле от 10...30 м/с.

Установлено, что при расстоянии от стенки к соплу до $-2,0 \cdot d$ наблюдаются повышенные значения кинетической энергии турбулентности, в которых формируются поля осаждения и укрупнения частиц жидкой фазы.

Выполнен расчет осаждения и укрупнения частиц в нестационарных условиях при постоянной осредненной скоростью истечения газовой струи из входного сопла – $U_0=10...30$ м/с. Выявлено, что минимальный вынос частиц из входных систем инерционных сопел составляет 89% для частиц 3 мкм при скорости 3 м/с.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Басок, Б. И. Исследование влияния температуры на процесс улавливания высокодисперсных частиц аэрозоля в гладком канале [Текст] / Б. И. Басок, А. А. Авраменко, С. С. Рыжков // Промышленная теплотехника. – 2005. – № 4–5. – С. 141–145.
2. Рыжков, С. С. Экологические ресурсосберегающие технологии для промышленной теплотехники на основе дисперсных двухфазных сред [Текст] / С. С. Рыжков, Б. И. Басок // Промышленная теплотехника. – 2001. – № 4–5. – С. 141–145.
3. Ван-Дайка, М. Течение жидкости и газа [Текст] / М. Ван-Дайка. – М. : Мир, 1986. – 114 с.
4. Райст, П. Аэрозоли. Введение в теорию [Текст] / П. Райст. – М. : Мир, 1987. – С. 34–40.
5. Защита атмосферы от промышленных загрязнений: Справочник Ч. 1 [Текст] / Под ред. С. Калверта и Г.М. Инглунда. – М. : Metallurgia, 1988. – 760 с.
6. Медников, Е. П. Турбулентный перенос и осаждение аэрозолей [Текст] / Е. П. Медников. – М. : Наука, 1981. – 176 с.
7. Ryzhkov, S. S. Jet- contact separator of exhaust gases of ship engines [Текст] / S. S. Ryzhkov // Proceedings of the third international conference on marine industry. – Varna, Bulgaria, 2001. – Pp. 137–145.

УДК 656.61.089.2+629.5.022-027.236

Парменова Д.Г.
НУ «ОМА»

КОНСТРУКЦИЯ ФОРМЫ КОРПУСА СУДНА, ОБЕСПЕЧИВАЮЩАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ МОРЕПЛАВАНИЯ И ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ

Постановка проблемы. В настоящее время вопросы экономии энергетических ресурсов являются ключевыми для всех отраслей мирового хозяйства. Экономия энергии дает возможность снизить эксплуатационные расходы, сократить выбросы парниковых газов и уменьшить объемы использования природных ресурсов. Для энергоемких производств существенное улучшение энергоэффективности может быть достигнуто оптимизацией энергопотребления и увеличением объема использования энергии из возобновляемых источников.

С целью экономии энергопотребления для предотвращения загрязнения окружающей среды морскими судами были приняты новые поправки к конвенции МАРПОЛ и в Приложение VI «Правила предотвращения загрязнения атмосферы с судов» была включена Глава 4, в которой Правило 22 устанавливает требования в отношении энергетической эффективности судов. В соответствие с этими требованиями с 1 января 2013 года для новых судов вводится обязательный расчет показателя энергетической эффективности судов (Energy Efficiency Design Index - EEDI), а для существующих судов вводится обязательная разработка и внедрение Судового плана управления энергетической эффективностью (Ship Energy Efficiency Management Plan - SEEMP) [1].

Целью Судового плана управления энергетической эффективностью судна (SEEMP) является создание механизма для компании по улучшению энергетической эффективности эксплуатации судов.

План управления энергетической эффективностью судна является инструментом управления, который поможет компании в управлении текущей природоохранной деятельностью своих судов и направлен на улучшение их энергетической эффективности в четыре этапа: планирование, внедрение, мониторинг и самооценка с целью постоянного улучшения энергетической эффективности. Эти компоненты играют важную роль в непрерывном цикле постоянного

улучшения управления энергетической эффективностью судна и при каждом повторении цикла некоторые элементы Судового плана управления энергетической эффективностью в случае необходимости должны изменяться, в то время как другие могут оставаться неизменными.

В Резолюции МЕРС.213(63) «Руководство 2012 года по разработке плана управления энергоэффективностью судна (ПУЭС)» предложены рекомендации по разработке ПУЭС с детализацией некоторых методов, направленных на улучшение энергоэффективности судна с целью снижения потребления топлива [2].

Существует три основных направления улучшения энергетической эффективности и снижения потерь энергии:

- инновационные проектирование и технологии;
- оптимизация и модернизация компонентов и систем;
- оптимизация режимов эксплуатации и совершенствование технического менеджмента (процедуры).

Методы улучшения энергетической эффективности следующие:

- 1) Топливосберегающая эксплуатация, которая включает в себя:
 - улучшенное планирование рейса;
 - проводка наивыгоднейшими путями с учетом погоды;
 - точно в срок (обеспечение эффективной и своевременной связи со службами портов);
 - оптимизация скорости;
 - оптимизированная мощность на валу.
- 2) Оптимизированное управление судном, которое обеспечивается:
 - оптимальным дифферентом;
 - оптимальным балластом;
 - оптимальным грузовым планом;
 - выбором оптимального гребного винта и обеспечением оптимального набегающего на гребной винт потока;
 - оптимальным использованием рулевого устройства и системы управления курсом судна (авторулевые).
- 3) Уход за корпусом.
- 4) Пропульсивная система (использование двигателей с электронным управлением).
- 5) Техническое обслуживание пропульсивной системы.
- 6) Утилизация отходящего тепла.

- 7) Улучшенное управление флотом.
- 8) Улучшенная обработка грузов.
- 9) Управление энергопотреблением.
- 10) Тип топлива.

Вышеперечисленные методы и пути их реализации на уровнях проектирования и организации эффективного технического менеджмента и эксплуатации, представлены в таблице 1.

Таблица 1. Методы улучшения энергетической эффективности судна

№	Метод	Проект	Эксплуатация
1.	Оптимизация конструкции корпуса	+	
2.	Эффективная пропульсивная установка	+	+
3.	Новые материалы и технологии	+	
4.	Предотвращение органического обрастания		+
5.	Использование тепловых потерь	+	+
6.	Утилизационные котлы	+	+
7.	Настройки и компоненты	+	+
8.	Оптимизация режимов эксплуатации		+
9.	Оптимизация режимов работы оборудования		+
10.	Оптимизация загрузки судна (дифферент, осадка)		+
11.	Планирование рейса с учётом прогноза погоды		+
12.	Оптимизация скорости судна		+
13.	Работа со службами порта		+
14.	Контроль за энергопотреблением		+
15.	Экономия энергопотребления и энергоменеджмент	+	+
16.	Обучение и подготовка судового персонала		+

Целью исследования является рассмотрение нового типа судового корпуса с усовершенствованной гидродинамической конструкцией подводной части корпуса, которая позволит повысить энергетическую эффективность морских судов и обеспечит безопасность мореплавания.

Результаты исследований. Одним из методов повышения энергоэффективности является оптимизация конструкции корпуса, который реализуется на этапе проектирования оконечностей и формы корпуса судна. Носовая и кормовая оконечности судна и форма корпуса судна имеют большое значение, поскольку оказывают влияние на работу гребного винта.

Так как винт, расположенный в кормовой оконечности судна, при работе не изолирован от корпуса, а взаимодействует с ним, то условия работы винта подвергаются изменениям.

Таким образом, это взаимодействие разделяют на две части:

1. Влияние корпуса на работу винта.
2. Влияние винта на величину перепада давления воды между носовой и кормовой частями судна, который определяет сопротивление воды движению корпуса судна.

Влияние корпуса на работу винта проявляется в образовании попутного потока, изменяющего поступательную скорость движения винта относительно возмущенной судном воды по сравнению с его перемещением в спокойной воде.

В свою очередь влияние винта на корпус судна проявляется в образовании силы засасывания, увеличивающей сопротивление воды движению судна, так как в процессе работы гребной винт, засасывая воду из-под кормы судна, отбрасывает ее назад, т.е. в сторону, противоположную движению судна.

Для снижения отрицательного взаимного влияния корпуса судна и гребного винта предлагается новый тип корпуса судна [3], изображенный на рисунке 1, а и 1, б.

Корпус судна содержит надводный корпус А и подводный корпус Б с границей разделения на уровне конструктивной ватерлинии 3.

Надводный корпус А предусмотрен в классическом исполнении в носовой части с наклонным форштевнем 5, по бокам которого закреплены борта 1. В носовой части корпуса А по обеим сторонам форштевня 5 в нижней его части при переходе бортов 1 в радиус днища 9 выполнены впадины 6.

Борта 1 корпуса А от конструктивной ватерлинии до верхней палубы 4 имеют небольшой развал. В носовой части угол развала соответствует углу наклона форштевня 5. Верхняя палуба по всему периметру соединена с верхней частью бортов 1 и верхней частью транца 7 в корме.

Подводный корпус Б состоит из трех конструктивных частей. Основная часть подводного корпуса Б (цилиндрическая вставка от носового до кормового перпендикуляра) в поперечном сечении по наружным обводам мидель-шпангоута имеет очертание своеобразной синусоидальной формы, являющейся контуром днища 9 и бортов 2 подводного корпуса Б.

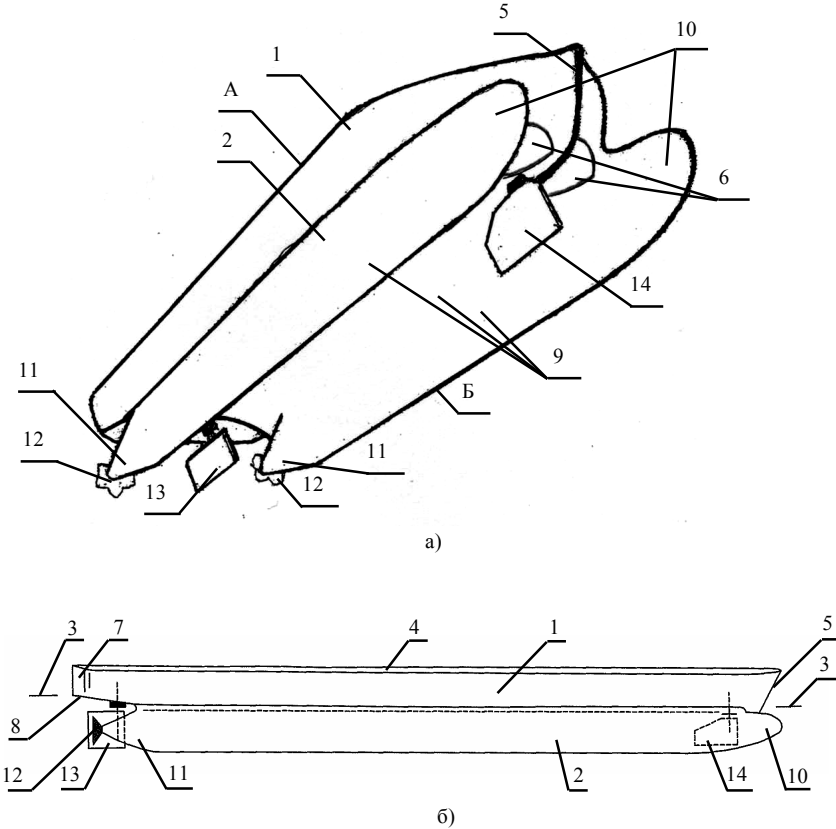


Рис. 1. Вид корпуса судна: а) вид корпуса судна в изометрической проекции; б) фронтальный вид судна:

1 – надводный борт; 2 – подводный борт; 3 – конструктивная ватерлиния; 4 – верхняя палуба; 5 – форштевень; 6 – впадины днища; 7 – транец кормы; 8 – редан; 9 – днище судна; 10 – конусообразные рассекатели; 11 – конусообразные конструкции; 12 – валы гребных винтов; 13 – кормовой руль; 14 – носовой руль

В носовой части корпуса Б расположены конусообразные рассекатели 10 с эллипсоидными основаниями, формирующих днище 9. Вершины конусообразных рассекателей 10 имеют бульбообразную форму.

Корма подводного корпуса Б содержит усеченный транец 7, выполняющий роль редана 8, конусообразные конструкции 11, являющиеся продолжением бортов 2 и днища 9. Центры вершин конусообразных конструкций 11 смещены по горизонтальной линии от центров их оснований в наружную сторону подводного корпуса Б, через которые выходят валы гребных винтов 12.

За кормовым перпендикуляром по килевой линии, чуть выше нижней точки боковой проекции редана 8 выведен баллер, на котором закреплено перо кормового руля 13. Второй руль 14 установлен впереди подводного корпуса Б по килевой линии не далеко от нижней части форштевня 5 под днищем 9.

Описанные конструктивные решения обводов позволяют значительно расширить корпус судна в целом, и за счет «вывернутого» радиуса днища 9 уменьшить площадь плоскости мидель-шпангоута в нижней части подводного корпуса Б, который рассекает глубинные слои воды с высоким давлением, создавая/придавая этим частям гидродинамические формы с хорошей обтекаемостью от носа до кормы судна.

Увеличение ширины корпуса предлагаемым путем дает возможность значительно увеличить водоизмещение судна, что может быть основанием для сокращения его длины. Предполагается, что при посадке судна на мель такой корпус не сломается и оно не перевернется. Самые оптимальные соотношения между длиной и шириной корпуса 2,5:1. Высота бортов 1 может быть разная в зависимости от предназначения судна.

Предложенная конструкция обеспечит остойчивость судна за счет того, что обводы миделевого сечения корпуса, с максимально поднятым днищем 9 по килевой линии, дают очертание двух симметричных объемов, из которых состоит предлагаемый корпус, конкретно, его подводная часть, которая участвует в водоизмещении судна. Таким образом, приложенный вес судна и вес перевозимого груза делится на две части с центрами тяжести по бортам 1 и 2 судна, а водное пространство между ними служит для них «кормыслом», и чем шире водное пространство, тем лучше будет остойчивость судна и даже при значительных высотах надпалубных конструкций

сильные боковые ветра не смогут нарушить остойчивость судна. Большие волны и волны, порожденные цунами, в открытом море для больших судов в продольном плане корпуса будут обтекать синусоидальную форму подводного корпуса, незначительно расшатывая судно. Встречные такие же волны из-за большой длины и ширины судна не смогут повлиять на остойчивость.

Прочность корпуса обеспечивается за счет синусоидальной формы подводной части (в поперечном сечении корпуса) с тремя волнами. Согнуть или сломать такой профиль практически невозможно. Оснащение корпуса палубами, продольными и поперечными переборками значительно укрепит корпус судна и в продольном плане.

Важнейшую роль в ходкости судна играет его подводная кормовая часть. Для обеспечения плавного отрыва измещенной воды в разных частях кормы и на разных глубинных уровнях, в корме судна предусмотрен редан 8 в верхней части, а в нижней части побортно конусообразное окончание днищевых конструкций, в вершинах которых выходят валы гребных винтов 12, что значительно повлияет на улучшение ходкости судна и уменьшение кавитационных процессов.

Месторасположение руля 13 относительно гребных винтов судна 12 в значительной мере облегчает ходкость судна, так как вихревые потоки, образованные гребными винтами 12 не воздействуют на перо руля 13, а «упираясь» в водяные массы, придадут судну дополнительное ускорение.

Предусмотренные рули 13, 14, установленные по килевой линии один в носу судна, другой в корме, при положении на борт будут менять курс судна, начиная с носовой части, а кормовой руль 13 будет отклонять корму. Кроме рулей 13, 14 в управлении судном могут участвовать и гребные винты 12, варьируя своими скоростями и направлением вращения винтов 12, поэтому такое судно сможет разворачиваться на месте без помощи извне.

Ширина сегмента большого радиуса днища 9 в нижней части должна быть не меньше двух диаметров круга, образованных радиусом сегмента цилиндров, из которых состоит контур бортов 2 со скулами до конструктивной ватерлинии 3. Это условие выбрано для свободного истечения измещенной воды, обтекающей внутренние борта корпуса 2 нижней части днища 9. Для облегчения истечения тех же потоков по этому «каналу» предусмотрено

смещение центров конусов рассекателей 10 носовой части корпуса, по горизонтальной линии в сторону килевой линии на $1/5$ радиуса сегмента цилиндра, образовавшего борта 2 судна со скулами от конструктивной ватерлинии 3 и до днища 9.

Такое смещение изменяет гидродинамические формы конусов, которые в свою очередь изменяют соотношение пропорций количества воды рассекаемой и вытесняемой носовой частью конусов рассекателей 10 с уменьшением в сторону килевой линии. Такое же смещение центров на таком же расстоянии, относительно того же самого радиуса, по той же самой горизонтальной линии предусмотрено в вершинах конусообразных конструкций 11 кормовой части судна, только в противоположную сторону от килевой линии. Это смещение должно рассеять обтекаемый поток в корме судна. Большие площади надпалубных конструкций можно рассматривать как площадки для установки солнечных батарей экономя электрическую энергию и, соответственно, расход топлива.

Выводы. Таким образом, за счет новой формы подводной части, а также наличия второго (дополнительного) руля, конусообразных рассекателей и впадин в носовой части подводного корпуса, обеспечивается большое водоизмещение и хорошая остойчивость. Такие суда будут иметь относительно небольшие габариты, необходимые для швартовки, будут хорошо управляемы и будут иметь более совершенные гидродинамические конструктивные характеристики подводной части корпуса, а так же большой запас прочности, что все вместе позволит конструировать суда, эффективные с энергетической точки зрения, а так же обеспечит безопасность мореплавания.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. МЕРС 60/4/35. Prevention of Air Pollution from Ships, Mandatory EEDI requirements. - Draft text for adding a new part to MARPOL Annex VI for regulation of the energy efficiency of ships.

2. Resolution МЕРС.213(63) Adopted on 2 March 2012 - 2012 Guidelines for the development of a ship energy efficiency management plan (SEEMP).

3. Пат. на винахід 114149 Україна, МПК (2017.01) В63В 1/100, В63В 1/02, В63В 1/10, В63В 1/12, В63В 1/16, В63В 1/40, В63В 3/14. Корпус судна / Делігіоз Г.Г., Парменова Д.Г. – № а 201601250; заявл. 12.02.16; опубл. 25.04.17, Бюл. № 8.

УДК 621.565.001.63

Подмазко О.С.
НУ «ОМА»

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ НАСАДОК УПОРЯДКОВАНОЇ СТРУКТУРИ ДЛЯ СУДНОВИХ АПАРАТІВ ЗВОЛОЖЕННЯ ПОВІТРЯ

Актуальність теми.

Аналіз проблеми дозволяє зробити висновок про безперечну необхідність проведення процесу зволоження повітря, для здійснення якого потрібне подальше удосконалення апаратного забезпечення, у рамках задач, які направлені на рішення питань “Indoor Air Quality” IAQ, та енергозбереження. При цьому слід зазначити, що протягом 20 років до 2004 р. спостерігалася майже повна відмова від зволожувачів повітря у скандинавських країнах, а в інших перевага надавалась на застосування парових зволожувачів, у зв’язку із антибактеріальними властивостями гарячого пару при $t \geq 100 \text{ }^{\circ}\text{C}$, не дивлячись на значні енергозатрати на організацію процесу. Іншим пристроям зволоження, у т.ч. плівковим насадковим апаратам випарного типу, які характеризуються натуральним природним процесом та найкращими енергетичними показниками, приділялось недостатньо уваги. Цей напрямок потребує нових фундаментальних та прикладних досліджень.

Метою дослідження є розробка ефективних зволожувальних пристроїв на базі нових типів регулярних насадок (РН) стосовно до суднових систем кондиціонування повітря.

Таблиця 1. Геометричні характеристики досліджених РН.

№ РН	Матеріал	d_c , мм	$F_{к.п.}$, м ²	π_c	$f_{к.п.}$, м ² /м ³
I	Міпласт	6,9	20,01	0,654	381
II		17,0	9,13	0,745	174
III	ПЕТ	6,0	29,4	0,243	560
IV	GLASdek 3	6,5	28,51	0,521	543
V	ПВХ	15,5	7,25	0,465	138
VI		18	4,78	0,465	91

Метод аналізу політропічних процесів зволоження повітря в щільних насадкових шарах РН при поперечноточної схеми контактування потоків, який є модифікованим варіантом рішення Учїда (Uchida H., Japan) у цілому для модуля та Мікклї (Mickley H.S., Massachusetts Institute of Technology, USA) для елементарної комірки, з урахуванням його розвитку в науковій групї проф. О.В. Дорошенка (ОТІХП).

Метод базується на наступних основних допущеннях: поперечноточний модуль зволожувача розбивається на ряд елементарних умовно протиточні $m \times n$ комірки, рис.1; інтенсивність процесів переносу для конкретних робочих умов в площинї насадки не змінюється: $N_{\Sigma} (kh) = \text{const}$, $\alpha\beta/h = \text{const}$; розподїл потоків в об'ємі модуля рівномірне, коефіцієнт зрошування $m_i = G_{ж} / G_{г} = \text{idem}$; зміна витрати $G_{ж}$ в процесї випарення не враховується; співвідношення Л'юїса $Le = 1$; величини поверхні переносу теплоти і маси однакові та дорівнюють геометричній поверхні РН: $F_t = F_m = F$.

Процес зволоження повітря в контактних апаратах описується рівняннями теплового балансу та тепловіддачі у відповідних фазах (1, 2):

$$\begin{aligned} dQ_{\Sigma,i} &= \frac{c_{ж} G_{ж}}{m} dt_{ж,i} \\ dQ_{\Sigma,i} &= \alpha_{ж} (t_{ж} - t^*)_i dF_i, \\ \rightarrow N_{ж} &= \alpha_{ж} \frac{G_{ж} G_{г}}{m F} = \int dt_{ж,i} / (t_{ж} - t^*)_i; \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} dQ_{\Sigma,i} &= -\frac{G_{г}}{n} dh_i \\ dQ_{\Sigma,i} &= \beta_h (h^* - h)_i dF_i, \\ \rightarrow N_{г} &= \frac{\beta_h G_{г}}{n F} = \int dh_i / (h^* - h)_i; \end{aligned} \quad (2)$$

а також рівнянням кінетики сумарного переносу теплоти (3):

$$\begin{aligned} dQ_{\Sigma,i} &= k_h (h'' - h)_i dF_i, \\ \rightarrow N_{\Sigma} &= \frac{k_h G_{г}}{n F} = \int dh_i / (h'' - h)_i, \end{aligned} \quad (3)$$

де $G_{г}$, $G_{ж}$ – витрати повітря і води в модулі, кг/с; $c_{ж}$ – теплоємність води, кДж/(кг·К); $t_{ж}$, t^* – температура води та поверхні розділу, оС; h'' , h^* – ентальпія насиченого повітря при $t_{ж}$ и t^* ,

відповідно, кДж/кг; F – площа поверхні контакту фаз, м²; α_j – коефіцієнт тепловіддачі у рідинній фазі, кВт/м²·К; β_h , K_h – приватний та загальний коефіцієнт переносу у газовій фазі, кг/(м²·с); N_g , N_j , N_Σ – числа одиниць переносу у газовій, рідинній фазах та сумарне, відповідно; i – номер комірки; m , n – числа розбиття модуля (число комірок) у напрямку руху потоків води та повітря.

Числа одиниць переносу (NTU) N_g , N_j , N_Σ , які визначають інтенсивність процесу тепломасопереносу, є розрахунковими величинами.

Метод аналізу ілюструється рис.1 та складається із встановлення рушійних сил процесу у контактуючих фазах, що в умовах поперечноточного модуля потребує проведення певних ітераційних процедур.

На першому етапі, допускається рівність $t^* = t_j$, і задаючись перепадом температур води $\Delta t_{j,i}$ в комірці 1.1, для якої відомі параметри потоків на вході, визначається число $N_{\Sigma,i}$ (4).

$$N_{\Sigma,i} = \frac{z \cdot a \cdot \Delta t_{j,i}}{(h_{вх}^n - h_{вх}^i) + (h_{вих}^n - h_{вих}^i - c \cdot \Delta t_{j,i})} \quad (4)$$

де $a = m_i C_j$; $вх$, $вих$ – позначення параметрів, які відносяться до входу та виходу комірки, наприклад, $h_{вих}^n$ – ентальпія насиченого повітря при температурі води на вході в комірку.

Виходячи із умови $N_{\Sigma,i} = \text{const}$ обчислюються значення температури води на виході кожної комірки $t_{j,вих,i}$, при цьому правильність завдання числа $N_{\Sigma,i}$ встановлюється відповідністю середньої розрахункової величини $t_{j,вих}$ в цілому для модуля його експериментальному значенню.

Графічні побудови в t, h - діаграмі за даною процедурою складаються з знаходження положення робочих ліній процесу в комірках $h_i = f(t_{j,i})$, які мають нахил α ($\text{tg } \alpha = c$, для комірки 1.1 – CD, рис.1), – за допомогою ліній, які проводяться під кутом β , $\text{tg } \beta = \pi$ (5), для комірки 1.1 – AB, рис.1.

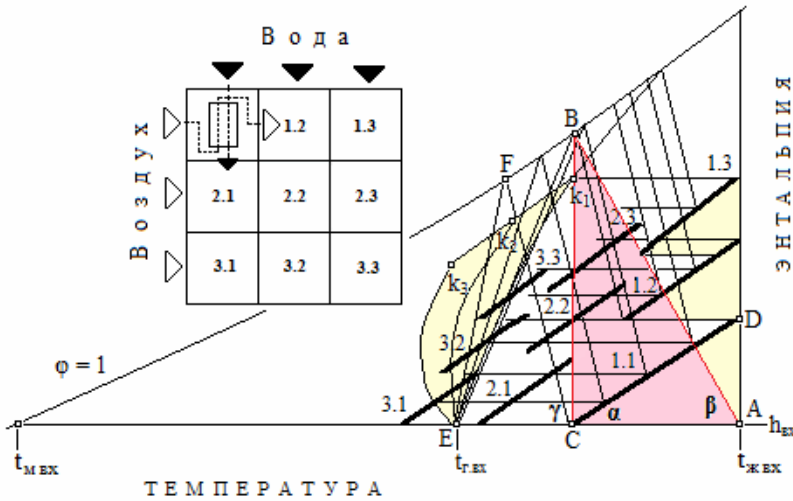


Рис.1. Графічна інтерпретація в t,h- діаграмі метода аналізу процесу в поперечноточному модулі зволожувача.

$$\pi = a \left(1 + \frac{2}{N_{\Sigma,i}} \right) - \frac{(h_{ex}^* - h_{ex})_i}{\Delta t_{m,i}} \tag{5}$$

Для визначення приватних чисел одиниць переносу N_g і N_h потрібне проведення другої ітерації, яка передбачає розрахунок температури повітря на виході із модуля $t_{g,вих}$ у пошуку справжнього значення співвідношення $a_j/\beta h$, яке встановлюється при умові $t_{g,вих} = t_{экс}$, що в t,h- діаграмі означає знаходження положення допоміжних робочих ліній процесу в комірках $h_i = f(t^*)_i$ та ліній зміни стану повітря $t_{r,i} = f(h_i)$ (на рис.1 – криві, які виходять із т.Е, із закінченням в точках k_1, k_2 и k_3 , відповідно коміркам кожного із рядів модуля). Побудова виконується за допомогою конгод: на рис.1 – ЕС і паралельних їй ліній, які проведені під кутом γ , $tg \gamma = a_j/\beta h$ (6), а також ліній, які зв'язують термічні ($t_{r,i}$) та калорічні (h_i) параметри повітря (7):

$$\alpha_{ж}/\beta_h = (h^* - h)_i / (t_{ж} - t^*)_i \quad (6)$$

$$dh_i/dt_{\tau,i} = (h^* - h)_i / (t_{\tau} - t^*)_i \quad (7)$$

Для аналізу експериментальних даних, які отримані в умовах проведення адіабатичного процесу, використовувався класичний метод Мак-Адамса.

У якості експериментальних зразків РН були використані сучасні насадки із полімерних матеріалів, а саме: міпласт та ПЕТ (Україна), GLASdek3 (Швеція), ПВХ (Нідерланди).

Було проведено експериментальне дослідження часового циклу зрошування насадки. На рис.2 представлено графік часу випаровування води з поверхні насадки τ в залежності від швидкості повітря w в живому перетині РН. Початковий час експозиції зрошування насадки 5 хв, що гарантує повне зрошування всієї поверхні.

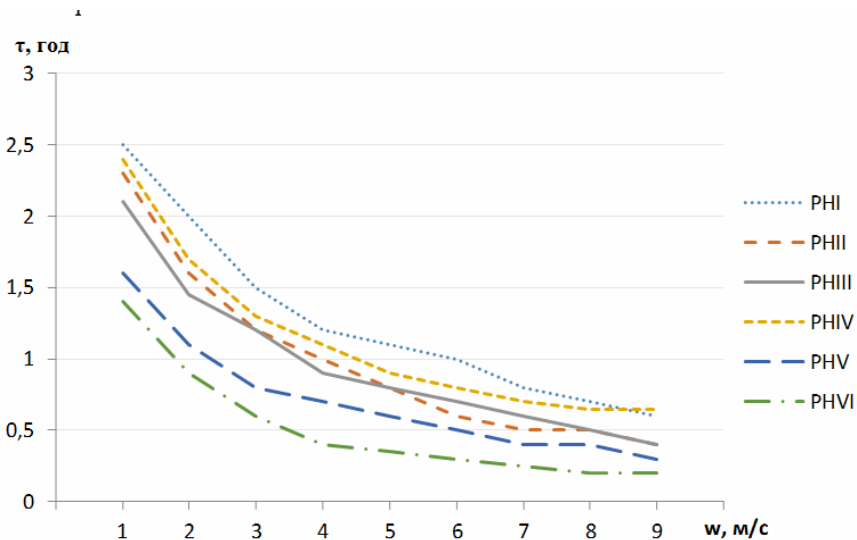


Рис.2. Залежність часу випаровування води τ з поверхні насадки від швидкості потоку повітря в живому перетині насадки w .

На рис.3 показана експериментальна залежність зміни температури плівки води t_w у часі при різних значеннях витрати повітря G_v . В процесі роботи зволожуючого пристрою після зрошування насадки температура плівки води зменшується разом із випаровуванням води до певного моменту часу, який виначає повне випаровування плівки, що фіксується ростом температури – показаннями термопар, що розміщені на робочій поверхні РН. Екстремум t пояснюється суттєвим зменшенням рідинного шару аж до «оголення» термопар.

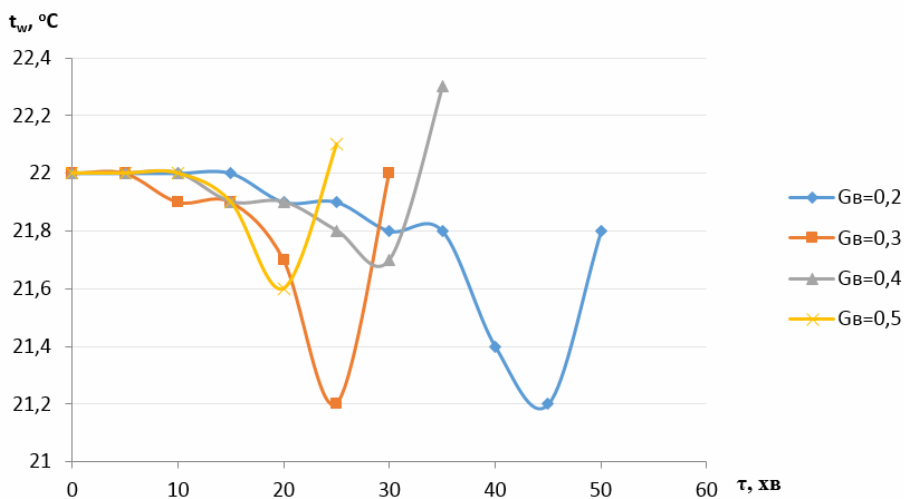


Рис.3. Зміна температури поверхні води t_w протягом часу t при різних масових витратах повітря G_v .

При аналізі характеристик поперечноточних насадок вагоме значення представляє інформація про розподіл газового та рідинного потоків у насадковому шарі, оскільки рівномірне зрошування верхнього шару РН не гарантує незмінності витрати рідини в кожному із каналів насадки. Результати дослідження цього питання відображені на рис.4, 5.

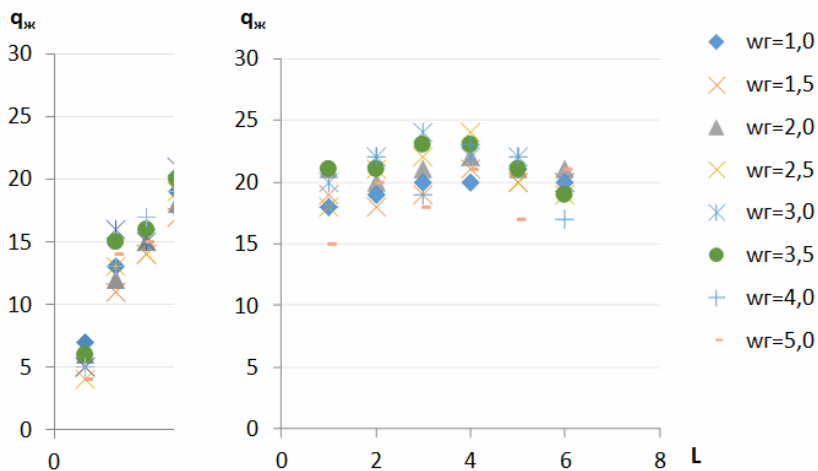


Рис.4. Розподіл питомої витрати води $q_{ж}$ за діною насадки L : ліворуч для РНІІ, РНV, РНVI і праворуч для РНІ, РНІІІ, РНІV, при відповідних швидкостях повітряного потоку $w_{Г}$.

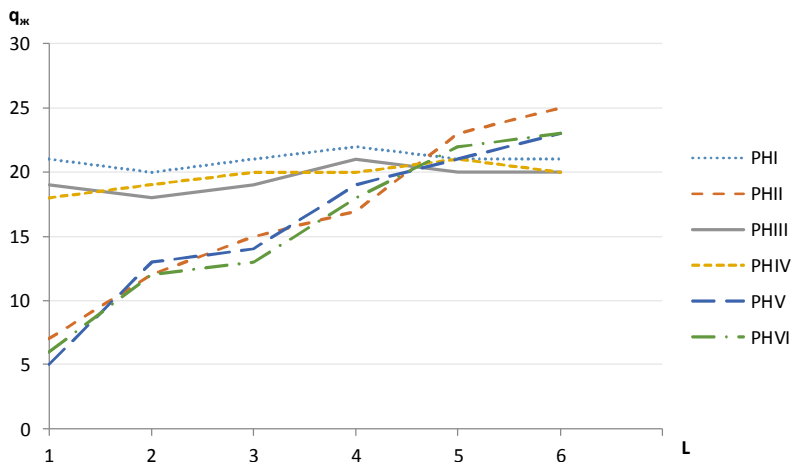


Рис.5. Розподіл питомої витрати води $q_{ж}$ за довжиною насадки L .

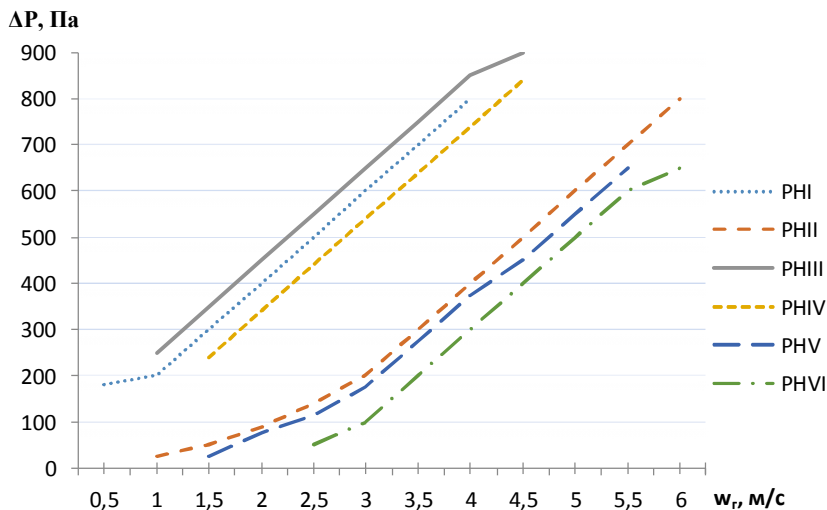


Рис.6. Залежність гідравлічного опору ΔP насадок від швидкості повітряного потоку w_G .

В результаті проведеного дослідження можна сформулювати наступні висновки:

вски:

- В насадках PHI, PHIII, PHIV забезпечується майже рівномірний розподіл рідини.
- Насадки PHII, PHV, PHVI характеризуються суттєвим віднесенням рідини.

Отримані емпіричні кінетичні залежності:

$$Sh = c \cdot Re_{\Gamma}^n \cdot Re_{\text{ж}}^m \quad (8)$$

Таблиця 2. Значення параметрів кінетичної залежності $Sh=f(Re_{\Gamma}, Re_{ж})$.

Тип РН	c	n	m	Re_{Γ}	$Re_{ж}$	$\delta_{cp}, \%$
PHI	12,4	0,42	0,28	1500...6000	42...180	6,3
PHII	165,4	0,34	0,37	1000...10000	55...300	4,9
PHIII	154,2	0,38	0,4	1000...10000	60...280	4,6
PHIV	144,1	0,36	0,36	1000...10000	50...300	4,0
PHV	8,6	0,65	0,24	1300...6500	55...170	5,9
PHVI	11,2	0,72	0,3	2000...8000	60...170	6,4

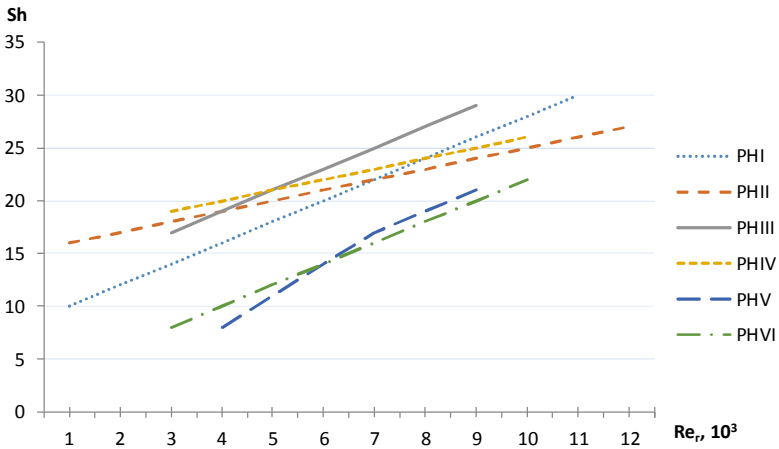


Рис.7. Залежність чисел Sh від чисел Re газопотоку для досліджуваних насадок при $Re_{ж} = 150$.

Кінетичні характеристики досліджуваних РН розглядалися із урахуванням енерговитрат на здійснення процесу. Використовувалася методика, яка запропонована в роботі Колева Н.:

$$E^* = \left(\frac{1}{N_{\Sigma}}\right) \cdot \left[\Delta P + \frac{H \cdot G_{ж} \cdot \rho_{\Gamma} \cdot g}{G_{\Gamma}}\right] \tag{9}$$

де E^* - питома витрата енергії, яка складається із сумарної роботи вентилятора і насоса, віднесеної до одного кубічного метру повітря і висоті насадки, яка відповідає одній одиниці переносу, Дж/м³.

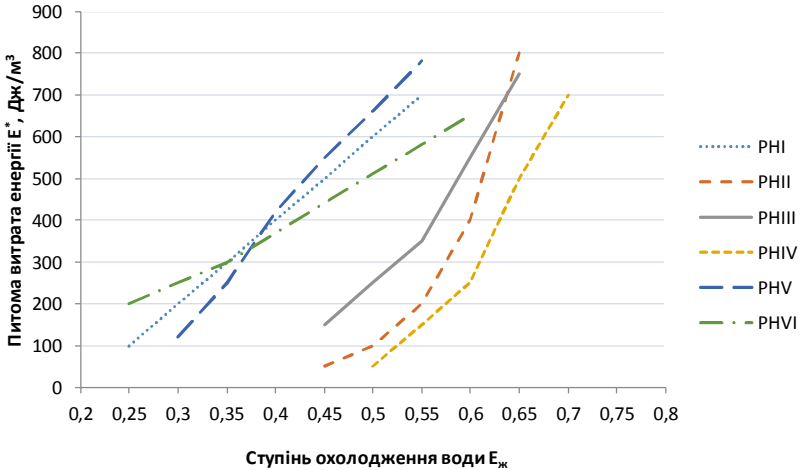


Рис.8. Залежність питомої витрати енергії E^* від $E_{ж}$ при $q_{ж} = 11 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$.

Із рис.8 видно, що при однакових значеннях числа $E_{ж}$ насадки РНІІ, РНІІІ і РНІV характеризуються меншими питомими затратами енергії E^* .

Використовуючи даний підхід був також розглянутий випадок дозованого зрошення насадки водою. Аналіз такої ситуації проводився із урахуванням відсутності затрат на роботу насосу.

$$E^* = \left(\frac{1}{N_F}\right) \cdot \left[\frac{\Delta P}{G_c}\right] \tag{10}$$

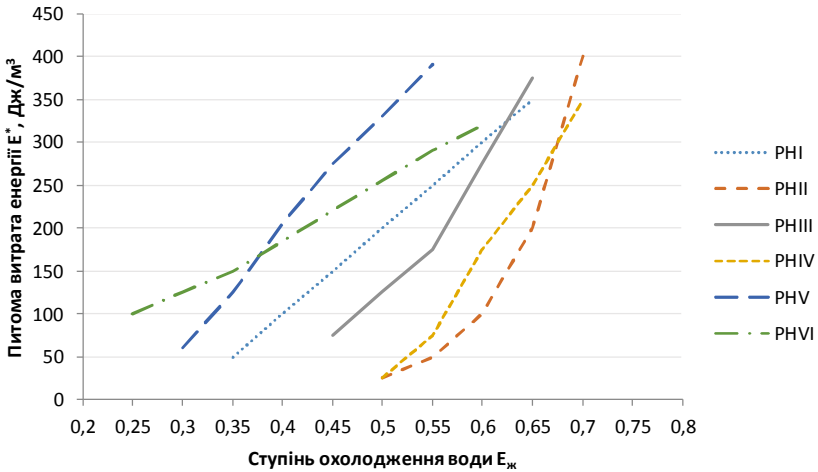


Рис.9. Залежність питомої витрати енергії E^* від $E_{ж}$ при $q_{ж} = 11 \text{ м}^3/\text{м}^2\text{ч}$ без урахування роботи насосу.

Відповідно отриманим даним можна зробити висновок відносно практичних рекомендацій: насадки РН, які складаються із листів ПЕТ та міпласта найбільш оптимальні за своїми якостями і характеристиками для використання в секціях зволоження СКП.

При вивченні областей застосування нових типів РН для зволоження повітря використовується метод оптимальних режимів проф. А.А. Римкевича (рис.10). Розглянуті всі класи тепловологістних навантажень приміщень. Для кожної зони зовнішнього клімату проведено порівняльний аналіз вихідної ТДМ СКП з умовами виконання ранжировок РА-2 і РА-3, за мінімізацією $G_{п}$ и $G_{ж}$, відповідно. При цьому весь зовнішній клімат умовно розподілен на дві зони: в першій витрата води зведена до мінімуму, у другій можливе отримання додаткової кількості вологи із атмосферного повітря.

Визначені границі зон:

$$\overline{\Delta d} = d_{н} - d_{в} + \frac{Q_{п}}{\varepsilon \cdot G_{н}}, \tag{11}$$

при $\overline{\Delta d} < 0$ – витрата $G_{ж}$ мінімізована,

при $\overline{\Delta d} > 0$ – отримаємо кількість $G_{ж}$ із атмосферного повітря.

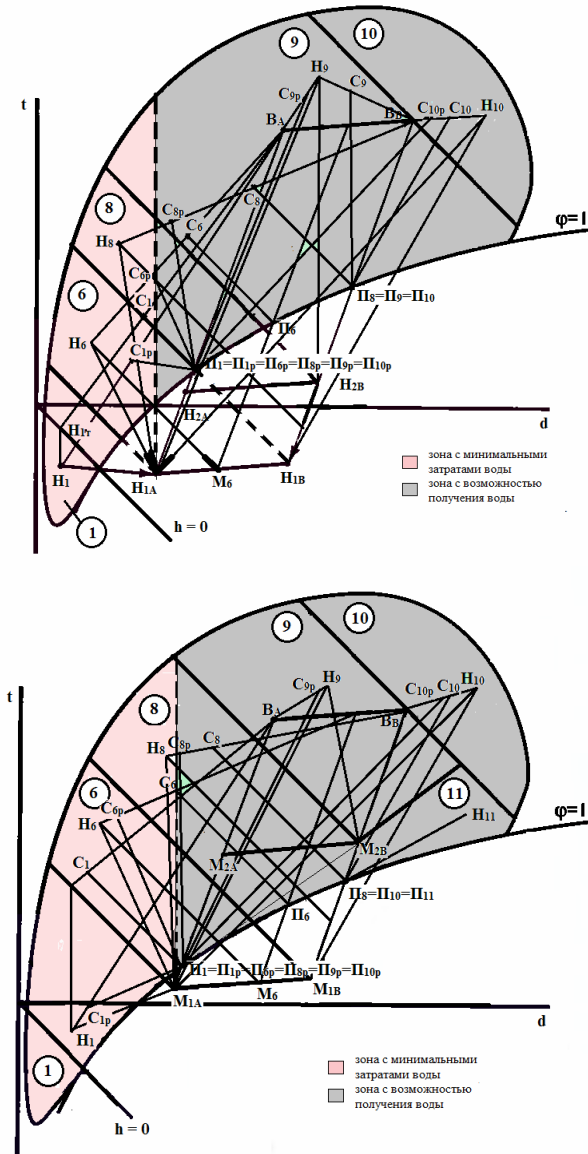


Рис.10. Обґрунтування використання РН для обробки зовнішнього повітря: ліворуч – другий клас навантажень, праворуч - третій.

Для приміщень (машинне відділення, котельня), а також об'єктів, що характеризуються значними тепловими навантаженнями, обробка зовнішнього повітря для всього річного циклу роботи СКП може забезпечуватися зволожувачами з РН, як універсальним контактним пристроєм.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Піщанська Н.О. Удосконалення поперечно точних апаратів зволоження повітря на основі насадок упорядкованої структури. – Афтореферат кандидатської дисертації.- Одеса, 2015.-22с.

2. Рымкевич А.А., Системный анализ оптимизации общеобменной вентиляции и кондиционирования воздуха. – СПб: «АВОК Северо – Запад», 2003. – 304 с.

УДК 621.43.68

Половинка Э.М.
НУ «ОМА»

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ОБРАЗОВАНИЯ ОКСИДОВ АЗОТА В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ

Проблема совершенствования экологических характеристик двигателей внутреннего сгорания является приоритетной как в эксплуатации, так и при создании новых моделей ДВС. В дизелях особое внимание уделяется снижению содержания оксидов азота (NO_x) в отработавших газах. Для исследований и инженерных разработок в этой области широко используются [1] как экспериментальные, так и расчётные методы. Последние [2] позволяют определять скорость образования NO_x по уравнениям, базирующимся на кинетических параметрах реакции окисления азота в цилиндре ДВС. Однако в силу большого количества факторов, влияющих на этот процесс, полученные уравнения отличаются невысокой точностью и в большинстве случаев требуют подгонки по экспериментальным данным.

В этой связи целесообразно создание статистических моделей на основании обработки материалов экспериментов. В данной статье рассматриваются результаты такой разработки применительно к высокооборотному дизелю [1].

Основные характеристики опытного двигателя: диаметр цилиндра 96 мм, ход поршня 105 мм, степень сжатия – 14,3, частота вращения – 1200 об/мин, среднее индикаторное давление 0,8 МПа.

Давление в цилиндре измерено с помощью датчика фирмы Kistler, средняя температура газов рассчитана по уравнению состояния, концентрация NO фиксировалось на выходе из цилиндра. Характерный график рабочего процесса представлена на рис. 1. Наряду с температурой показано изменение концентрации NO в зависимости от угла поворота вала двигателя. Данные по оксидам азота относятся к двум режимам с различным количеством ОГ, направленным на рециркуляцию.

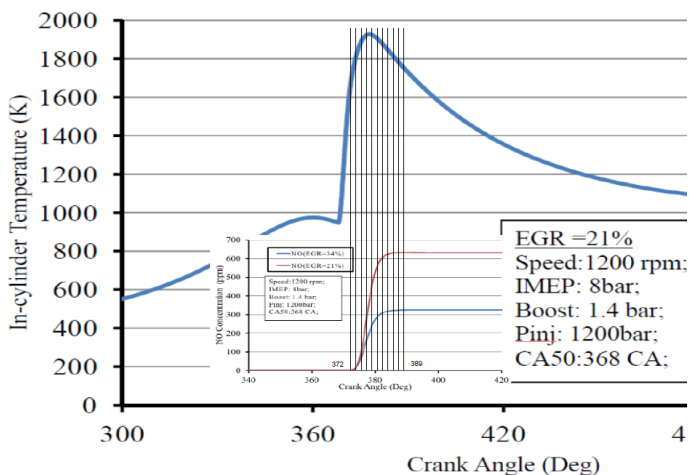


Рис.1. Средняя температура газов и содержание NO_x в цилиндре

При обработке приведенного материала рассмотрен период образования оксидов азота (от 372° до 389° ПКВ), представленный значениями 1-10 условной шкалы абсцисс. Для этих же делений установлены температуры в цилиндре и текущие концентрации NO_x . Причём параметры NO_x определены как в абсолютных, так и относительных величинах. Абсолютными являются показатели концентрации ($\text{ppm-чм} - 10^6 \text{ед}$), а относительными шкала 0-1 в диапазоне от начала реакции до максимального значения концентрации NO_x .

Полученные данные сведены в табл1.

Таблица 1. Параметры процесса образования NO в цилиндре двигателя

№ п/п	Период образования NO,	Средняя температура, К	Концентрация NO, ppm	Относительная концентрация NO
1	2	3	4	5
1	0	1670	0	0
2	1	1800	14	0,022
3	2	1900	110	0,173
4	3	1920	295	0,466
5	4	1930	450	0,709
6	5	1910	570	0,898
7	6	1890	610	0,961

1	2	3	4	5
8	7	1850	620	0,976
9	8	1810	628	0,989
10	9	1790	632	0,995
11	10	1750	635	1,0

Дальнейшая обработка полученных данных в пакете Статистика 10 проведена в двух вариантах: с представлением температуры в абсолютных и относительных величинах.

Получены зависимости концентрации NO (C_{NO} - c_{NO}) в функции от времени (ТМ- τ) и температуры (ТМР- T) в форме регрессионных уравнений различного порядка. Исходная информация с абсолютными значениями температуры дана в табл. 2.

Рассмотрены три варианта регрессионных уравнений : первого порядка, первого порядка с учётом взаимодействия независимых переменных и второго порядка.

Регрессионному уравнению первого порядка в символах пакета Статистика

$$C_{NO} = -2.2462 + 1.1568 * TM + 0.00126 * TMP$$

и математических символах

Таблица 2. Исходные данные для регрессионного анализа (температуры абсолютные)

	1 ТМ отн. ед.	2 ТМР град. К	3 CNO отн. ед.
1	0	1670	0,000
2	1	1800	0,022
3	2	1900	0,173
4	3	1920	0,466
5	4	1930	0,709
6	5	1910	0,898
7	6	1890	0,961
8	7	1850	0,976
9	8	1810	0,989
10	9	1790	0,995
11	10	1750	1,000

$$c_{NO} = -2.2462 + 0.11568 \tau + 0.00126 T$$

соответствуют статистики, приведенные в табл.3

Таблица 3. Статистические характеристики уравнения 1 порядка.

а)

Эффект	Одномерные критерии значимости для CNO				
	SS	Степени Свободы	MS	F	p
Св.член	0.0997	1.0000	0.0997	5.3566	0.0493
TM	1.4706	1.0000	1.4706	79.0097	0.0000
TMP	0.1076	1.0000	0.1076	5.7827	0.0429
Ошиб.	0.1489	8.0000	0.0186		

б)

Эффект	Оценки параметров									
	CNO Парам.	CNO Ст. Ош.	CNO t	CNO p	-95.00% Дов.инт	+95.00% Дов.инт	CNO Бета (?)	CNO Ст. Ош.2	-95.00% Дов.инт	+95.00% Дов.инт
Св.член	-2.2462	0.9705	-2.3144	0.0493	-4.4843	-0.0082				
TM	0.1157	0.0130	8.8887	0.0000	0.0857	0.1457	0.9299	0.1046	0.6887	1.1711
TMP	0.0013	0.0005	2.4047	0.0429	0.0001	0.0025	0.2516	0.1046	0.0103	0.4928

в)

Зависим. Перемен.	SS модели и SS остатков										
	Множест. R	Множест. R2	Скоррект R2	SS Модель	сс Модель	MS Модель	SS Остаток	сс Остаток	MS Остаток	F	p
CNO	0.9553	0.9125	0.8907	1.5537	2.0000	0.7768	0.1489	8.0000	0.0186	41.7360	0.0001

Основными параметрами регрессионных моделей являются следующие статистики:

• predictable values (предсказанные значения), PrY_i – значения Y , вычисленные по уравнению регрессии;

• Residuals (остатки), Res – разность между наблюдаемыми значениями и предсказанными:

$$Res = Y_i - PrY_i;$$

• SS (сумма квадратов Y_i , скорректированное на среднее):

$$SS = \sum_i (Y_i - \bar{Y})^2, \text{ где } \bar{Y} = \sum_i Y_i / n;$$

• SSPr (сумма квадратов PrY_i , скорректированное на среднее):

$$SSPr = \sum_i (PrY_i - \bar{Y})^2;$$

• SSRes (сумма квадратов остатков):

$$SS Res = \sum_i (PrY_i - Y_i)^2;$$

- R^2 (R^2 , R-square) = коэффициент детерминации. Характеризует разброс значений остатков около линии регрессии по отношению к общему разбросу значений.

Значение R^2 является индикатором степени подгонки модели к данным (значение R^2 близкое к 1, показывает, что модель объясняет почти всю изменчивость соответствующих переменных) ;

- R(Multiple R) - коэффициент множественной корреляции. Характеризует тесноту связи между предикторами и откликом;
- AdjustedR² — скорректированное R^2 с учетом числа параметров в регрессионном уравнении;
- Dependent – имя зависимой переменной;
- No of cases – число наблюдений, по которым построена регрессионная модель;
- Standard error of estimate - стандартная ошибка оценки, мера рассеяния наблюдаемых значений относительно регрессионной прямой;
- Intercept - оценка свободного члена b_0 регрессии, если выбрана регрессия, включающая свободный член;
- Std. Erro - стандартная ошибка оценки свободного члена ;
- t - значение t-критерия для проверки гипотезы о равенстве нулю свободного члена b_0 ;
- F – F-критерий Фишера;
- df – число степеней свободы;
- P(p-level) – уровень значимости ;
- Beta – стандартизованные регрессионные коэффициенты (веса), коэффициенты *Beta* оцениваются по стандартизованным данным, имеющим выборочное среднее, равное 0 и стандартное отклонение, равное 1. Поэтому величины *Beta* позволяет сравнить вклады каждого предиктора в предсказание отклика.
- сс – степень свободы;
- MS (средний квадрат) – сумма квадратов, обусловленная различием средних между группами.

С учетом межфакторного взаимодействия получено уравнение (в символах пакета и математических символах)

$$CNO=1.048-.9950*TM-.637E-3*TMP+.626E-3*TM*TMP$$

и

$$c_{NO} = 1.048 - .9950\tau - .637E-3T + .626 \cdot 10^{-3} \tau T.$$

Основные прогностические параметры этой модели включены в табл. 4.

Таблица 4. Статистические характеристики уравнения множественной регрессии с учетом межфакторного взаимодействия

Зависим. Перемен.	SS модели и SS остатков										
	Множест. R	Множест. R2	Скоррект R2	SS Модель	сс Модель	MS Модель	SS Остаток	сс Остаток	MS Остаток	F	p
CNO	0.9953	0.9906	0.9865	1.6865	3.0000	0.5622	0.0161	7.0000	0.0023	245.0639	#####

Уравнение полиномиальной регрессии второго порядка имеет вид

$$CNO = 35.1 + 4.0007 * TM - 0.02747 * TM^2 - 0.0376 * TMP + 9.95E-5 * TMP^2$$

и

$$c_{NO} = 35.1 - 0.400\tau - 0.0274\tau^2 - 0.0376T + 0.995 \cdot 10^{-5} T^2$$

Основные статистические параметры уравнения представлены в табл.5.

Таблица 5. Параметры уравнения регрессии второго порядка

Зависим. Перемен.	SS модели и SS остатков										
	Множест. R	Множест. R2	Скоррект R2	SS Модель	сс Модель	MS Модель	SS Остаток	сс Остаток	MS Остаток	F	p
CNO	0.9969	0.9937	0.9895	1.6919	4.0000	0.4230	0.0107	6.0000	0.0018	237.631	9.83E-07

Графическое представление полученных зависимостей можно получить, используя соотношение предсказанных и наблюдаемых величин (рис. 2), а также с помощью трехмерного изображения (рис. 3,4).

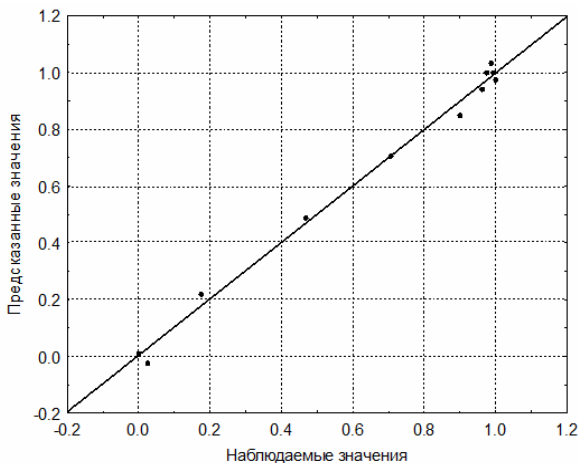


Рис.2. Наблюдаемые и предсказанные значения: зависимая переменная

CNO(уравнение второго порядка).

Рис.2-4 иллюстрируют высокие статистические характеристики полученных регрессионных уравнений. Наибольшие значения коэффициенты корреляции R , R^2 и Скорректированные R^2 имеют в уравнениях с межфакторным взаимодействием и второго порядка, представленные в табл.4,5 . На рис. 4 представлены решения регрессионного уравнения 2 порядка в области заданных значений времени и температуры в виде 3-мерной поверхности. Светлой линией с отметками нанесены экспериментальные данные.

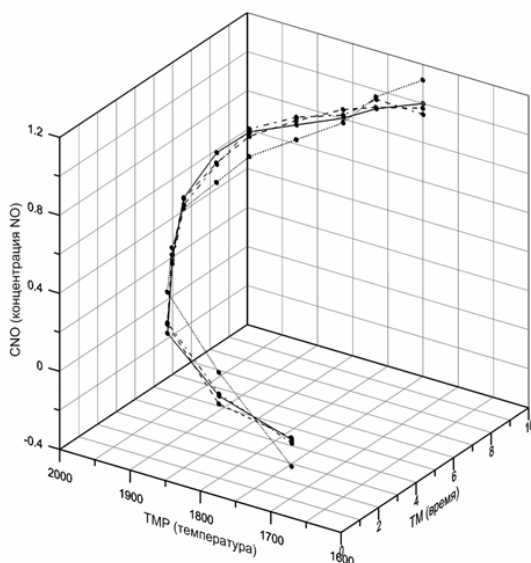


Рис.3 Совмещенные графики исходных данных и полученных из регрессии (абсолютные температуры) :

- исходные данные
- уравнение 1 порядка
- - - - - уравнение 2 порядка
- · - · - · уравнение, учитывающее межфакторный эффект

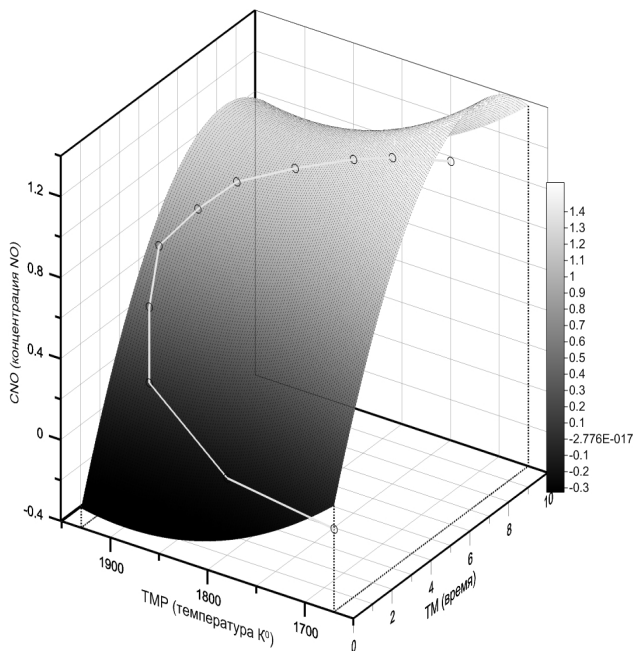


Рис. 4. Отображение решений регрессионного уравнения 2 порядка (абсолютные температуры)

Для оценки адекватности полученных моделей проведено и сравнение расчетных параметров с исходными данными. Результаты включены в табл.5. В таблице использованы следующие обозначения: CNO – экспериментальные данные, CNO_1 – для уравнения 1 порядка, CNO_2 – для уравнения с учетом межфакторного взаимодействия, CNO_3 – для уравнения 2 порядка.

Таблица 5. Расчётные и исходные параметры уравнений регрессии

Время(ТМ)	Темп(ТМР)	CNO	CNO_1	CNO_2	CNO_3
0	1670	0	-0.079	-0.0161	0.0092
1	1800	0.022	0.2057	0.0335	-0.0197
2	1900	0.173	0.4514	0.2275	0.2180
3	1920	0.466	0.5931	0.4475	0.4887
4	1930	0.709	0.7218	0.6738	0.7034
5	1910	0.898	0.8115	0.8378	0.8442
6	1890	0.961	0.9012	0.9767	0.9381
7	1850	0.976	0.9649	1.0157	0.9970
8	1810	0.989	1.0286	1.00455	1.0328
9	1790	0.995	1.1183	1.0432	1.0016
10	1750	1	1.182	0.9444	0.9753

Выводы

Моделирование процессов образования NO в ДВС целесообразно проводить с помощью статистических уравнений на основании экспериментальных данных.

Построены регрессионные уравнения для участка индикаторного процесса, соответствующего периоду формирования NO.

Модели имеют высокие прогностические свойства. Максимальное значение коэффициента корреляции 0.997 обеспечивает уравнение второго порядка.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Fangfang Lin. Control Oriented NO_x and Soot Emission Estimation for Diesel Engine// Electronic Theses and Dissertations. Paper 5368.- University of Windsor, 2012.-p.82 .- <http://scholar.uwindsor.ca/cgi/viewcontent.cgi?article=6367&context=etd>
2. John B. Heywood. Internal Combustion Engine Fundamentals.- McGraw-Hill, Singapore, 1988.-p.930

УДК 629.12.03

Попов В.Г.
НУ «ОМА»

ЗАСТОСУВАННЯ ФУНКЦІЙ ГРІНА ПРИ МАТЕМАТИЧНОМУ МОДЕЛЮВАННІ ГІДРОДИНАМІКИ ПОТОКУ В ПОРОЖНИНАХ ОХОЛОДЖЕННЯ

Вступ. Вивчення процесу теплообміну в системах охолодження ДВЗ вимагає знання розподілу швидкостей охолоджуючої рідини. Експериментальне дослідження гідродинаміки потоку рідини в порожнинах охолодження, зокрема втулок циліндрів, пов'язано із значними технічними труднощами. Ці труднощі пов'язані з необхідністю розміщення у цих порожнинах вимірювальної апаратури і передаванням сигналів від неї до реєструючих пристроїв. Тому доцільним є математичне моделювання руху рідини у контурі охолодження втулки циліндру. Недоліком існуючих математичних моделей, дивись наприклад [1], є процедура усереднення швидкості по ширині зазору, а також зміна геометрії області течії. Вона полягає у розгортці циліндричної порожнини у прямокутну. Але розподіли швидкостей у прямокутній області і циліндричній є різними. Окрім того, ці області не є геометрично еквівалентними оскільки не співпадають зовнішній і внутрішній радіуси циліндра. В поданій роботі пропонується математична модель гідродинаміки потоку в області охолодження втулки циліндру яке не використовує названі вище припущення.

Ця модель ґрунтується на математичному апараті скінченних інтегральних перетворень і функції Гріна одновимірних крайових задач.

Формулювання проблеми. Розглянемо задачу математичного моделювання гідродинаміки охолоджуючої рідини в контурі охолодження втулки циліндра. Є різні способи подавання і відведення рідини у контур охолодження [1]. Для визначеності зупинимось на випадку, коли вона подається у зарубашечну щілину знизу, а відведення води відбувається згори (Рис. 1) [1]

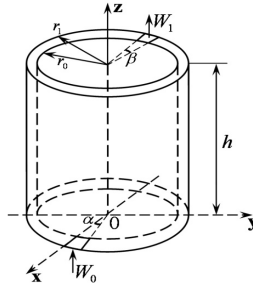


Рис. 1.

Рух рідини будемо розглядати у циліндричній системі координат $Ox\theta z$, центр якої збігається з центром нижньої основи циліндру, а вісь співпадає з віссю циліндру (Рис.1). Подавання рідини здійснюється зі швидкістю W_0 через отвір $r_0 \leq r \leq r_1$, $0 \leq \theta \leq \alpha$, а відведення відбувається через отвір $r_0 \leq r \leq r_1$, $\pi < \theta < \pi + \beta$ зі швидкістю W_1 .

Будемо вважати, що швидкість подавання і відведення рідини на протязі довгого часу не змінювалась і її течія стала стаціонарною і незалежною від часу. За таких умов необхідно визначити рух рідини у циліндричній щілині, що визначається наступними нерівностями

$$r_0 < r < r_1, \quad 0 \leq \theta < 2\pi, \quad 0 < z < h.$$

Він визначається системою рівнянь Нав'є-Стокса у циліндричній системі координат [2] для стаціонарного руху нестисливої рідини. Ці рівняння у векторній формі мають вигляд [2]

$$\frac{1}{2} \text{grad}(\vec{v} \cdot \vec{v}) - \vec{v} \cdot \text{rot}(\vec{v}) = -\frac{1}{\rho} \text{grad}(p) + \nu (\text{grad} \text{div}(\vec{v}) - \text{rot} \text{rot}(\vec{v})) \quad (1)$$

Тут введено наступні позначення: $\vec{v} = (v_r, v_\theta, v_z)$ - вектор швидкостей, v_r, v_θ, v_z - відповідно радіальна, кутова і повздовжня компоненти вектора швидкостей, p - тиск у рідині, ν, ρ - в'язкість і густина рідини. Усі векторні операції у (1) і далі розглядаються у циліндричних координатах [6].

До рівняння (1) ще слід додати рівняння суцільності, яке для нестисливої рідини має вигляд [2]

$$\text{div}(\vec{v}) = 0 \quad (2)$$

Внаслідок нелінійності можливе лише числове розв'язання системи диференціальних рівнянь (1), (2). Але за деяких природних

припущеннях, що ґрунтуються на особливостях руху охолоджувальної рідини, можливе і аналітичне розв'язання. Як правило, швидкості руху рідини у контурі охолодження втулки циліндру є невеликими (0.01 – 0.05 м/с) і її течія є близькою до безвихрової [1]. На підставі цього робимо припущення щодо безвихрової течії охолоджувальної рідини. Але тоді [2]

$$\operatorname{rot}(\vec{v}) = 0 \quad (3)$$

Рівність (3) і рівняння суцільності дають можливість здійснити наступні перетворення рівняння (1)

$$\frac{1}{2} \operatorname{grad}(\vec{v} \cdot \vec{v}) = -\frac{1}{\rho} \operatorname{grad}(p),$$

або

$$p = -\frac{1}{2}(\vec{v} \cdot \vec{v}) + \operatorname{const} \quad (4)$$

Остання рівність дозволяє з точністю до довільної сталої визначити тиск у рідині, за умови відомого вектора швидкостей. З механіки рідини [2] відомо, що безвихрова течія є потенціальною, тобто існує функція $\varphi(r, \theta, z)$ яка називається потенціалом швидкостей, така що

$$\vec{v} = \operatorname{grad}(\varphi), \quad u_r = \frac{\partial \varphi}{\partial r}, \quad u_\theta = \frac{1}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial \theta}, \quad u_z = \frac{\partial \varphi}{\partial z} \quad (5)$$

Підставимо (5) у рівняння суцільності (2) і скористаємось відомим співвідношенням [6]

$$\operatorname{div} \operatorname{grad}(\varphi) = \Delta \varphi,$$

де Δ - оператор Лапласа, у даному випадку у циліндричних координатах. Знайдемо, що потенціал швидкостей задовольняє рівнянню Лапласа:

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} = 0 \quad (6)$$

Це рівняння природно розглядається з граничними умовами непроникливості на поверхні порожнини охолодження. Тоді на бічних поверхнях маємо

$$u_r(r_0, \theta, z) = \frac{\partial \varphi}{\partial r}(r_0, \theta, z) = 0, \quad v_r(r, \theta, z) = \frac{\partial \varphi}{\partial r}(r, \theta, z) = 0 \quad (7)$$

Умови на торцевих поверхнях записуються у наступному вигляді:

$$v_z(r, \theta, 0) = \frac{\partial \varphi}{\partial z}(r, \theta, 0) = \begin{cases} W_0, & 0 < \theta < \alpha \\ 0, & \theta \geq \alpha \end{cases}, \quad r \in [r_0, r_1] \quad (8)$$

$$v_z(r, \theta, h) = \frac{\partial \varphi}{\partial z}(r, \theta, h) = \begin{cases} W_1, & \pi < \theta < \pi + \beta \\ 0, & \theta \notin [\pi, \pi + \beta] \end{cases},$$

Таким чином, при здійснених припущеннях модель течії охолоджувальної рідини приведе до розв'язання рівняння Лапласа (4) з граничними умовами (7), (8).

Розв'язання сформульованої задачі. Розв'язок крайової задачі (6) - (8) може бути побудований методом інтегральних перетворень з використанням функції Гріна одновимірної крайової задачі. Почнемо з застосування до (6) і граничних умов (7), (8) повного скінченного перетворення Фур'є за формулами [3]:

$$\varphi_k(r, z) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \varphi(r, \theta, z) e^{ik\theta} d\theta, \quad \varphi(r, \theta, z) = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} \varphi_k(r, z) e^{-ik\theta}; \quad (9)$$

Причому слід врахувати формулу для зображення другої похідної [3], яка за умов: $\varphi(r, 0, z) = \varphi(r, 2\pi, z)$, $\varphi'(r, 0, z) = \varphi'(r, 2\pi, z)$ має наступний вигляд

$$\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} e^{ik\theta} d\theta = -k^2 \varphi_k(r, z)$$

Внаслідок дії цим перетворенням на рівняння і граничні умови відносно Фур'є-зображень приходимо до граничної задачі:

$$\frac{\partial^2 \varphi_k}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \varphi_k}{\partial r} - \frac{\kappa^2}{r^2} \varphi_k + \frac{\partial^2 \varphi_k}{\partial z^2} = 0, \quad k = 0, \pm 1, \pm 2, \dots$$

$$\frac{\partial \varphi_k}{\partial r}(r_0, z) = 0, \quad 0 < z < h, \quad (10)$$

$$\frac{\partial \varphi_k}{\partial z}(r, 0) = W_{1k}(r), \quad \frac{\partial \varphi_k}{\partial z}(r, h) = W_{0k}(r), \quad r_0 < r < r_1.$$

У (10) позначено

$$W_{0k}(r) = \frac{1}{2\pi} \int_0^{\alpha} W_1(r, \theta) e^{ik\theta} d\theta,$$

$$W_{1k}(r) = \frac{1}{2\pi} \int_{\pi}^{\pi+\beta} W_2(r, \theta) e^{ik\theta} d\theta, \quad k = 0, \pm 1, \pm 2, \dots \quad (11)$$

Далі до (8) застосуємо скінченне косинус-перетворення Фур'є, яке визначається формулами [3]

$$\Phi_{km}(r) = \int_0^h \varphi_m(r, z) \cos(\alpha_m z) dz, \quad \alpha_m = \frac{\pi m}{h}, \quad m = 0, \pm 1, \pm 2, \dots \quad (12)$$

$$\varphi_k(r, z) = \frac{1}{h} \left(\Phi_{k0}(r) + 2 \sum_{m=1}^{\infty} \Phi_{km}(r) \cos \alpha_m z \right)$$

Для цього інтегрального перетворення, має місце наступна формула перетворення другої похідної, яка виводиться послідовним інтегруванням частинами:

$$\int_0^h \frac{\partial^2 \varphi_k}{\partial z^2} \cos(\alpha_m z) dz = (-1)^m W_{1k}(r) - W_{0k}(r) - \alpha_m^2 \Phi_{km}(r)$$

Після застосування перетворення (12), з (10) маємо наступну одномірну крайову задачу для звичайного диференціального рівняння другого порядку

$$\Phi_{km}''(r) + \frac{1}{r} \Phi_{km}'(r) - \left(\alpha_m^2 + \frac{\kappa^2}{r^2} \right) \Phi_{km} = f_{km}(r),$$

$$f_{km}(r) = W_{0k}(r) - (-1)^m W_{1k}(r), \quad m = 0, 1, 2, \dots \quad (13)$$

$$\Phi'_{km}(r_0) = 0, \quad \Phi'_{km}(r_1) = 0$$

Якщо $m \neq 0$, то і $\alpha_m \neq 0$, рівняння (13) є неоднорідним диференціальним рівнянням Бесселя [4], [5].

Розв'язок одновимірної граничної задачі (13) будемо шукати методом функції Гріна [3].

Функцією Гріна цієї граничної задачі називається функція двох змінних $G(r, \eta)$, визначена у квадраті $r_0 \leq r, \eta \leq r_1$ і яка задовольняє умови:

1. Є розв'язком однорідного рівняння (13);
2. Неперервна у цьому квадраті, включно з діагоналлю:

$$G(\eta + 0, \eta) = G(\eta - 0, \eta)$$

3. Похідна по змінній r неперервна всюди, окрім діагоналі квадрата де вона має розрив першого роду з наступним стрибком:

$$\frac{\partial G}{\partial r}(\eta + 0, \eta) - \frac{\partial G}{\partial r}(\eta - 0, \eta) = 1$$

4. По змінній r задовольняє граничні умови з (13):

$$\frac{\partial G}{\partial r}(r_0, \eta) = 0; \quad \frac{\partial G}{\partial r}(r_1, \eta) = 0$$

Якщо функція Гріна побудована, то для будь якої правої частини $f_{km}(r)$ розв'язок одновимірної граничної задачі (13) подається формулою:

$$\Phi_{km}(r) = \int_{r_0}^{r_1} f_{km}(\eta) G(\eta, r) d\eta \quad (14)$$

Рівняння (13) має два лінійно незалежних розв'язки які є циліндричними функціями (функціями Бесселя) першого і другого роду [4], [5] $J_k(\alpha_m r)$, $Y_k(\alpha_m r)$. Тому [3] функцію Гріна слід шукати у вигляді

$$G(r, \eta) = \begin{cases} a_1(\eta) J_k(\alpha_m r) + a_2(\eta) Y_k(\alpha_m r), & r_0 \leq r < \eta \\ b_1(\eta) J_k(\alpha_m r) + b_2(\eta) Y_k(\alpha_m r), & \eta < r \leq r_1 \end{cases} \quad (15)$$

Невідомі коефіцієнти $a_j(\eta)$, $b_j(\eta)$, $j=1,2$ визначаються з умов 2-4 визначення функції Гріна. Підстановка виразу (15) у ці умови приводить до наступної системи чотирьох лінійних алгебраїчних рівнянь відносно $a_1(\eta)$, $a_2(\eta)$, $b_1(\eta)$, $b_2(\eta)$:

$$\begin{cases} a_1(\eta) J'_k(\alpha_m r) + a_2(\eta) Y'_k(\alpha_m r) = 0 \\ b_1(\eta) J'_k(\alpha_m r) + b_2(\eta) Y'_k(\alpha_m r) = 0 \\ a_1(\eta) J_k(\alpha_m r) + a_2(\eta) Y_k(\alpha_m r) - b_1(\eta) J_k(\alpha_m r) - b_2(\eta) Y_k(\alpha_m r) = 0 \\ a_1(\eta) J'_k(\alpha_m r) + a_2(\eta) Y'_k(\alpha_m r) - b_1(\eta) J'_k(\alpha_m r) - b_2(\eta) Y'_k(\alpha_m r) = -1 \end{cases}$$

В результаті розв'язання цієї системи знаходимо

$$a_1(\eta) = \eta \frac{A_{km}(\eta)}{D_{km}} Y'_k(\alpha_m r_0), \quad a_2(\eta) = -\eta \frac{A_{km}(\eta)}{D_{km}} J'_k(\alpha_m r_0),$$

$$b_1(\eta) = \eta \frac{B_{km}(\eta)}{D_{km}} Y'_k(\alpha_m r_1), \quad b_2(\eta) = \eta \frac{B_{km}(\eta)}{D_{km}} J'_k(\alpha_m r_1)$$

де

$$A_{km}(\eta) = J_k(\alpha_m \eta) Y'_k(\alpha_m r_1) - Y_k(\alpha_m \eta) J'_k(\alpha_m r_1)$$

$$B_{km}(\eta) = J_k(\alpha_m \eta) Y'_k(\alpha_m r_0) - Y_k(\alpha_m \eta) J'_k(\alpha_m r_0)$$

$$D_{km} = \frac{2}{\pi} \left(J'_k(\alpha_m r_0) Y'_k(\alpha_m r_1) - Y'_k(\alpha_m r_0) J'_k(\alpha_m r_1) \right)$$

Далі з (15) отримаємо

$$G(r, \eta) = \eta G_{km}(r, \eta), \quad m \neq 0$$

$$G_{km}(r, \eta) = \begin{cases} \frac{A_{km}(\eta)B_{km}(r)}{D_{km}}, & r_0 \leq r < \eta \\ \frac{A_{km}(r)B_{km}(\eta)}{D_{km}}, & \eta < r \leq r_1 \end{cases} \quad (16)$$

Тепер за формулою (14) при $m \neq 0$ розв'язок (13) дорівнює

$$\Phi_{km}(r) = \int_{r_0}^{\eta} \eta f_{km}(\eta) G_{km}(r, \eta) d\eta \quad (17)$$

Нехай тепер $m = 0$. Тоді рівняння (13) набуває вигляду:

$$\Phi_{k0}''(r) + \frac{1}{r} \Phi_{k0}'(r) - \frac{k^2}{r^2} \Phi_{k0} = f_{k0}, \quad (18)$$

а граничні умови залишаються тими самими. Якщо при цьому $k \neq 0$, то фундаментальну систему розв'язків утворюють функції r^k і r^{-k} . Тому функцію Гріна у цьому випадку слід розшукувати у вигляді

$$G(r, \eta) = \begin{cases} a_1(\eta)r^{-k} + a_2(\eta)r^k, & r_0 \leq r < \eta \\ b_1(\eta)r^{-k} + b_2(\eta)r^k, & \eta < r \leq r_1 \end{cases} \quad (19)$$

Після задовольнення умов 2-4 і розв'язання отриманої системи рівнянь приходимо до наступного подання функції Гріна

$$G(r, \eta) = \eta G_{k0}(r, \eta)$$

$$G_{k0}(r, \eta) = \begin{cases} \frac{A_{k0}(\eta)B_{k0}(r)}{D_{k0}}, & r_0 \leq r < \eta \\ \frac{A_{k0}(r)B_{k0}(\eta)}{D_{k0}}, & \eta < r \leq r_1 \end{cases} \quad (20)$$

$$A_{k0}(\eta) = \left(\frac{\eta}{r_1}\right)^k + \left(\frac{\eta}{r_1}\right)^{-k}; \quad B_{k0}(\eta) = \left(\frac{\eta}{r_0}\right)^k + \left(\frac{\eta}{r_0}\right)^{-k}; \quad D_{k0} = 2k \left(\left(\frac{r_0}{r_1}\right)^k - \left(\frac{r_1}{r_0}\right)^k \right)$$

Тоді розв'язок граничної задачі (13) при $m = 0$, $k \neq 0$ згідно з (14) дорівнює

$$\Phi_{k0}(r) = \int_{r_0}^{\eta} \eta f_{k0}(\eta) G_{k0}(r, \eta) d\eta \quad (21)$$

Залишилось розглянути випадок, коли $k=0$ і $m=0$. В цьому випадку з (13) отримаємо наступну одномірну крайову задачу

$$\Phi_{00}''(r) + \frac{1}{r}\Phi_{00}'(r) = f_{00}(r), \quad \Phi_{00}'(r_0) = 0, \quad \Phi_{00}'(r_1) = 0. \quad (22)$$

Доведемо, що права частина цього рівняння дорівнює нулю. Дійсно, для нестисливої рідини витрати через вхідний Q_0 і вихідний Q_1 отвори мають бути однаковим: $Q_0 = Q_1$. Маємо згідно (11):

$$Q_0 = 2\pi \int_{r_0}^{r_1} \int_0^{\alpha} W_0(r, \theta) r dr d\theta = 4\pi^2 \int_{r_0}^{r_1} r W_{00}(r) dr,$$

$$Q_1 = 2\pi \int_{r_0}^{r_1} \int_{\pi}^{\pi+\beta} W_1(r, \theta) r dr d\theta = 4\pi^2 \int_{r_0}^{r_1} r W_{10}(r) dr.$$

Отримаємо рівність, що впливає з рівняння витрат рідини

$$4\pi^2 \int_{r_0}^{r_1} r W_{00}(r) dr = 4\pi^2 \int_{r_0}^{r_1} r W_{10}(r) dr.$$

або

$$4\pi^2 \int_{r_0}^{r_1} r (W_{00}(r) - W_{10}(r)) dr = 0.$$

Таке можливо тільки тоді, коли

$$W_{00}(r) - W_{10}(r) \equiv 0.$$

Але це означає що

$$f_{0r} = W_{00}(r) - W_{10}(r) = 0.$$

Отже, маємо однорідне диференціальне рівняння з нульовими граничними умовами. Така крайова задача має лише нульовий розв'язок (22) є $\Phi_{00}(r) \equiv 0$.

Остаточно за формулами обернених перетворень (9), (12) знаходимо потенціал швидкостей

$$\varphi(r, \theta, z) = \frac{1}{h} \sum_{k=-\infty}^{+\infty} e^{-ik\theta} \int_{r_0}^{r_1} \eta f_{k0}(\eta) G_{k0}(r, \eta) d\eta +$$

$$+ \frac{2}{h} \sum_{k=-\infty}^{+\infty} e^{-ik\theta} \sum_{m=1}^{+\infty} \cos \alpha_m z \int_{r_0}^{r_1} \eta f_{km}(\eta) G_{km}(r, \eta) d\eta. \quad (23)$$

Тепер за формулами можна визначити компоненти вектора швидкості у будь якій точці порожнини охолодження.

Висновки. Запропонована більш досконала математична модель руху охолоджувальної рідини в порожнині охолодження втулки циліндру. Математичним підґрунтям створеної моделі є апарат скінчених інтегральних перетворень і функцій Гріна одновимірних крайових задач. Ця модель з одного боку дозволяє уникнути процедури усереднення швидкостей за радіальною координатою і заміни реальної циліндричної області прямокутною. З іншого боку в межах цієї моделі можливе аналітичне моделювання за будь-якої схеми подавання охолоджувальної рідини у контур охолодження втулки циліндру.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Р.М. Петриченко, С.А. Батурич, Ю.Н. Исаков и др. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС. – Л.: Машиностроение, 1990. – 328 с.
2. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. М.:Дрофа, 2003. – 840 с.
3. Г.Я. Попов, В.В. Реут, Н.Д. Вайсфельд Рівняння математичної фізики. Метод інтегральних перетворень. 2005. – 184 с.
4. Бейтман Г., Эрдейи А. Высшие трансцендентные функции. Т.2. – М.:Наука, 1965. – 295 с.
5. Кузнецов Д.С. Специальные функции. М.:«Высшая школа», 1965ю – 426 с.
6. Г. Корн, Т. Корн Справочник по математике для научных работников и инженеров. М. – 1973. – 832 с.

УДК 551.46.09.

Ярошенко В.М., Кіріс В.О.
НУ «ОМА»

ЕКСЕРГЕТИЧНИЙ МЕТОД ОЦІНКИ ЕФЕКТИВНОСТІ ХОЛОДИЛЬНИХ СИСТЕМ

Постановка проблеми та її зв'язок з науковими та практичними задачами. При проектуванні, експлуатації та модернізації систем штучного холоду необхідно оцінювати термодинамічну ефективність не тільки холодильної машини, яка є генератором холоду, але і всієї системою каналізації і використання холоду. У деяких випадках досить висока термодинамічна ефективність холодильної машини може істотно відрізнятись від реальних енергетичних показників холодильної системи. Це може обумовлюватися ексергетичними втратами в допоміжних теплообмінниках, насосах, вентиляторах, низькою ефективністю теплової ізоляції, непередбаченими експлуатаційної витратами і т.д. Особливе значення ці питання набувають для транспортних холодильних систем в тому числі і для морського транспорту, коли проблеми надійності, безпеки, металоемності, а, іноді, і забезпечення водою в умовах обмеженого традиційного суднового водопостачання ставляться вище ексергетичних втрат і термодинамічної ефективності.

Аналіз досліджень та публікацій. Рівень термодинамічної досконалості холодильних систем в деяких випадках найбільш зручно і просто розраховувати на основі ексергетичного методу, який, як відомо, має переваги по відношенню до класичного методу циклів, перш за все завдяки своїй простоті та універсальності. Однак, слід підкреслити, що обидва методи по суті являються ідентичними, так як базуються на законах термодинаміки і дають однаковий результат, використовуючи при цьому аналогічні за кількістю і якістю вихідні дані [1,2].

Термодинамічну ефективність холодильної машини (генератора холоду) можна оцінювати за допомогою ексергетичного коефіцієнту корисної дії, який являє собою відношення ексергетичної холодопродуктивності машини (E_{Q_0}) до необхідної механічної (електричної) потужності (N) і розраховується за відомою формулою

$$\eta_x = \frac{E_{Q_0}}{N} = \frac{Q_0(T_{cp} - T_o)}{NT_o}$$

де: T_{cp} T_o - температури відповідно зовнішнього середовища і кипіння

холодильного агента, К;

Q_o – холодильна потужність машини, кВт;

Загальновідомо, що величина цього коефіцієнту залежать від багатьох факторів у тому числі від температури зовнішнього середовища, температурного рівня холоду, типу холодильного агента і в найбільшій мірі від рівню незворотності процесів в елементах генератора холоду. Втрати ексергії при виробництві холоду можна уявити як різницю між споживаною механічною потужністю (споживаної зовнішньої ексергії) та ексергією виробленого холоду.

$$\Delta E_o = N - E_{Q_o}$$

Ці втрати обумовлені необоротністю процесів в елементах холодильної машини (компресорах ΔE_k , конденсаторах $\Delta E_{кл}$, випарниках ΔE_v , дросельних вентилях ΔE_d і т. д.) і розраховуються з урахуванням емпіричних коефіцієнтів, що визначають рівень незворотності процесу. Безумовно, що рівень втрат в кожному елементі холодильної машини є питанням техніко - економічної доцільності та разом з тим істотно залежить від режимів роботи установки, збільшуючись, коли холодильна система працює в нерозрахованих режимах в тому числі при пусках - зупинках.

При розрахунках втрат ексергії, використовується класичне рівняння Гюї- Стодола, яке, наприклад, для теплообмінних апаратів має вигляд [2]

$$\Delta E_o = T_{cp} Q \frac{T_{m1} - T_{m2}}{T_{m1} T_{m2}}$$

де: Q - тепловий потік, кВт;

T_{cp} - температура навколишнього середовища, К;

T_{m1} T_{m2} - середні температури теплоносіїв, К;

Загальні ексергетичні втрати в холодильній системі складаються із втрат при виробництві холоду (ΔE_o) і втрат при використанні холоду (ΔE_k) і розраховуються як різниця між вхідною ексергією (реальною зовнішньою потужністю холодильної системи) і ексергією виробленого холоду

$$\Delta E_x = \Delta E_o + \Delta E_k = N_p - E_{Q_o}$$

Реально споживана потужність холодильної системи завжди зростає при каналізації холоду безпосередньо до об'єктів

охолодження на величину ексергетичних втрат, пов'язаних з використанням холоду (ΔE_k).

$$N_p = Q_o \left(\frac{T_{cp} - T_o}{T_o} \right) + \Delta E_o + \Delta E_k$$

Як видно з рівняння реальна споживана потужність холодильної системи залежить від холодопродуктивності, рівня незворотних втрат при виробництві і використанні холоду та від експлуатаційних характеристик і технічного стану холодильної системи. Загальна холодильна потужність може значно відрізнятись від розрахункової при зниженні ефективності теплової ізоляції камер і трубопроводів, наявністю теплових містків в ізоляційних конструкціях, збільшенні кратності вентиляції камер, вантажно - розвантажувальних робіт, наявністю вентиляторів, постійного освітлення холодильних камер і т.д.

Основна ціль дослідження полягає в тому, щоб запропонувати методику визначення термодинамічної ефективності холодильних систем з врахуванням необоротності усіх процесів, пов'язаних не тільки з виробництвом, але і з використанням холоду. Особливе значення при цьому приділяється установкам кондиціонування повітря, коли процес охолодження супроводжується необоротними втратами, які обумовлюються фазовими перетвореннями водяної пари.

Викладення основного матеріалу дослідження. При транспортуванні холоду від холодильної машини до споживача (об'єкту охолодження) його ексергетична цінність знижується, так як температура об'єкта охолодження (T_x) завжди вище по відношенню до температури кипіння (T_o). З урахуванням цього ексергетичний ккд холодильної системи (установки) розраховується як відношення реальної ексергетичної продуктивності системи ($E_{Q_o}^I$) до реально споживаної механічної потужності (N_p).

$$\eta_c = \frac{E_{Q_o}^I}{N_p} = \frac{Q_o (T_{cp} - T_x)}{N_p T_x}$$

На рис.1 показані середні значення ексергетичних ккд різних холодильних машин, які приводяться в роботі [2]. При цьому визначались ексергетичні ккд найбільш поширених типів холодильних машин при температурних потенціалах, які відповідають різним температурам кипіння холодильного агенту у випарнику (виробництва холоду) без врахування необоротності

процесів (ексергетичних втрат), пов'язаних із каналізацією та застосуванням холоду.

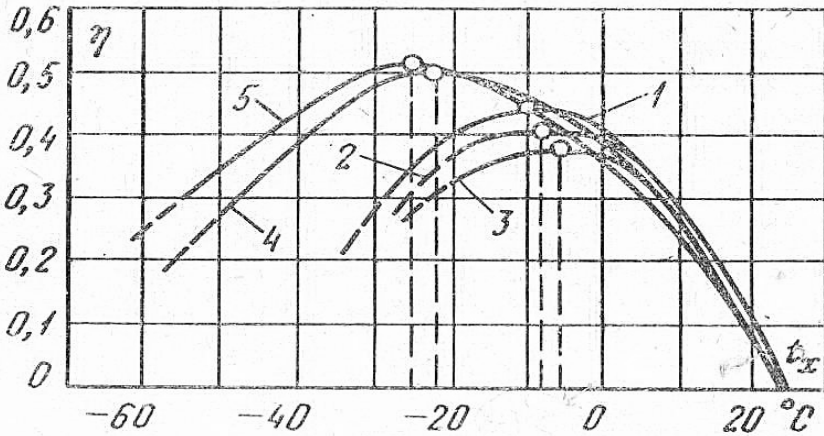


Рис.1. Ексергетичні ккд парокомпресійних холодильних машин. 1, 3 - одноступінчасті фреонові машини; 2 - одноступінчасті аміачні; 4 - двоступеневі аміачні; 5 - двухступеневі фреонові.

В якості прикладу для порівняння, нами виконувались розрахунки ексергетичних ккд холодильних машин в разі їх використання для поточного охолодження атмосферного повітря[4]. У цьому випадку враховувались необоротності процесів при виробництві холоду (холодильного циклу) і при використанні холоду (охолодженні поточного повітря в випарнику холодильної машини). Залежності ексергетичний ккд від температури охолодження повітря показані на рис.2.

Порівнюючи результати розрахунків, які представлені на рис.1 і рис 2. можна зробити висновок про те, що ексергетичні ккд холодильних систем поточного охолодження повітря (з урахуванням виробництва і використання холоду) при тих же температурних інтервалах в деяких випадках в 2 і більше разів менші по відношенню до ексергетичних ккд генераторів холоду (холодильних машин). Ці розбіжності пояснюються виникненням додаткових втрат ексергії, обумовлених різницями температур між температурою кипіння холодильного агента, повітрям (теплоносієм) і об'єктом охолодження. Крім того при цьому необхідно враховувати потужність насосів, вентиляторів, експлуатаційні витрати і т.д., що обумовлює підвищення загальної споживаної механічної (електричної) потужності.

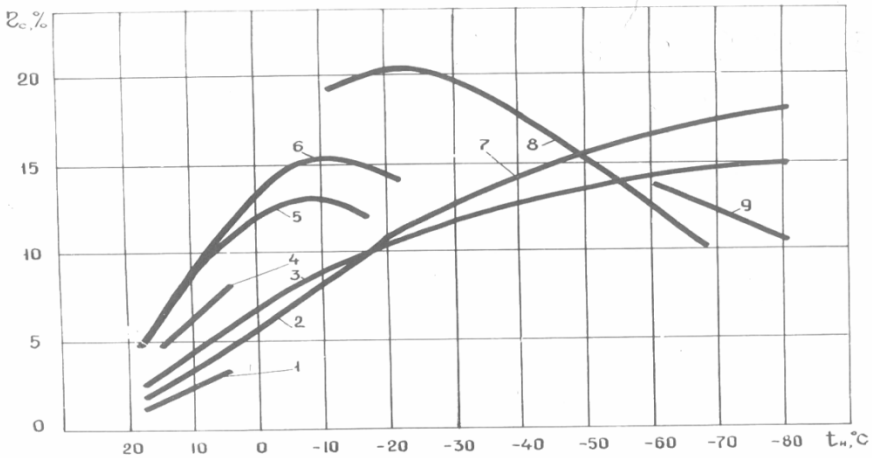


Рис.2. Ексергетичні ккд систем охолодження поточного повітря з різними холодильними машинами. 1-пароежекторні холодильні машини; 2,3,7 - повітряні холодильні машини різних типів, 4- абсорбційні холодильні машини; 5, 6 - одноступінчасті фреонові холодильні машини; 8 - двоступеневі холодильні машини; 9 - каскадні холодильні машини.

Істотна відмінність зазначених вище ексергетичних ккд проявляється при аналізі роботи автономних систем кондиціонування повітря в тропічних умовах, робота яких супроводжуються підвищеними тисками конденсації холодильного агента і випаданням (конденсацією) достатньо великої кількості водяної пари з охолоджуваного потоку повітря. Часто ці обставини впливають на режим роботи кондиціонера, який іноді з періодичного перетворюється в безперервний і супроводжується значними енергетичними і економічними витратами. Тому всі питання, пов'язані з аналізом необоротних термодинамічних втрат і підвищенням енергетичної ефективності кондиціонерів є актуальними і представляють як теоретичний так і з практичний інтерес.

Ексергетичний коефіцієнт корисної дії кондиціонера (рівень термодинамічної досконалості) розраховується як відношення приросту ексергії повітря в випарнику (охолоджувачі) кондиціонера (ΔE_t) до сумарних витрат зовнішньої ексергії, необхідної для реалізації процесу охолодження (E_c)

$$\eta_t = \frac{\Delta E_t}{E_c}$$

Найчастіше сумарна зовнішня ексергія (E_c) дорівнює сумарній потужності, споживаної компресорами і вентиляторами установки (N_p).

Слід підкреслити, що в цьому випадку не враховується ексергія водяної пари (холодної води), сконденсованої при охолодженні, яка практично завжди відводиться в навколишнє середовище.

З урахуванням масової витрати повітря, яке охолоджується в випарнику, ексергетична продуктивність може розраховуватись за наступним рівнянням [1].

$$\Delta E_t = G \left[h_1 - h_2 - T_o (s_1 - s_2) \right]$$

де: s_1, s_2, h_1, h_2 відповідно ентропії і ентальпії вологого повітря на вході і виході з випарника; T_o - температура навколишнього середовища

Розрахунок різниці ентальпій вологого повітря не викликає особливих труднощів і з достатньою точністю для інженерних рішень може розраховуватись за відомими співвідношеннями [3].

Розрахунок зміни ентропії вологого повітря є досить трудомістким, тому що при цьому необхідно враховувати вплив парціального тиску компонентів вологого повітря на зміну його ентропії в ізобарних процесах, а також враховувати процес конденсації вологи з повітря.

Спростити цей розрахунок можливо при використанні графоаналітичного методу коли теплота в диференціальному рівнянні ентропії розглядається як різниця ентальпій [3]. З врахуванням цього, різниця ентропій при охолодженні вологого повітря може розраховуватись за наступним рівнянням

$$\Delta s = s_1 - s_2 = (c_{ps} + c_{pv} d_o) \ln \frac{(c_{ps} + c_{pv} d_1) T_{1+} r (d_1 - d_o)}{(c_{ps} + c_{pv} d_2) T_2 + r (d_2 - d_o)}$$

де: c_{ps}, c_{pv} - відповідно питомі теплоємності сухого повітря і водяної пари;

T_1, T_2, d_1, d_2 - відповідно температури і вологовміст повітря на вході і

виході з випарника;

g - питома теплота конденсації водяної пари

акий підхід дозволяють отримати порівняно просте кінцеве рівняння для розрахунку зміни ексергії вологого повітря при його охолодженні в випарнику холодильної машини.

$$\Delta E_t = G \left[h_1 - h_2 - (c_{ps} + c_{pv} d_o) T_o \ln \frac{h_1 - r d_o}{h_2 - r d_o} \right]$$

Вище викладена методика використовувалася при обробці результатів експериментальних досліджень автономних побутових кондиціонерів в умовах вологого тропічного клімату, що дозволило отримати їх кількісні характеристики по термодинамічній ефективності при різних параметрах експлуатації включаючи процеси рекуперації (утилізації) сконденсованої водяної пари.

Виміри проводилися при температурі навколишнього середовища 27-32 ° С і відносній вологості 80-92%. Параметри повітря в приміщенні з кондиціонером змінювалися в межах 24- 30 ° С при відносній вологості 60-65%. Рівень термодинамічної досконалості (ексергетичний к к д) кондиціонера при цьому змінювався в межах 7-17%, в той час як ступінь термодинамічної досконалості холодильного циклу становила 15-25%.

Ці розбіжності пояснюються досить високими температурними напорами при обробці повітря в випарнику кондиціонера, а також фазовими переходами водяної пари, що обумовлює додаткові втрати ексергії. Причому незворотні втрати зростають зі збільшенням температури і відносної вологості повітря в приміщенні. Ця обставина підкреслює важливість вибору оптимальних термічних умов у випарниках при охолодженні повітря.

Слід відзначити досить високу термодинамічну ефективність процесів рекуперації вологи, яка випадає з повітря в процесі його охолодження в випарнику, що дозволяє підвищити ексергетичний ккд установки кондиціювання.

Одним з методів рекуперації, який перевірявся експериментальним шляхом в блоках кондиціонерів віконного типу, є акумуляція води в піддоні кондиціонера з подальшим зрошенням поверхні конденсатора за допомогою робочого колеса вентилятора. Завдяки інтенсифікації тепло і масообміну знижується температура конденсації і споживана потужність, що обумовлює підвищення загального рівня термодинамічної досконалості установки кондиціювання на 10-25%.

На рис.3 наводяться результати розрахунків рівня ексергетичної досконалості кондиціонера при температурах навколишнього

повітря $t_{cp} = 28 - 32 \text{ }^\circ\text{C}$ і його відносній вологості $\phi = 80-85\%$ для різних параметрів повітря у приміщенні з рекуперацією сконденсованої водяної пари і при її евакуації до навколишнього середовища.

Необхідно підкреслити, що цей метод рекуперації вологи не завжди може бути рекомендований для практичного застосування. При високій відносній вологості атмосферного повітря випарний ефект в процесі зрошення конденсатора знижується, що приводить до переповнення піддону кондиціонера і інших небажаних ефектів. Крім того, ця обставина несприятливо позначається на роботі підшипників вентилятора, які не пристосовані для експлуатації в умовах високої вологості.

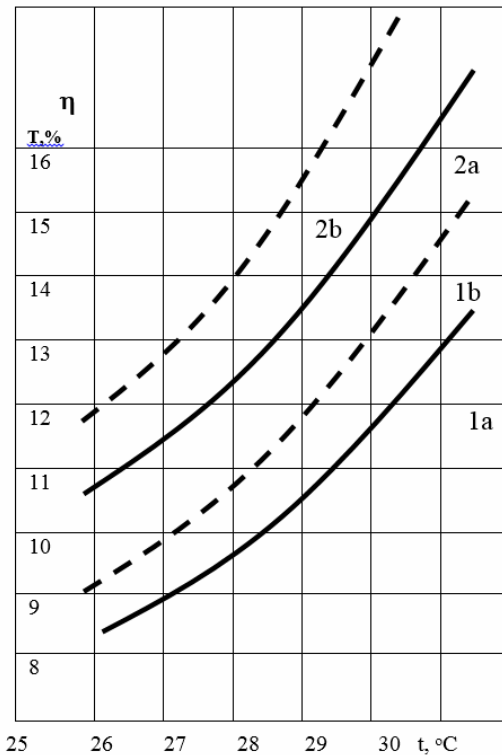


Рис. 3. Залежність ексергетичного ккд від температури повітря. 1а, 1б - при відносній вологості 55 -60% без рекуперації і з рекуперацією вологи, 2а, 2б - при відносній вологості 70% без рекуперації і з рекуперацією вологи.

Іншим способом рекуперації вологи була схема, що передбачає переохолодження холодильного агента в капілярній трубці на виході з конденсатора. Для цього в піддоні кондиціонера встановлювався спеціальний теплообмінник (заглиблення для збору конденсату), в якому переохолоджувався холодильний агент перед подачею в випарник. Таке рекуперативне переохолодження холодильного агента сприяло зниженню температури охолоджуваного потоку повітря на 1-1,5°C, що відповідало підвищенню ексергетичного коефіцієнту корисної дії на 5 -10%.

Висновки

1. Ексергетичний метод розрахунку термодинамічної досконалості холодильних систем в деяких випадках має переваги по відношенню до класичного методу циклів завдяки своїй простоті та універсальності, так як не потребує допоміжної побудови циклів та їх порівняння.

2. Ексергетичні ккд холодильних систем поточного охолодження повітря (з урахуванням виробництва і використання холоду) при тих же температурних інтервалах в деяких випадках в 2 і більше разів менші по відношенню до ексергетичних ккд генераторів холоду (холодильних машин). Ці розбіжності пояснюються виникненням додаткових втрат ексергії, обумовлених різницями температур між температурою кипіння холодильного агента, повітрям (теплоносієм) і об'єктом охолодження.

3. Енергетична ефективність холодильної системи, в тому числі і установки кондиціонування необхідно завжди оцінювати як на рівні виробництва холоду в холодильній машині, так і на рівні ефектів охолодження вологого повітря, включаючи і процеси конденсації водяної пари. Затрата енергії на компенсацію теплоти конденсації водяної пари знижує ексергетичну ефективність побутового кондиціонера на 10 - 25 % в залежності від зовнішніх умов.

Заключна частина.

Запропонована методика може бути застосована для термодинамічної оцінки будь якої холодильної системи, процеси в якій супроводжуються фазовими перетвореннями водяної пари, у тому числі і при виробництві води із повітря в умовах обмеженого традиційного суднового водозабезпечення.

Ексергетичний метод оцінки ефективності холодильних систем дозволяє враховувати необоротні втрати по всьому ланцюжку від електродвигуна компресора до охолодженого потоку повітря. Такий підхід дозволяє найбільш якісно і точно відповідати на питання дійсної термодинамічної (енергетичної) ефективності холодильної системи і розробити рекомендації, спрямовані на підвищення його ефективності.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ.

- 1.Бродянский В.М., Фратшер В., Михалек К./ Эксергетический метод и его приложения.- М.,Энергоиздат, 1988.-288с.
- 2.Мартиновский В.С. Цикли, схемы и характеристики термотрансформаторов./ М . Энергия, 1979. -278 С.
- 3.Прохоров В.І., Шікопер С.М. Метод розрахунку ексергії вологого повітря. Холодильна техніка, М., 1987, 9, С. 12-17
- 4.Ярошенко В.М. Ексергетична оцінка термодинамічної ефективності холодильних систем. Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Енергетика судна. Експлуатація и ремонт»/ОНМА.- Одеса, 2012. - С. 131-135

РЕФЕРАТИ

УДК 612.821:656.052.8

Голикова В.В., Шевченко О.И. Професійно орієнтована мотивація як вагомий чинник і передумова успішної навчально-виробничої діяльності курсантів морських ввз // Суднові енергетичні установки: науч.-техн. сб. – 2017. – № 37. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 28-38.

Анотація. Успішність професійного навчання та виробничої діяльності значною мірою визначаються ставленням суб'єкта праці до своєї майбутньої спеціальності, що є необхідним стимулом до оволодіння знаннями, вміннями та навичками, проявляється у виробничо обумовленій поведінці людини, формуванні виробничого динамічного стереотипу. Професія моряка істотно відрізняється від більшості інших видів діяльності у сучасному виробництві та пред'являє високі вимоги до його психофізіологічних професійно важливим якостям. У даній роботі на основі аналізу та оцінки ступеня професійно орієнтованої мотивації, зіставлення цього сигнального чинника з розвитком в процесі навчання таких актуалізованих і взаємозалежних психофізіологічних властивостей особистості, як увага, пам'ять, когнітивно-емотивні показники, формування індивідуального типу діяльності, адаптація в судовому колективі, розроблено методичні підходи до підвищення ефективності навчання та морської діяльності за умови високого потенціалу психосоматичного здоров'я судового офіцера-оператора.

Ключові слова: курсант, мотивація морської діяльності, когнітивно-емотивні властивості, стресостійкість, підвищення ефективності підготовки

УДК 612.821:656.052.8

Голикова В.В., Шевченко О.И. Профессионально ориентированная мотивация как весомый фактор и предпосылка успешной учебно-производственной деятельности курсантов морских вузов. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2017. – № 37. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 28-38.

Аннотация. Успешность профессионального обучения и производственной деятельности в значительной степени определяются отношением субъекта труда к своей будущей специальности, что является стимулом к овладению знаниями, умениями и навыками, проявляется в производственно обусловленном поведении человека и формировании производственного динамического стереотипа. Профессия моряка существенно отличается от большинства других видов деятельности в современном производстве и предъявляет высокие требования к его психофизиологическим профессионально важным качествам. В данной работе на основе анализа и оценки степени профессионально ориентированной мотивации, сопоставления этого сигнального фактора с развитием в процессе обучения

таких актуализированных и взаимосвязанных психофизиологических свойств личности, как внимание, память, когнитивно-эмотивные показатели, формирование индивидуального типа деятельности, адаптация в судовом коллективе разработаны методические подходы к повышению эффективности обучения и морской производственной деятельности при высоком потенциале психосоматического здоровья судового офицера-оператора.

Ключевые слова: курсант, мотивация морской деятельности, когнитивно-эмотивная свойства, стрессоустойчивость, повышения эффективности подготовки

УДК 612.821:656.052.8

Golikova V.V., Shevchenko O.I. Occupationally oriented motivation as a significant factor and prerequisite of successful training and productive activities of Maritime universities cadets

Summary. The success of training and productive activities are mostly determined by the ratio of collecting the knowledge, skills and abilities, manifested in the work-related human behavior and the formation of occupational dynamic stereotype. The subject of seaman's labor differs significantly from most other activities in the modern manufacturing and places high demands on its psychophysiological professionally important qualities. In this paper, based on the analysis and assessment of professionally oriented motivations, comparisons of this signaling factor with the development of learning such actualization and related psychophysiological properties of the individual, as attention, memory, cognitive-emotive performance, formation individually - type of activities, adaptation in the ship's team develop methodological approaches to improving the effectiveness of training and marine working activity together with a high potential psychosomatic health of the ship officers operator.

Keywords: marine cadets, motivation of maritime activities, cognitive-emotive properties, stress resistance, enhance the effectiveness of training

УДК 612.821:331.102.3

Голикова В.В. Формирование здоровьесберегающих компетенций - важная задача профессиональной подготовки судовых операторов

Аннотация. В статье рассматривается роль здоровьесберегающих компетенций в профессионально важных качествах судового оператора и их отражение в психофизиологических паттернах, характеризующих динамику функционального состояния организма, индивидуально-личностных особенностей в процессе трудовой деятельности плавсостава. Проведено комплексное психофизиологическое обследование 56 моряков и 58 курсантов до и после рейса (плавательской практики) с помощью программно-компьютеризованного комплекса «МОРТЕСТ» (вариант

«СПАС-10»), бланковых тестов и анкет. Выявленные психофизиологические изменения интегрированы в функциональные состояния психоэмоционального стресса, тревожности и утомления, в разной степени выраженных у моряков и курсантов, в том числе и в зависимости от физической активности, занятий физкультурой и здорового образа жизни. Сделаны выводы о тесной взаимосвязи профессиональных и здоровьесберегающих компетенций в трудовой деятельности моряка, необходимость формирования последних в ходе морского образования и поддержания в актуализированной форме путем разработки и реализации программ индивидуально ориентированного перманентного обучения. .

Ключевые слова: профессиональная компетентность, здоровьесберегающие компетенции, психофизиологические паттерны, формирование, динамика, поддержание компетентности, индивидуально ориентированные программы здорового образа жизни

УДК 612.821:331.102.3

Голікова В.В. Формування здоров'язберігаючих компетенцій - важливе завдання професійної підготовки суднових операторів

Анотація. У статті розглядається роль здоров'язберігаючих компетенцій формуванні професійно важливих якостей суднового оператора та їх відображення в психофізіологічних паттернах, що характеризують динаміку функціонального стану організму, індивідуально-особистісних особливостей в процесі трудової діяльності плавскладу морського флоту. Проведено комплексне психофізіологічне обстеження 56 моряків і 58 курсантів до і після рейсу (плавательської практики) за допомогою програмно-комп'ютеризованого комплексу «МОРТЕСТ» (варіант «СПАС-10»), бланкових тестів і анкет. Виявлені суттєві психофізіологічні зміни, інтегровані в функціональні стани психоемоційного стресу, тривожності і втоми, в різному ступені виражених у моряків і курсантів, в тому числі і в залежності від фізичної активності, занять фізкультурою і здорового способу життя. Зроблено висновки про тісний взаємозв'язок професійних і здоров'язберігаючих компетенцій у трудовій діяльності моряка, необхідність формування останніх в ході морської освіти і підтримки в актуалізованій формі шляхом розробки і реалізації програм індивідуально орієнтованого перманентного навчання. .

Ключові слова: професійна компетентність, здоров'язберігаючі компетенції, психофізіологічні паттерни, формування, динаміка, підтримка компетентності, індивідуально орієнтовані програми здорового способу життя

УДК 612.821:331.102.3

Golikova V.V. The health-competences formation - an important task of ship operators occupational activity and training

Summary. The article discusses the role of health preservation competences in professional qualities of the ship operator and their reflection in the psychophysiological patterns that characterize the dynamics of the functional state of the organism, individual and personality characteristics in the course of employment of seafarers. A complex psychophysiological examination of 56 seafarers and 58 cadets before and after the the sea voyage (seagoing practice) with the help of computerized complex "MORTEST" (version of "SPAS-10"), blank tests and questionnaires. Significant physiological changes are revealed. They integrated into the functional state of mental and emotional stress, anxiety and fatigue, to varying degrees, expressed seamen and cadets, including, depending on the physical activity and healthy lifestyle. Conclusions about the close relationship between health preservation and professional competences in seamen, the need to include in marine education and maintaining the individually oriented permanent training programs of healthy lifestyle.

Keywords: professional competence, health preserves competences, psychophysiological patterns, formation, dynamics, maintaining of individually oriented programs of healthy lifestyle

УДК 621.43:620.193.16

Данилян А.Г., Чимшир В.И. Совершенствование защиты цилиндрических втулок и блоков цилиндров СДВС от кавитационного разрушения

Предложен ряд научно – обоснованных комплексных мер по защите цилиндрических втулок, блоков судовых двигателей от кавитационных, эрозийных, коррозионно–электрохимических разрушений. Описанная технология позволяет без вывода судна из эксплуатации выполнить работы по ремонту цилиндрической втулки силами машинной команды. В качестве материала для ремонта цилиндрических втулок от кавитационного разрушения предложено использовать Полимерметалл – ММ – metal SS – steelceramic.

УДК 621.43:620.193.16

Данилян А.Г., Чимшир В.И. Вдосконалення захисту циліндрових втулок і блоків циліндрів сдвс від кавітаційного руйнування

Запропоновано ряд науково - обґрунтованих комплексних заходів, щодо захисту циліндрових втулок, блоків судових двигунів від кавітаційних, ерозійних, корозійно-електрохімічних руйнувань. Представлена технологія дозволяє без виведення судна з експлуатації виконати роботи з ремонту циліндрової втулки силами машинної команди. Як матеріал для ремонту циліндрових втулок, від кавітаційного руйнування, запропоновано використовувати Полімерметалл - ММ - metal SS - steelceramic.

UDC 621.43:620.193.16

Danilyan A.G., Chimshir V. I. Perfecting of protection the cylinder liners and engine block mice from cavitation damage

A series science - based integrated action on protection of cylinder liners, blocks of ship engines from cavitation, erosive, corrosion - electrochemical damages is offered. The described technology allows without a conclusion of a vessel from operation to perform works on repair of the cylinder liner by forces of a machine command. As a material for repair of cylinder liners from cavitation damage it is offered to use Polymermetal - MM - metal SS - steelceramic.

Илл. 5. Табл. 0 Список лит. 8.

УДК 629.12.565.3

Журавльов Ю.І., Богач В.М. Дослідження впливу енергетичних витрат при зношуванні в процесі експлуатації сполучень «вал-підшипник ковзання» // Суднові енергетичні установки: науч.-техн. сб. – 2017. – № 37. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 62-53.

УДК 629.12.565.3

Журавлев Ю., Богач В.М. Исследование влияния энергетических затрат при износе в процессе эксплуатации сопряжений «вал-подшипник скольжения» // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2017. – № 37. – Одеса: НУ «ОМА». – С. 62-73.

Аннотация. Предложена усовершенствованная математическая модель исследования энергетических затрат на вращательное движение в процессе эксплуатации сопряжений «вал-подшипник скольжения» в связи с трением и износом. Для каждой пары заданных законов распределения давления в продольном и поперечном направлениях системы "вал-подшипник скольжения" построены графики зависимостей для суммарной реакции $(Q^{сум})^i(l)$ и полной силы трения в i -ой пластине $(F_c^{сум})^i(l)$.

Также определена суммарная реактивная сила $Q^{сум}$; суммарная сила трения $F_c^{сум}$; приведенный коэффициент трения f_c' ; мощность, затраченная на преодоление сил трения, P ; работа, затрачиваемую на преодоление сил трения за m оборотов вала, A .

Сделаны выводы о зависимости энергетических затрат на вращательное движение в круговых направляющих скольжения от вида законов распределения давления в поперечном и продольном направлениях.

Ключевые слова: математическая модель, сопряжение «вал-подшипник скольжения», реактивная сила, суммарная сила трения, приведенный коэффициент трения, мощность, затраченная на преодоление сил трения.

UDC 629.12.565.3

Zhuravlov Yu., Bogach V. M. The Study of influence of energy costs in the wear in process of operation mate "shaft-bearing" // Ship power plants: nauch.-tech. sat – 2017. – No. 37. Odessa: WELL, "OMA." – S. 62-73.

Abstract. The proposed improved mathematical model study of energy consumption for the rotational movement in the operation of mates "shaft-bearing" due to friction and wear. For each pair of the set of laws of distribution of pressure in the longitudinal and transverse directions of the system "shaft-bearing" plotted for the overall reaction ($Q_{\text{сум}}$) $_i$ (l), and total friction force in the i -th plate ($F_{\text{сум}}$) $_i$ (l).

Also determined the total reactive power $Q_{\text{сум}}$; the total friction force $F_{\text{сум}}$; given the coefficient of friction f_c' ; the power spent on overcoming friction forces R ; the work spent to overcome friction forces for m revolutions of the shaft A .

Conclusions are made about the dependence of energy expenditure on the rotational movement in the circular slideways on the type of distribution laws of pressure in the transverse and longitudinal directions.

Key words: mathematical model, pair "shaft-bearing", reactive power, total force of friction, the friction power spent on overcoming friction forces.

УДК621.431.74

Варбанец Р.А., Карьянский С.А. Определение параметров рабочего процесса главных дизелей т/х "Greifswald" в задачах разработки тренажеров // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2017 - № . Одесса: НУ«ОМА». С. 74-87.

В работе рассмотрено определение параметров рабочего процесса четырех главных дизелей т/х "Greifswald" при помощи системы компьютерного диагностирования D4.0H (DEPAS).

Илл. 9. Табл. 1. Список лит.7.

Varbanets R.A., Karianskyi S.A.

References:

Basok B. I. Issledovanie vliyaniya temperatury na protsess ulavlivaniya vysokodispersnykh chastits aerolya v gladkom kanale [Tekst] / B. I. Basok, A. A. Avramenko, S. S. Ryzhkov // Promyshlennaya teplotekhnika. – 2005. – № 4–5. – S. 141–145.

Ryzhkov S. S. Ekologicheskie resursosberegayushchie tekhnologii dlya promyshlennoy teplotekhniki na osnove dispersnykh dvukhfaznykh sred [Tekst] / S. S. Ryzhkov, B. I. Basok // Promyshlennaya teplotekhnika. – 2001. – № 4–5. – S. 141–145.

Van-Dayka M. Techenie zhidkosti i gaza [Tekst] / M. Van-Dayka. – M. : Mir, 1986. – 114 s.

Rayst P. Aeroly. Vvedenie v teoriyu [Tekst] / P. Rayst. – M. : Mir, 1987. – S. 34–40.

Zashchita atmosfery ot promyshlennykh zagryazneniy: Spravochnik Ch. 1 [Tekst] / Pod red. S. Kalverta i G.M. Inglanda. – M. : Metallurgiya, 1988. – 760 s.

Mednikov Ye. P. Turbulentnyy perenos i osazhdenie aerorozoy [Tekst] / Ye. P. Mednikov. – M. : Nauka, 1981.–176 s.

Ryzhkov S. S. Jet- separator of exhaust gases of ship engines [Текст] / S. S. Ryzhkov // Proceedings of the third international conference on marine industry. – Varna, Bulgaria, 2001. – Pp. 137–145.

Abstract

Different variants of inertial nozzle circuits are considered and their theoretical calculations for separation gradient aerosol technologies are performed. Three-dimensional models for numerical experiment of variational schemes of inertial nozzles for separators of wide application with velocities in a nozzle from 10 ... 30 m / s are created. Based on the calculations, recommendations for the design of inertial stages for cleaning aerosol separators have been developed. The coefficient of total cleaning efficiency in the nozzle system is determined.

Keywords

variational circuits, inertial nozzles, aerosol technologies, separation, design grid, surface, jet velocity, concentration, efficiency.

УДК 656.61.089.2+629.5.022-027.236

Парменова Д.Г. Конструкция формы корпуса судна, обеспечивающая безопасность мореплавания и повышение энергетической эффективности // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2017. – № 37. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 111-118.

Рассмотрены цель и назначение Судового плана управления энергетической эффективностью, а так же рекомендации ИМО по реализации соблюдения требований в отношении энергетической эффективности судов. Предложен и описан корпус судна, конструкция подводной части которого позволит повысить энергетическую эффективность морского судна и обеспечит безопасность мореплавания.

Илл. 1. Табл. 1. Библ. 3.

Parmenova D.G. The hull shape of a vessel, ensuring the safety of navigation and increasing the energy efficiency // Ship power plants: Sc.-Tech. Col. – 2016 - №36 – Odessa – P.111-118.

The purpose and application of the Ship Energy Efficiency Management Plan, as well as the IMO recommendations for implementing compliance with the requirements for the energy efficiency of ships, are considered. The hull of a ship is proposed and described, the design of the underwater part of which will increase the energy efficiency of the vessel and will ensure the safety of navigation.

Fig. 1. Tabl. 1. Bibl. 3.

УДК 621.43.068

Половинка Э.М., Моделирование процесса образования оксидов азота в цилиндре дизеля// Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2017. – № 37. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 132-140.

В работе представлены результаты разработки моделей образования оксидов азота в цилиндре дизеля. Путём статистической обработки экспериментальных данных получены регрессионные уравнения, обеспечивающие коэффициент множественной корреляции 0,997.

Илл. 4. Табл. 5. Список лит. 2.

UDK 621.43.068

Polovinka E.M. Modeling the process of nitrogen oxides formation in the cylinder of a diesel engine // // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2017. – №37. – Odessa: NU "OMA". – P.132-140.

In work results of development the models of formation oxides nitrogen in the cylinder of a diesel engine are presented. By statistical processing experimental data the regression equations providing factor of plural correlation 0,997 are received.

Fig. 4. Tab. 5. Bibl. 2.

УДК 629.12.03

Попов В.Г. Застосування функцій Гріна при математичному моделюванні гідродинаміки потоку в порожнинах охолодження.

Запропонована нова математична модель гідродинаміки потоку в порожнинах охолодження втулок циліндру ДВЗ. Ця модель базується на застосуванні скінченних інтегральних перетворень і функцій Гріна одновимірних крайових задач.

Илл. 1. Список лит. 6.

Popov V.G. Use of Green's functions in the mathematical modeling of hydrodynamic flow in the cooling cavities.

A new mathematical model of hydrodynamics of a flow in the cavities of cooling of cylinder liners of an ICE is proposed. This model is based on the application of finite integral transformations and Green's functions of one-dimensional boundary value problems.

ПРАВИЛА

оформлення й подання рукописів для збірника «Суднові енергетичні установки»

Науково-технічний збірник національного університету «Одеська морська академія» «Суднові енергетичні установки» є науковим виданням, у якому відповідно до постанови Президії ВАК України можуть публікуватися основні результати дисертаційних робіт із профілю суднової енергетики.

Рукопис представляється на електронному носії у форматі «Microsoft Word» з паперовою копією, підписаною всіма авторами, і з контактною інформацією: адреси, телефони. До статті обов'язково додається реферат обсягом *не більш* 300 друкованих знаків на російському й англійському мовах. Обсяг статті — до 0,5 авторського аркуша з урахуванням ілюстрацій і подрисуваних підписів.

Стаття повинна містити постановку проблеми в загальному виді і її зв'язок з важливими науковими або практичними завданнями, аналіз останніх досліджень і публікацій по темі статті, формулювання цілей статті (постановку завдання), виклад основного матеріалу з необхідними обґрунтуваннями, висновки й перспективи подальших досліджень.

Вимоги до оформлення.

Формат паперу А5 (148×210) Усі поля — 16 мм. Текст- через 1 інтервал, *Times New Roman*, 11 пт; таблиці, заголовки таблиць, подрисувочные підписи — 10 пт.

Змінні, функції, вектори, матриці й т.п. оформляються шрифтом *Antiqua*. Змінні виконуються похилим шрифтом, вектори — напівжирним, без нахилу; грецькі символи — у всіх випадках без нахилу; індекси: латинські — з нахилом, кириличні — без нахилу. Розміри в *Equation (Mathtype)*: основний — 11 пт, збільшений — 16,5 пт, індекс — 7 пт, субіндекс — 6 пт. У всіх випадках розмітка формул у копії рукопису обов'язкова. Нумеруються тільки ті формули, на які є посилання в тексті. Формули відділяються від тексту рядками висотою 2 пт.

Таблиці слід розташовувати на одній сторінці (крім випадків, коли таблиця займає більше 1 сторінки). Заголовок — 10 пт, без переносу, інтервал перед — 8 пт, після — 2 пт, основний шрифт таблиці — 10 пт. Малюнки відділяються від тексту зверху інтервалом 8 пт, від назви — 2 пт. Назва малюнка — кегль 10 пт, без переносу, інтервал після — 8 пт. На всі таблиці й малюнки повинні бути посилання в тексті статті.

Одиниці фізичних величин повинні відповідати ДЕРЖСТАНДАРТ 8.417-81 «Одиниці фізичних величин» і мати загальноприйняті позначення.

Перед назвою статті вказуються індекс УДК, прізвища й ініціали авторів, скорочені найменування установ, де працюють автори. Заголовок статті оформляти стилем Заголовок 1, кегль 11 пт, без переносу, усі прописні, інтервал: перед — 8 пт, після — 2 пт.

Ілюстрації, підготовлені в графічних редакторах, додатково додаються на CD (DVD) диску в якості окремих файлів у вихідному форматі. Розмір написів повинен забезпечувати їхню читаність (8-10 пт). Для сканованих малюнків додається оригінал у туші на білому папері достатньої щільності. На звороті вказується номер і приналежність до статті.

Бібліографічні описи повинні відповідати вимогам ВАК.

Редакція надає електронний шаблон статті із прикладами оформлення.

Контактні телефони редакції (048) 733-49-24, 733-23-52.

e-mail: zhuravlov.y@ya.ru

Суднові енергетичні установки:
науково-технічний збірник.
Випуск 37.

Підписано до печатки 30.11.2013. Формат 60×84/16.
Уч.-изд. л. 9,89. Тираж 100. Зауважити, увести до ладу. № И12-12 52.

НУ «ОМА», центр „Видавінформ”
Свідчення ДК № 1292 від 20.03.2003
65029, м. Одеса, вул. Дидрихсона, 8
тел./факс: (0482) 34-14-12
publish@ma.odessa.ua