

ВІСНИК

ОДЕСЬКОГО
НАЦІОНАЛЬНОГО
МОРСЬКОГО
УНІВЕРСИТЕТУ

57

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ



**ВІСНИК
ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО
МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ**

Збірник наукових праць

ВИПУСК 4 (57)

Заснований у червні 1997 року.

Одеса – 2018

ОДЕСЬКИЙ
НАЦІОНАЛЬНИЙ МОРСЬКИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ВІСНИК
ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ

ЗБІРНИК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

№ 4 (57)
2018

Заснований у червні 1997 року

Виходить 4 рази на рік

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

УДК 629.12.002(082) Збірник включено до переліку наукових фахових видань України,
в яких можуть публікуватися результати дисертаційних робіт
на здобуття наукових ступенів доктора і кандидата наук
(Наказ Міністерства освіти і науки України № 820 від 11.07.16)

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

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

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

Рекомендовано до друку Вченою радою
Одеського національного морського університету
(протокол № 6 від 19 грудня 2018 р.)

Відповідальність за достовірність фактів, цитат, власних імен, географічних назв,
назв підприємств, організацій, установ та іншої інформації несуть автори статей.

Висловлені у цих статтях думки можуть не збігатися
з точкою зору редакційної колегії, не покладають на неї ніяких зобов'язань.
Передруки і переклади дозволяються лише за згодою автора та редакції.

ЗМІСТ

ТЕОРІЯ ТА ПРОЕКТУВАННЯ КОРАБЛЯ

Егоров Г.В., Автутов Н.В., Егоров А.Г. Концепт многоцелевого речного судна-электрохода на аккумуляторных батареях	5
Егоров А.Г. Речные круизные пассажирские суда: инновационные решения и их применимость при конверсии	23
Канифольский А.О. Относительный момент сопротивления поперечного сечения эквивалентного бруса судна с килеватым корпусом	53

ПРОЕКТУВАННЯ ТА МІЦНІСТЬ МАТЕРІАЛІВ І ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Неделько Е.Ю., Коростылёв Л.И., Чорный А.Л. Статистический анализ результатов механических испытаний древесины	63
Шумило О.М., Кононова О.М., Вітюк Л.С. Технічна експертиза зруйнування суднового гребного вала	73

ТЕХНІЧНІ ПРОБЛЕМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ СУДНОВОГО ОБЛАДНАННЯ

Вассерман А.А. Взаимосвязь между максимальными значениями параметров пара в цикле Ренкина	93
Куропятник А.А. Снижение эмиссии оксидов азота судовых дизелей методом перепуска выпускных газов	98
Сагин С.В. Повышение надежности работы прецизионных пар топливной аппаратуры судовых дизелей за счет использования органических покрытий	109
Антохов О.Д., Гаур Т.О., Нікіфоров В.І., Цацко В.І. Тензометричний витратомір рідини	121
Панченко Т.Д., Стародуб В.І., Челабчі В.В., Челабчі В.М. Моделювання кондуктивного теплопереносу в поверхневих шарах деталей	131

**ТЕХНІЧНІ ПРОБЛЕМИ
СУДНОБУДУВАННЯ ТА СУДНОРЕМОНТУ**

**Коноплєв А.В., Кононова О.Н., Чередарчук Н.И., Сологуб В.О.,
Рожко Е.К.**

Обзор и анализ способов восстановления гребных валов 143

ГІДРОТЕХНІЧНЕ БУДІВНИЦТВО

Суходоев Ю.Ф., Твардовский И.А., Чучмай А.М.

К расчету подпорной стены комбинированного типа
с использованием программного обеспечения 150

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ БЕЗПЕКИ МОРЕПЛАВСТВА

Dvoretzky V., Izaak I.

The effect of inaccuracies of the auxiliary sensors
in the course of data processing of multibeam surveyy 160

ПРОБЛЕМИ ЕКОЛОГІЇ ТА БЕЗПЕКИ ЖИТТЄДІЯЛЬНОСТІ

Кравченко О.А.

Метод оцінки обсягів малих розливів нафти та нафтопродуктів
у морських портах 167

Беспалова А.В., Кныш А.И., Файзулина О.А., Дашковская О.П.

Комплексометрична модель реконструкції портової зони
із використанням акустичних показників експлуатації будівельного
обладнання 178

УПРАВЛІННЯ ПРОЕКТАМИ І ПРОГРАМАМИ

Лапкина И.А., Малаксиано Н.А.

Определение сроков замены оборудования с учетом износа
и изменений его рыночной стоимости 188

Чернова Л.С.

Основні інструменти форсайт-методології у програмах розвитку 202

УДК 629.5.01

**КОНЦЕПТ МНОГОЦЕЛЕВОГО РЕЧНОГО СУДНА-ЕЛЕКТРОХОДА
НА АККУМУЛЯТОРНЫХ БАТАРЕЯХ**

Г.В. Егоров

д.т.н., профессор, генеральный директор

Н.В. Автутов

главный конструктор, директор по перспективному развитию

А.Г. Егоров

мл. научн. сотрудник

Морское инженерное бюро, г. Одесса

***Аннотация.** Обоснована универсальная платформа-электроход на аккумуляторных батареях, которая отличается от «классических» судов технического флота: экономией топлива; пониженным уровнем шума и вибрации; экологичностью; модульностью (имеется возможность установки различного оборудования в зависимости от поставленных задач).*

***Ключевые слова:** проектирование, технический флот, судно-электроход, аккумуляторные батареи.*

УДК 629.5.01

**КОНЦЕПТ БАГАТОЦІЛЬОВОГО РІЧКОВОГО СУДНА-ЕЛЕКТРОХОДА
НА АКУМУЛЯТОРНИХ БАТАРЕЯХ**

Г.В. Єгоров

д.т.н., професор, генеральний директор

М.В. Автутов

головний конструктор, директор по перспективному розвитку

О.Г. Єгоров

мол. наук. співпрацівник

Морське інженерне бюро, м. Одеса

***Анотація.** Обґрунтована універсальна платформа-електрохід на акумуляторних батареях, яка відрізняється від «класичних» суден технічного флоту: економією палива; зниженим рівнем шуму й вібрації; екологічністю; модульністю (є можливість установки різного встаткування залежно від поставлених задач).*

***Ключові слова:** проектування, технічний флот, судно-електрохід, акумуляторні батареї.*

UDC 629.5.01

CONCEPT OF A MULTI-PURPOSE RIVER SHIP-ELECTRIC INPUT ON ACCUMULATOR BATTERIES

G.V. Yegorov

Doctor of Technical Sciences, Professor, General Director

N.V. Aututov

Chief Designer, Director for Prospective Development

A.G. Yegorov

ml. scientific employee

Marine Engineering Bureau, Odessa

Abstract. *Multipurpose electric propulsion vessel-platform on accumulator storage batteries has been grounded. She differs from «classical» vessels of technical fleet by: fuel saving; lowered noise and vibration level; environmental friendliness; modularity (there is possibility of installation of different equipment depending on objectives).*

Keywords: *design, technical fleet, electric propulsion vessel, accumulator storage batteries.*

Постановка проблемы. Электроход, т.е. судно, движущееся на электрической энергии, идея далеко не новая. Можно вспомнить танкер «Вандал», который был первым в мире дизель-электроходом, судном с гребными электродвигателями. Судно построили на Сормовском заводе в Нижнем Новгороде в 1903 году, а двигатели мощностью по 120 л.с. были установлены в Санкт-Петербурге. Электрическая передача на винты осуществлялась с помощью трёх генераторов и электромоторов и позволяла обеспечить реверс главных двигателей и менять мощность и скорость в широком диапазоне.

Сейчас электроходы применяются осознанно, например, когда требуется работа судна на разных скоростях и с разными упорами на винте (паромы, ледоколы, многофункциональные суда вспомогательные, суда технического флота), или когда много потребителей электроэнергии помимо движения (пассажирские суда).

Необходимость создания экологического транспорта для мегаполисов и наличие предприятий, которые сами генерируют энергию на своих гидроэлектростанциях, привели к обсуждению идеи создания перспективных судов речного технического флота на электротяге, а также других судов, работающих на бассейне, например, пассажирских.

Целью статьи является создание облика перспективного судна – электрохода, работающего от аккумуляторов в условиях наличия относительно дешевого (например, ночью) электричества, вырабатываемого на гидроэлектростанциях региона.

В зависимости от установленного модуля электроход сможет выполнять подводно-технические работы, использоваться при перевозке грузов, тралении и промерах глубин, а также как буксир.

Примеры современных многофункциональных судов-электроходов. Например, одно из самых удачных современных спасателей – проект Морского Инженерного Бюро MPSV07 типа «Спасатель Карев» – дизель-электроход [2].

Именно он стал и первой удачной универсальной платформой для реализации сразу нескольких различных функций (см. рисунок 1).

Четыре многофункциональных электрохода серии типа «Спасатель Карев» на сегодняшний день являются самыми большими и значимыми спасательными судами, построенными на отечественных верфях за счет средств программы по развитию транспортной системы.

Они предназначены для самых разнообразных задач, требующих различных режимов движения и тяги:

- патрулирование, аварийно-спасательное дежурство в районах судоходства, рыбного промысла, морских нефтяных и газовых промыслов;

- оказание технической поддержки и помощи в районах опасных для мореплавания и добычи морепродуктов, обслуживание транспортных операций в портах;

- поиск и оказание помощи терпящим бедствие судам;

- поиск, спасение, эвакуация и размещение людей, оказание им медицинской помощи;

- снятие с мели и рифов аварийных судов, откачка воды из затопленных отсеков;

- буксировка аварийных судов и объектов к месту убежищ, а также выполнение морских буксировок судов, плавучих объектов и сооружений во льдах и на чистой воде;

- оказание помощи судам и выполнение спасательных работ в ледовых условиях и на чистой воде;

- оказание помощи в тушении пожаров на плавучих и береговых объектах, доступных для подхода с моря;

- тыловое и техническое обеспечение, в том числе выполнение подводно-технических работ водолазов на глубинах до 60 метров и выше;

- тушение горящего на воде топлива, ликвидация аварийных разливов нефти и нефтепродуктов (ЛАРН);

- освидетельствование и очистка подводной части корпуса судов, плавучих и береговых объектов;

- обследование морского дна и поврежденных объектов на глубинах до 1000 м.

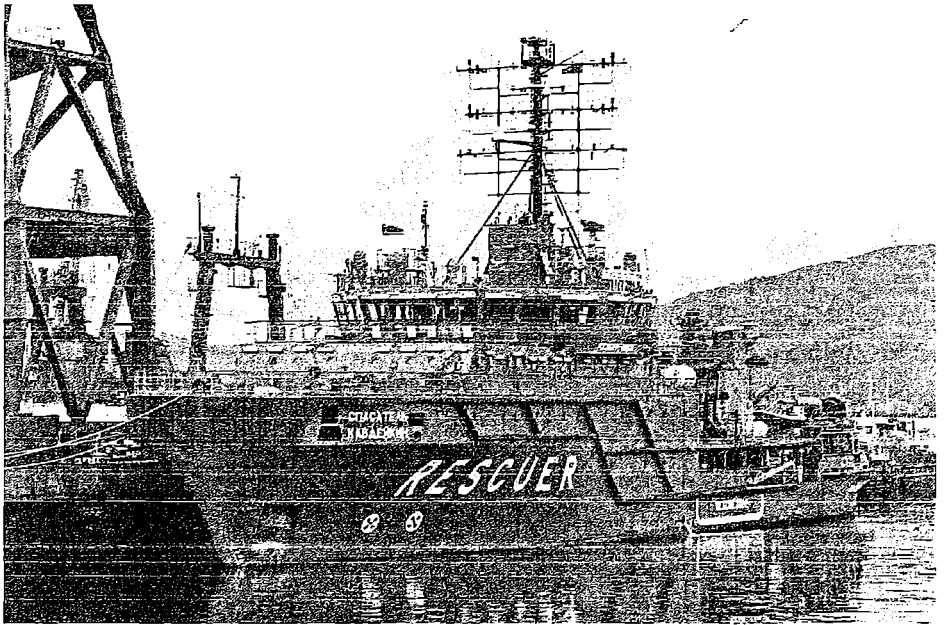


Рис. 1. Общій вида судна проекта MSPV07 – «Спасатель Кавдейкин»

Наличие сложного сочетания функций приводит к взаимно противоречивым тенденциям в выборе пропульсии, обводов, главных размерений и других свойств судна.

В частности, при выборе пропульсивного комплекса приходится одновременно выполнять условия по пяти возможным режимам эксплуатации:

- переход с эксплуатационной скоростью (примерно 70 % от полного хода), характерный для нахождения в заданном районе и для обычных переходов судна;
 - режим полного хода при выходе на спасение – достижение высокой скорости свободного хода, что обеспечивает снижение времени подхода к аварийному судну;
 - буксировка плавучих объектов – обеспечение необходимой тяги на гаке при выполнении буксировочных операций;
 - обеспечение достаточного упора для стягивания аварийного судна с мели;
 - эксплуатация во льдах, в том числе обеспечение ледокольных функций, для судов ледового плавания обеспечение требуемой мощности.
- Кроме того, при нахождении спасаемого судна на мели, судну желательно иметь минимальную осадку, тогда оно сможет ближе подойти к объекту, а в некоторых случаях – обойти аварийное судно за бровкой глубоководного фарватера.

Понятно, что для судов с ограниченной осадкой скорость свободного хода и тяга движителей ограничивается условием полной переработки мощности главных двигателей, что, в свою очередь, определяется ограничением диаметра гребных винтов для предотвращения их азрации и кавитации.

Форма корпуса проекта MPSV07 создавалась с использованием методов вычислительной гидромеханики (CFD моделирования), с проведением последующих проверочных модельных испытаний в опытовых бассейнах (глубоководном и ледовом). В качестве основных средств движения и управления судна типа «Спасатель Карев» оборудованы полноповоротными винто-рулевыми колонками (ВРК). Гребные винты диаметром 2600 мм изготовлены из нержавеющей стали. Привод каждой ВРК осуществляется от гребного электродвигателя мощностью 2265 кВт. Винто-рулевые колонки обеспечивают судну скорость не менее 15 узлов и упор на швартовых около 75 т (см. рисунок 2 – «Спасатель Карев» буксирует подводную лодку).

Максимальная скорость, достигнутая на испытаниях, составила 15,6 узлов.

Корпус и винто-рулевой комплекс судна проекта MPSV07 спроектирован на ледовую категорию Arc 5, при этом предусмотрена возможность эксплуатации судна при температурах до минус 40 °С.

Главная энергетическая установка – дизель-электрическая, состоящая из четырёх главных дизель-генераторов переменного тока 690 В, 50 Гц электрической мощностью 1370 кВт каждый.

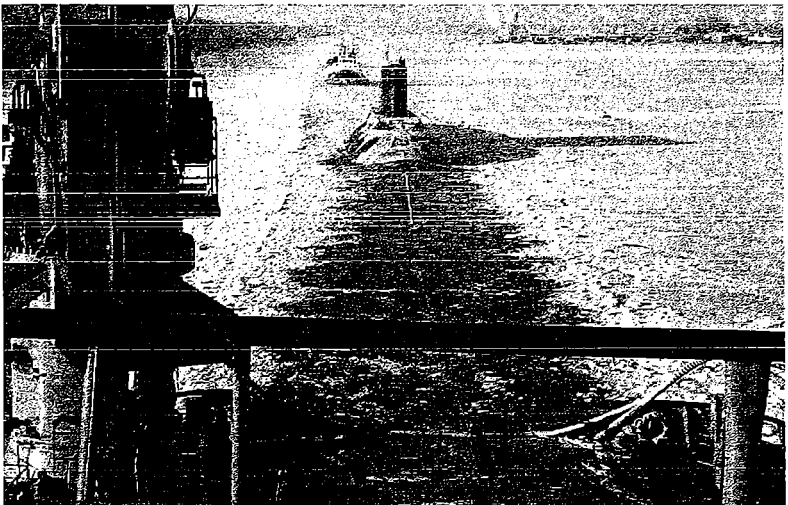


Рис. 2. Буксировка подводной лодки электроходом проекта MPSV07 «Спасатель Карев» из Санкт-Петербурга в Калининград

Первое современное отечественное круизное судно-электроход. 31 мая 2017 года в Санкт-Петербурге состоялось крещение первого построенного в XXI веке круизного пассажирского судна смешанного река-море плавания «Штандарт» проекта PV09 (строительный номер 100) [1].

Круизное пассажирское судно проекта PV09 (см. рисунок 3) предназначено для совершения круизных рейсов по европейским внутренним водным путям, в том числе через Волго-Балт, Волго-Дон, Беломорско-Балтийский канал, по Волге, Москве-реке, на линиях, соединяющих порт Москва, порт Санкт-Петербург и порт Беломорск через Беломорско-Балтийский канал, с возможностью выхода в Белое море и на Соловецкие острова, в Финский залив, Каспийское, Азовское и Черное моря.



*Рис. 3. Общий вид
круизного пассажирского судна-электрохода проекта PV09*

Оно стало прототипом для концепта PV300VD. Это, по сути, начало той «линейки» круизных судов, к постройке которых приступили астраханский завод «Лотос» и нижегородский завод «Красное Сормово».

Все главные общепроектные решения концепта PV300VD были отработаны на PV09, в том числе архитектура и особенно боковой вид, свойственный яхтам и круизным судам XXI века; помещения и каюты с максимальным остеклением (большими окнами); «плавающая гостиница» с устройством полноценных балконов, носовым обзорным салоном; двухуровневой «солнечной» палубой с баром, бассейном, в плохую погоду часть палубы закрывается при помощи сдвижного тента; дизель-электрическая пропульсия; полноповоротные винто-рулевые колонки в качестве единого средства движения и управления судном.

Крайне сложным было сочетание ограничения по осадке и длине (для работы на реке Ока), по надводному габариту (для прохода под мостами на Москве-реке в центральной части города), по ширине судна (для работы на ББК).

Движение и управляемость судна обеспечивается двумя кормовыми полноповоротными двухвинтовыми винто-рулевыми колонками (ВРК) с винтами фиксированного шага с механической мощностью на входном валу по 1100 кВт каждая с приводами от гребных электродвигателей электрической мощностью 1200 экВт каждый.

Главная энергетическая установка – дизель-электрическая. Состоит из четырех главных дизель-генераторов электрической мощностью по 830 экВт каждый, питающих главную электрическую сеть судна от которой, в том числе, питается гребная электрическая установка (ВРК).

Для обеспечения полного контроля над движением судна при маневрировании на малом ходу, швартовых операциях и постановке судна в док предусматривается установка системы управления судном, которая связывает все движители судна (винты, ВРК и подруливающие устройства) в единый модуль и при этом управление всеми этими движителями осуществляется при помощи одного джойстика.

Для круизного пассажирского судна, у которого потребности пассажирской части в энергии соизмеримы с потребностями в энергии для движения, применение электродвижения обеспечивает значительные преимущества при постройке и, в особенности, при эксплуатации.

Электродвижение позволило при постройке исключить один дизель-генератор по мощности и сократить в целом количество дизелей – установлено 4 главных дизель-генератора вместо 3 главных двигателей и 3 дизель-генераторов.

Во время нормальной эксплуатации гребные электродвигатели и остальные судовые потребители обеспечиваются энергией двумя главными дизель-генераторами. Третий дизель-генератор находится в резерве или работает при ходе с увеличенной скоростью либо при плохих погодных условиях. На четвертом дизель-генераторе можно проводить техническое обслуживание.

Дизель-электрическая СЭУ обеспечивает более высокую экономичность на малых и средних ходах, а также во время рейсов судна с частыми остановками и маневрами. Электрическая передача позволяет применять гребные винты с наилучшим коэффициентом полезного действия и использовать первичные двигатели в наиболее экономичном режиме, так как между первичным двигателем и винтом может быть выбрано практически любое передаточное число.

Сейчас также обсуждаются перспективы танкеров-электроходов.

Примером объекта, работающего от береговых сетей, являются некоторые типы земснарядов. Если земснаряд получает электроэнергию с берега, то его судовая энергетическая установка (СЭУ) так же, как и сам земснаряд, оказываются значительно проще в постройке и обслуживании. Поэтому, по возможности, в частности в гидромеханизации строительства, стремятся использовать земснаряды именно с такими СЭУ.

Отечественная промышленность строила такие землесосы шести типов большими сериями с диаметром нагнетательного трубопровода 0,3-0,8 м и мощностью двигателя грунтового насоса до 4400 кВт [3].

В таблице 1 приведены основные характеристики этих снарядов.

Электропитание осуществляется обычно по воздушным линиям электропередач и гибким шланговым кабелем, проложенным по плавучему трубопроводу. Главные электродвигатели на отечественных судах работают на напряжении 6 кВ.

Другие потребители, за исключением мощных двигателей механического разрыхлителя, питаются напряжением 380-220 В. На землесосе часто предусматривают резервный дизель-генератор 380/220 В мощностью 50-100 кВт.

В качестве главных обычно используют синхронные двигатели, позволяющие компенсировать реактивную мощность, но не допускающие регулирования частоты вращения. Из-за этого при эксплуатации на укороченный трубопровод, чтобы избежать перегрузки двигателей, приходится использовать наиболее неэкономичный дроссельный способ регулирования.

Таблица 1

*Основные характеристики землесосов,
оборудованных электрическими установками*

Характеристика	Значение характеристики для землесоса					
	100-40К	300-40	350-50Л	350-50Т	500-60	1000-80
Диаметр нагнетательного трубопровода, мм	300	500	500	500	600	800
Дальность отвода грунта, м	1300	1000	2000	2000	2500	3500
Мощность, кВт:						
общая	481,5	1227	1450	2300	2900	5130
главного двигателя	380	864	1250	1250	2437	4400
Параметры грунтового насоса на воде в оптимальном режиме:						
подача, м ³ /ч	1200	3000	3600	3600	5600	11000
напор, м	43	45	60	60	60	80
Размеры корпуса L x B x H x T, м	22,21x8,0x 1,61x0,74	30x9,5x 2,0x1,0	31x9,5 x2,0x1,1	38x10,4 x2,7x1,7	37x10x 2,3x1,1	45x12x 2,85x1,42

В качестве главных обычно используют синхронные двигатели, позволяющие компенсировать реактивную мощность, но не допускающие регулирования частоты вращения. Из-за этого при эксплуатации на укороченный грунтопровод, чтобы избежать перегрузки двигателей, приходится использовать наиболее неэкономичный дроссельный способ регулирования.

Много землесосов с электрической СЭУ строится в США и Японии. В Японии почти половина землесосов с механическими разрыхлителями не имеет автономной СЭУ. Мощность главных двигателей японских землесосов достигает 4000 кВт, однако чаще она составляет 1000-1500 кВт.

Земснаряды других типов с электрической СЭУ обычно не строят.

Но вот насколько такие технические решения, привлекательные для экологически чувствительных зон (природоохранные территории, мегаполисы), экономически оправданы?

Этот вопрос действительно сдерживает широкое применение батарей на флоте.

Для солнечных батарей требуется соответствующая погода, для работы от сетей – дешевая электроэнергия в сети.

Предпосылки экологические – «налицо».

А вот с точки зрения экономики абсолютно удачным является наличие предприятия «Канал им. Москвы», которое само генерирует энергию на своих гидроэлектростанциях. За счет неравномерного графика потребления электроэнергии резервы временной свободной мощности достигают 15-17 млн кВтч из общего годового объема выработки, которые могут использоваться для зарядки перспективных судов технического флота на электротяге, а также других судов, работающих на бассейне, например, пассажирских.

Необходимость создания экологического транспорта для региона и возможности генерирующего предприятия привели к обсуждению идеи создания единой судовой универсальной платформы на электротяге.

Кроме того, существующий флот предприятия требует обновления по возрасту и техническому состоянию. Средний возраст всего технического флота ФГБУ (193 единицы) составляет 39,5 лет. По данным предприятия, на начало 2018 года 11 судов из 193 имели техническое состояние «негодное», 8 судов в навигацию 2017 года не эксплуатировались. Большинство единиц флота в силу физического и морального старения нуждаются в обновлении и модернизации, всего 2 судна находилось в процессе переоборудования в 2017 году, 4 судна ожидало слипования.

Этот флот требуется замены на новые суда. Такие суда должны быть многоцелевыми, а также учитывать современные требования к экологической безопасности.

Для решения поставленной задачи была выполнена научно-исследовательская работа, в результате которой был сформирован облик перспективного судна, работающего на электротяге проекта BLV03 (см. рисунок 5).

В зависимости от установленного модуля электроход сможет выполнять подводно-технические работы, использоваться при перевозке грузов, тралении и промерах глубин, а также как буксир.

Основные характеристики судна: длина габаритная 29,22 м, длина по ватерлинию 26,89 м, ширина расчетная 5,00 м, высота борта 2,70 м, осадка 1,10 м, мощность гребного электродвигателя 2х180 кВт, экипаж 5 человек, скорость хода 20 км/час.

В соответствии с предполагаемыми районами выполнения промерных и других работ выбран класс \boxtimes Р 1,2 (лед 10) А РРР.

Общее расположение судна проекта BLV03 можно увидеть на рисунке 6.

Помещения для экипажа, осуществляющего дневное и ночное дежурство, расположены в носовой части судна.

На основании выполненного анализа, ввиду явного преимущества монокорпусного судна по сравнению с катамараном при строительстве (более низкая трудоемкость, что важно при серийной постройке), при проектировании нового обстановочного судна проекта BLV03 применялась монокорпусная конструкция.

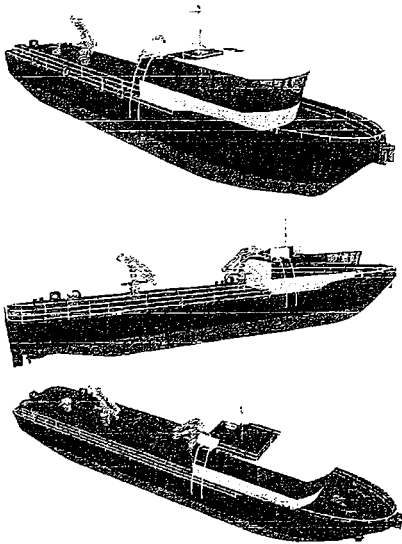


Рис. 5. Общий вид единой универсальной платформы технического флота на электротяге проекта BLV03

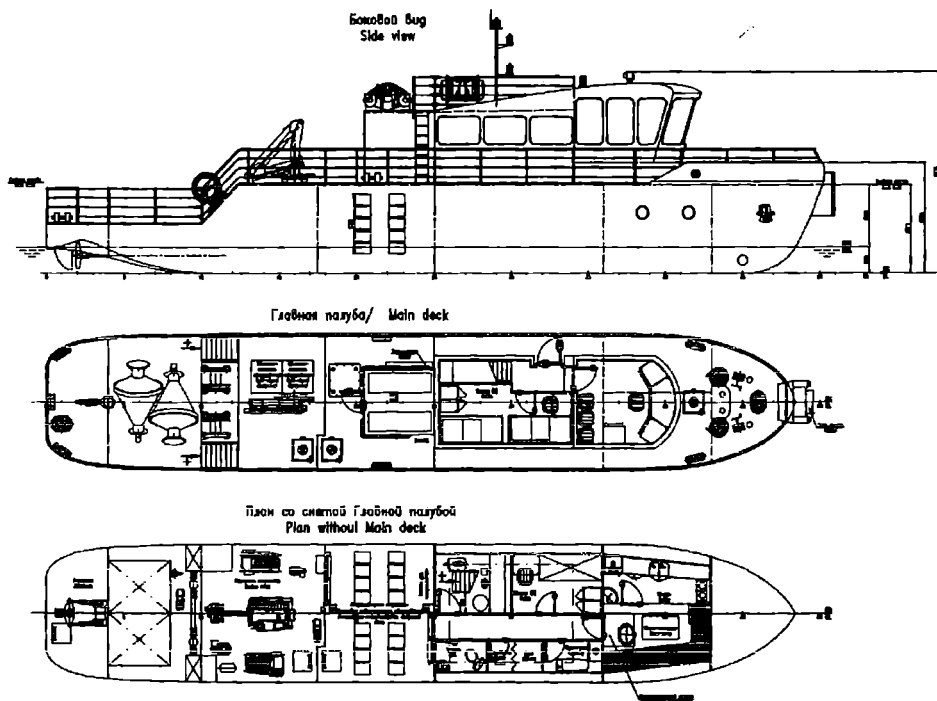


Рис. 6. Общее расположение единой универсальной платформы технического флота на электротяге проекта BLV03

Основным преимуществом катамарана, работающего на реке, является увеличенная по сравнению с однокорпусным судном площадь грузовой палубы, помещений и палуб – но на проекте BLV03 за счёт удлинения корпуса судна удалось увеличить полезную рабочую площадь грузовой палубы, причем в перспективе на базе такой платформы можно сделать вполне рациональное пассажирское судно местных линий или прогулочное.

В качестве движительно-рулевого комплекса приняты полноповоротные винто-рулевые колонки (ВРК) как наиболее оптимальные для предполагаемых работ (см. рисунок 7).

Прорабатывались также варианты работы классического комплекса винг-руль (см. рисунок 8) и водомётного двигателя (см. рисунок 9).

Основным преимуществом пропульсивного комплекса с ВРК является существенное улучшение маневренности судна (особенно важно при эксплуатации судна в стесненных условиях), при относительной дешевизне изделия, простоте монтажа и возможности модульной замены без постановки судна в док.

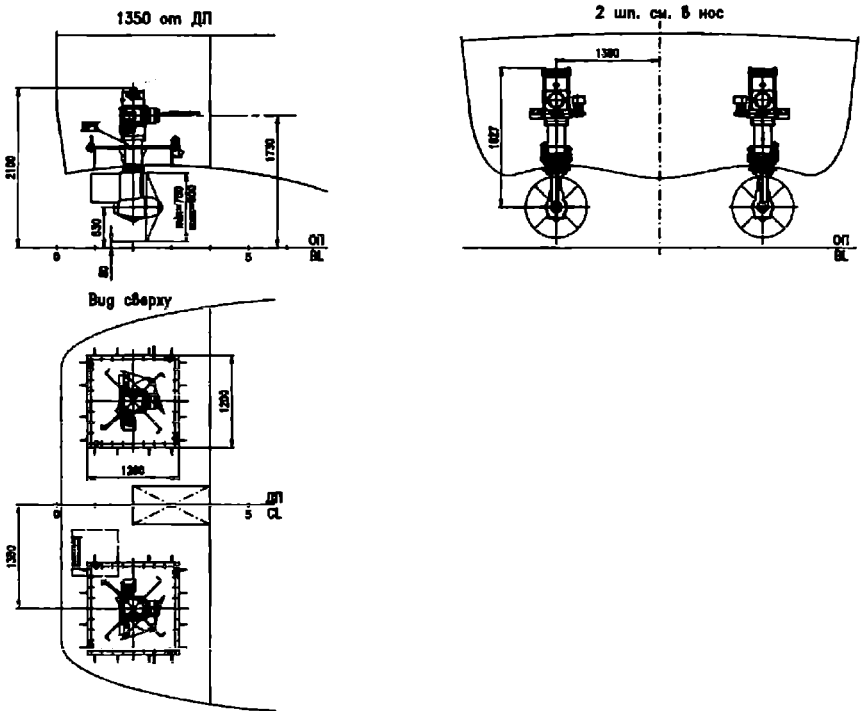


Рис. 7. Расположение ВПК для единой универсальной платформы проекта BLV03

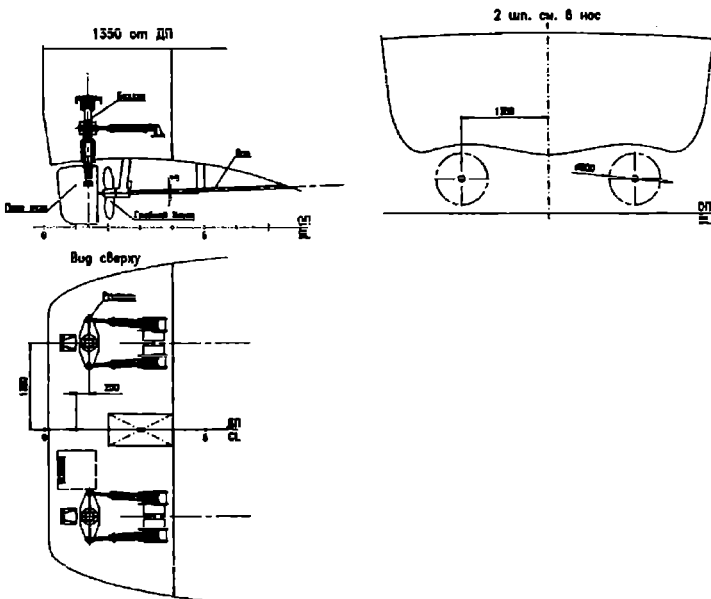


Рис. 8. Расположение классического комплекса винт-руль для единой универсальной платформы проекта BLV03

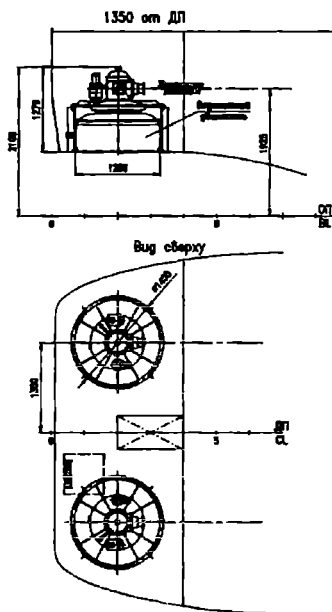


Рис. 9. Расположение водометного движителя для единой универсальной платформы проекта BLV03

Для выполнения работ по обслуживанию буев судно оборудовано телескопическими кранами-манипуляторами.

Для выполнения промерных работ судно получило многолучевой эхолот, который позволяет визуализировать в реальном времени рельеф дна.

Особый интерес на разработанном концепте представляет специально созданная ООО «НПК Морсвязьавтоматика» для проекта BLV03 единая электроэнергетическая система с гребной электрической установкой.

Был проведен анализ современных технологий накопления и выдачи электрической энергии с помощью Li-ion аккумуляторных батарей.

На основании выбранного типа аккумуляторных батарей разработали структурную схему и определили состав оборудования единой электроэнергетической системы с гребной электрической установкой на базе статических преобразователей частоты с общей шиной постоянного тока, включающих активный выпрямитель и автономный инвертор для управления асинхронным короткозамкнутым электродвигателем.

Также были определены состав единой системы управления энергетическим комплексом судна и ожидаемые массогабаритные характеристики применяемого оборудования.

Единая электроэнергетическая система с гребной электрической установкой (ЕЭЭС с ГЭУ) универсальной платформы на электротяге проекта BLV03 включает в себя:

- главную энергетическую установку на основе Li-ion аккумуляторных батарей, предназначенных для обеспечения движения судна на номинальной мощности в течение 5 часов и обеспечения работы всего вспомогательного оборудования в течение 12 часов (время полного заряда аккумуляторных батарей не более 5 часов);

- вспомогательную энергетическую установку в составе одного аварийного дизель-генератора мощностью 30 кВт;

- два гребных электрических движителя (ГЭД) мощностью 180 кВт каждый с инвертором и синус-фильтром;

- вспомогательные механизмы и аппараты, обслуживающие энергетическую установку, включая активные выпрямители напряжения и систему питания с берега;

- питание для второстепенных потребителей 380 В и 220 В.

Основным фактором в использовании напряжения постоянного тока для распределения электроэнергии от источника питания к потребителям является применение источников постоянного напряжения – Li-ion аккумуляторных батарей. Неоспоримым преимуществом такой схемы является малое количество преобразований напряжения, а значит и более высокий коэффициент полезного действия.

Каждая аккумуляторная батарея состоит из нескольких батарей подключенных параллельно, каждая через свой коммутационный аппарат. Выход из строя одной батареи не оказывает влияния на работу всей системы. Таким образом, обеспечивается высокая надежность.

Была определена расчетная энергоемкость аккумуляторных батарей W с учетом загрузки и потери энергоемкости за 10 лет (см. таблицу 2).

Таблица 2

Расчетная энергоемкость аккумуляторных батарей W , кВтч

Скорость судна, км/ч	Круглогодичная эксплуатация (потеря емкости 30 %)	Эксплуатация 250 дней (потеря емкости 20 %)
10	767	675
15	1375	1210
20	2556	2250

Оборудование ООО «НПК Морсвязавтоматика» более компактное и меньше весит, что для рассматриваемой задачи является определяющим.

Учитывая невозможность круглогодичной эксплуатации на ВВП, за расчетный был принят вариант восьмимесячной эксплуатации при скорости судна 20 км/ч – 2250 кВтч.

Под выбранную энергоемкость $W = 2250$ кВтч ООО «НПК Мор-связьавтоматика» были предложены Li-ion аккумуляторные батареи собственного производства (см. таблицу 3, где приведено сравнение с батареями компании Corvus Energy).

Таблица 3

Массогабаритные характеристики выбранного оборудования

Производитель	W, кВтч		
	Мощность аккумуляторов, кВтч	Масса аккумуляторов, т	Габаритные размеры, ШxВxГ, мм
2250 Corvus Energy	25 стоек = 2260	31,3	21625 x 1750 x 738
ООО «НПК Мор-связьавтоматика»	24 стойки = 2342	26,4	20688 x 1688 x 710

В средней части судна расположено аккумуляторное отделение, совмещенное с ГРЦ (см. рисунок 10).

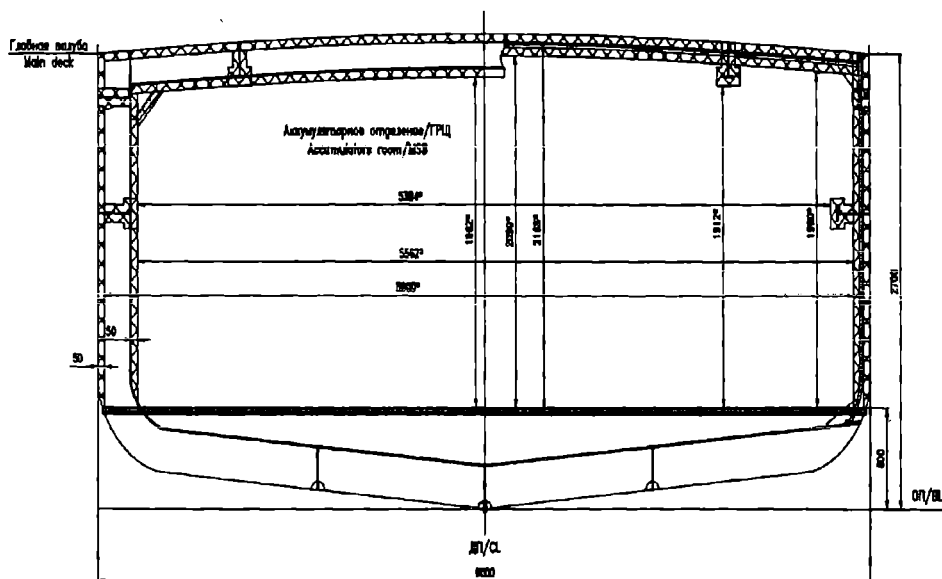


Рис. 10. Расположение аккумуляторного отделения, Совмещенного с ГРЦ, на единой универсальной платформе проекта BLV03 (сечение по миделю)

Предполагается в будущем, что судно сможет курсировать и как беспилотник – на дистанционном управлении. С помощью камер, радаров, системы GPS-мониторинга и других датчиков судно сможет без экипажа на борту прокладывать маршрут и подходить к причалу.

Таким образом, создан уникальный инновационный концепт единой универсальной платформы судна технического флота на электротяге проекта BLV03, который обеспечивает «нулевой» выброс в атмосферу близ мегаполиса.

Заключение. Создана единая универсальная платформа-электроход проекта BLV03, которая отличается от «классических» судов технического флота:

- экономией топлива. Li-ion аккумуляторные батареи рассчитаны на 12 часов хода. Их можно будет подзарядить на причалах генерирующего предприятия во время стоянки. На это уходит примерно до двух часов. Цена 12 часов хода – 8,5 тысяч рублей из расчета 3,6 руб. за 1 кВт. Столько придется выложить за электроэнергию по рыночной цене. Но электроэнергия, вырабатываемая собственными ГЭС на гидроузлах генерирующего предприятия, сильно дешевле. Один киловатт уже будет стоить 80 копеек, то есть за 12 часов хода – 1,9 тыс. руб. Для сравнения: 12-часовая работа судна на дизельном топливе обходится в 17,52 тыс. руб.

В итоге рыночные киловатты дешевле дизеля в два раза, а собственная электроэнергия канала – в девять раз;

- пониженным уровнем шума и вибрации;
- экологичностью;
- модульностью (имеется возможность установки различного оборудования в зависимости от поставленных задач).

Учитывая потребности в обновлении технического флота, разработанный концепт вполне представляется своевременным решением проблемы и может быть рекомендован к запуску в серийное строительство.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Егоров Г.В., Калугин Я.В. *Высококомфортабельное круизное судно смешанного река-море плавания ББК класса [Тезис] // Труды НТК по СМК памяти проф. В.А. Постнова. – СПб.: СПбГМТУ, Крыловский государственный научный центр, 2017. – С. 159-160.*
2. Егоров Г.В., Хаустов А.В., Автутов Н.В. *Серия многофункциональных аварийно-спасательных судов мощностью 4 МВт ледового плавания проекта MPSV07 типа «Спасатель Карев» [Текст] // Судостроение. – 2014. – № 1. – С. 18-25.*

3. *Иванов В.А., Лукин Н.В, Разживин С.Н. Суда технического флота [Текст]. – М.: Транспорт, 1982. – 366 с.*
4. *Сайт «Central Industry Group» (CIG). [Электронный ресурс]. – URL.: <https://www.centralindustrygroup.com/about/projects/hydropower11/7?catid=291> (дата обращения 22.11.2018).*

Стаття надійшла до редакції 15.11.2018

Рецензенти:

доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Теоретична і прикладна механіка» Одеського національного морського університету
А.В. Гришин

доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Машинознавство» Одеського національного морського університету
А.В. Конопльов

УДК 629.5.01

**РЕЧНЫЕ КРУИЗНЫЕ ПАССАЖИРСКИЕ СУДА:
ИННОВАЦИОННЫЕ РЕШЕНИЯ И ИХ ПРИМЕНИМОСТЬ ПРИ КОНВЕРСИИ**

А.Г. Егоров
мл. научн. сотрудник

Морское инженерное бюро, г. Одеса

Аннотация. Выполнен обзор инновационных решений в области архитектурно-конструктивного типа, пропульсии, энергетической установки, автоматизации управления судном и судовыми системами, в области механизации обслуживания гостиничного и ресторанного комплекса и анализ применимости этих решений не только на новых речных круизных пассажирских судах, но и на модернизируемых, в том числе, конверсионных.

Ключевые слова: речной круиз, круизное пассажирское судно, инновации, проектирование, новое судостроение, модернизация, конверсия, применимость.

УДК 629.5.01

**РІЧКОВІ КРУЇЗНІ ПАСАЖИРСЬКІ СУДНА:
ИННОВАЦІЙНІ РІШЕННЯ ТА ЇХ ЗАСТОСОВНІСТЬ ПРИ КОНВЕРСІЇ**

О.Г. Егоров
мл. наук. співпрацівник

Морське інженерне бюро, м. Одеса

Анотація. Виконано огляд інноваційних рішень в області архітектурно-конструктивного типу, пропульсії, енергетичної установки, автоматизації керування судном і судовими системами, в області механізації обслуговування готельного й ресторанного комплексу й аналіз застосовності цих рішень не тільки на нових річкових круїзних пасажирських суднах, але й на суднах, що модернізуються, у тому числі, на конверсійних.

Ключові слова: річковий круїз, круїзне пасажирське судно, інновації, проектування, нове суднобудування, модернізація, конверсія, застосовність.

UDC 629.5.01

**RIVER CRUISE PASSENGER SHIPS:
INNOVATIVE SOLUTIONS AND THEIR APPLICABILITY IN CONVERSION**

A.G. Egorov
Ml. scientific. associate

Maritime Engineering Bureau, Odessa

***Abstract.** Overview of innovative decisions in field of architectural design type, propulsion, power plant, automation of vessel's control and vessel's systems, in field of mechanisation of hotel and restaurant complex service and analysis of applicability of these decisions not only on new river cruise passenger vessels, but also on modernised, including, converted ones are executed.*

***Keywords:** river cruise, cruise passenger vessel, innovations, design, new shipbuilding, modernisation, conversion, applicability.*

Постановка проблеми. Интерес к речным и смешанным рекаморе круизным пассажирским судам (РКПС) не случаен, несмотря на все перипетии с внутренним водным транспортом, водные путешествия являются вполне продаваемым продуктом и количество клиентов, особенно по рекам Европы, продолжает расти из года в год [1].

Средний возраст находящихся в эксплуатации РКПС по данным РРР и речных круизных компаний достиг 45 лет [2].

Судовладельцы пытаются «парировать» физическое старение судов путем дорогих ремонтов и замены кают на более комфортабельные.

Однако проблема не только в формальном возрасте судов, но и в том, что эти суда морально устарели – неэкономичные двигатели, часто не отвечающие современным представлениям об экологии; архаичный уровень комфорта и обслуживания, требующие много ручного труда; большие экипажи и значительное количество обслуживающего персонала и др.

Поэтому исследование возможности применения передовых технических решений на «конверсионных» судах, т.е. на судах, построенных с использованием элементов существующих судов – доноров, является актуальным для воднотранспортной отрасли.

Целью статьи является изучение инновационных решений в области архитектурно-конструктивного типа, пропульсии, энергетической установки, автоматизации управления судном и судовыми системами, в области механизации обслуживания гостиничного и ресторанного комплекса и применимости этих решений не только на новых РКПС, но и на модернизируемых, в том числе, по проектам Морского Инженерного Бюро.

1. Инновационные решения в области архитектурно-конструктивного типа судов

Модульные принципы формирования жилого блока. РКПС, построенные в XXI веке ведущими мировыми операторами речного круизного рынка, позиционируются как суда с пассажирскими каютами одного класса, что создает возможность внедрения модульных принципов формирования, причем как жилых блоков в целом, так и каютных модулей в отдельности.

Жилые блоки этих РКПС, представляют собой набор однотипных каютных модулей для пассажиров (за исключением 4-8 кают класса «люкс» также представляющих собой модули, но с большими размерами). Этот принцип, по возможности, может применяться и для жилого блока экипажа.

Под жилые блоки, как правило, отводится средняя часть судна и часть кормовой оконечности, сохраняющей прямолинейность обводов и неизменную ширину палуб.

Примерами построения жилого блока из каютных модулей могут служить серии судов типа «AmaCello» компании «AMA Waterways», «Avalon Affinity» компании «Avalon Waterways», «Amadeus Princess» компании «Lüftner Cruises», «Vistaprima» компании «Scylla Tours», «Scenic Ruby» компании «Scenic Tours», «Viking Longship» компании «Viking River Cruises» и ряда других.

Примеры жилых блоков из каютных модулей новых судов приведены на рисунках 1-3.

Применимость каютных модулей при конверсии зависит от степени демонтажа существующих конструкций пассажирского блока и его геометрии. Однако как показывает опыт Московского речного пароходства и Морского Инженерного Бюро, при выполнении работ на РКПС «Виктории» и «Александре Грине» проекта PV08, даже при полном удалении внутренних перегородок (см. рисунок 4), конструкция рубки не позволила в целом применить модули. Конечно, каюты имели в среднем практически одну и ту же площадь и набор каютного оборудования, но при этом были небольшие отличия практически в каждой каюте.

Стандарты пассажирских кают. Исходя из современных тенденций операторами речного круизного рынка часто предлагаются комбинированные туры, состоящие из береговой (с проживанием в гостиницах) и речной частей. В этих условиях возникла потребность стирания граней между номерами береговых отелей и каютами на РКПС.

На новых РКПС стандартные каюты по уровню комфорта соответствуют стандартным номерам береговых отелей. Стандартные каюты современных речных круизных судов имеют площадь от 13 до 18 кв. м и оборудование как стандартные номера береговых отелей соответствующего уровня, обычно «4 звезды» или «5 звезд».

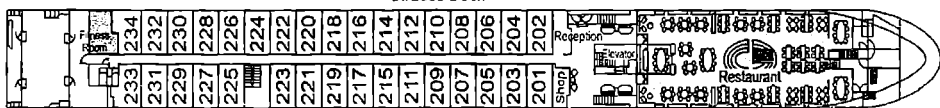
На верхних палубах, не имеющих проходов по бортам, каюты, как правило, оборудованы индивидуальными террасами, раздвижными балконными дверьми (так называемый «французский балкон») или опускаемыми панорамными окнами.

Наиболее распространенные схемы современных стандартных кают приведены на рисунках 5 и 6.

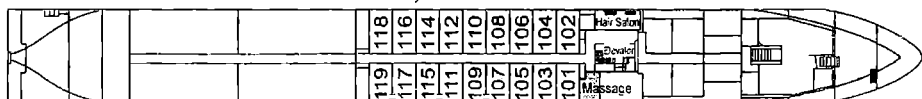
Mozart Deck



Strauss Deck



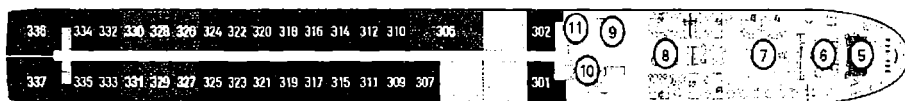
Haydn Deck



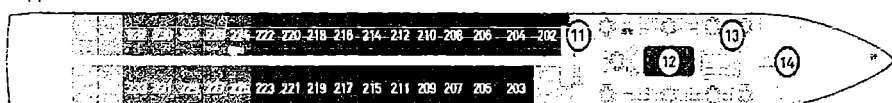
*Рис. 1. Схема жилого блока РКПС «Amadeus Star»
компания «Lüftner Cruises» постройки 2019 года*

Источник: [3]

Diamond Deck



Sapphire Deck

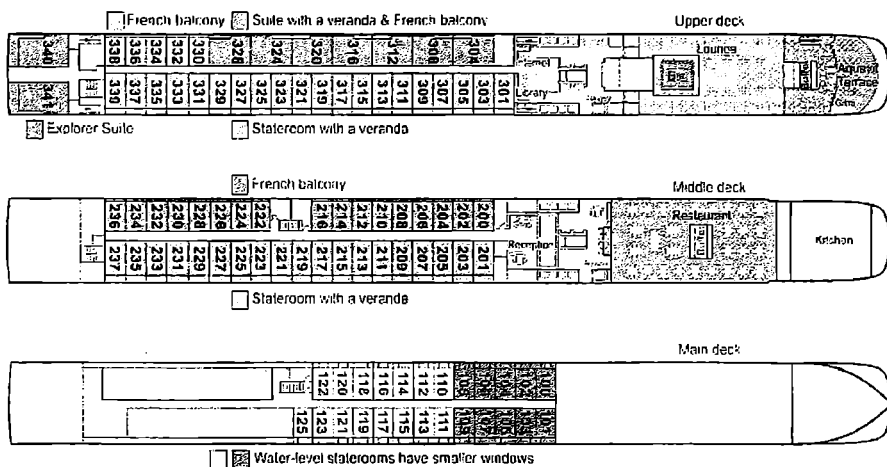


Jewel Deck



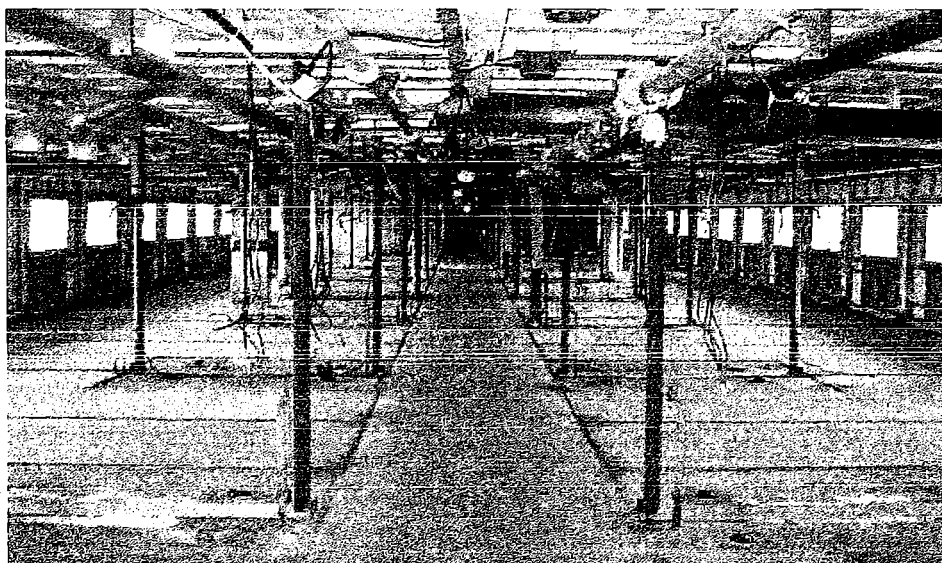
*Рис. 2. Схема жилого блока РКПС «Scenic Amber»
компания «Scenic Tours» постройки 2016 года*

Источник: [4]



*Рис. 3. Схема жилого блока РКПС «Viking Longship Lofn»
компанії «Viking River Cruises» побудовки 2015 года*

Источник: [5]



*Рис. 4. Пример демонтажа внутренних перегородок на РКПС
при модернизации / конверсии*

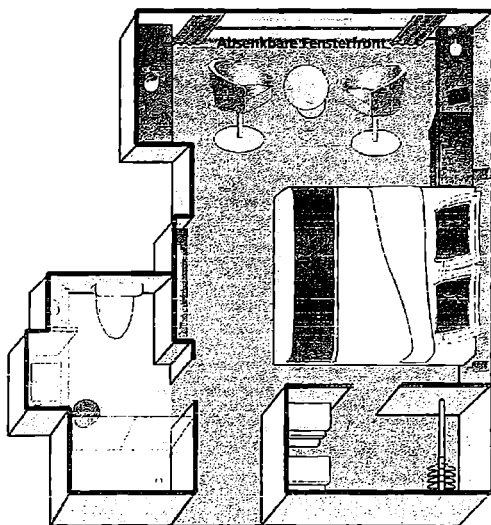


Рис. 5. Схема оборудования стандартной каюты площадью 17,5 кв. м. на РКПС «Amadeus Star» компании «Lüftner Cruises» постройки 2019 г. с опускаемым панорамным окном

Источник: [3]

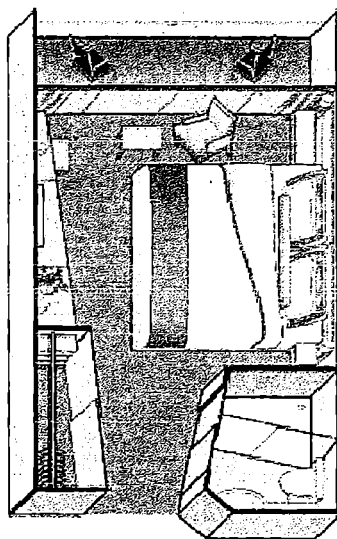


Рис. 6. Схема оборудования стандартной каюты площадью 13,0 кв. м на РКПС «Viking Longship Lofn» компании «Viking River Cruises» постройки 2015 года

Источник: [5]

Использование стандартных кают гостиниц «4 звезды» и «5 звезд» собственно и является основной целью переоборудования существующих РКПС, а также конверсии. Повышение комфортности обеспечивается именно таким путем. Пример стандартной каюты на «конверсионном» РКПС «Александр Грин» проекта PV08 показан на рисунке 7.

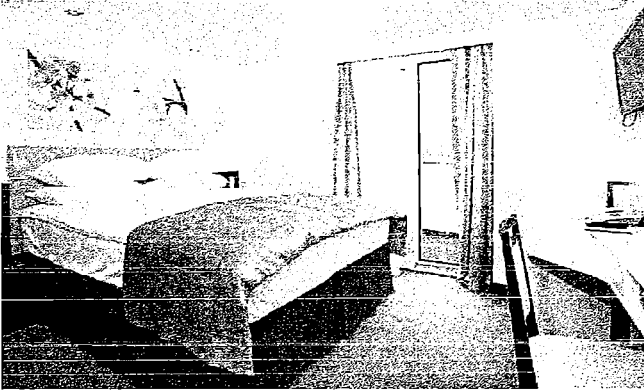


Рис. 7. Пример стандартной каюты площадью 15,0 кв. м на «конверсионном» РКПС «Александр Грин» проекта PV08

Вертикальные зоны. На современных РКПС прослеживается разделение зон жилых и общественных помещений. Рестораны, салоны и бары размещаются в отдельных вертикальных зонах от жилых помещений. Над каютами пассажиров и экипажа не размещаются помещения, в которых может создаваться шум, препятствующий отдыху пассажиров и экипажа.

Схема общего расположения характерного РКПС с разделением жилых и общественных помещений по отдельным вертикальным зонам приведена на рисунке 8.

Образование вертикальных зон при переоборудовании и конверсии РКПС технически исполнимо и зависит от площадей, которые имеются на судне-доноре. Следует понимать, что организация таких зон часто приводит к сокращению количества пассажирских кают. Кроме того, конструкция отечественных судов на верхней палубе должна обеспечить доступ экипажа к швартовному устройству и соответственно перемещение по палубе по длине судна, необходимо также наличие водонепроницаемых рубочных окон в помещениях верхней палубы. Как следствие, на этой палубе будут каюты без балконов, что снижает их комфортность и соответственно стоимость. Поэтому, как правило, в наших условиях на верхней палубе организуют ресторан, холл, магазины и прочие общественные пассажирские пространства, а также каюты «эконом класса» и каюты для людей с ограниченными физическими возможностями (для облегчения их перемещений к общественным помещениям).

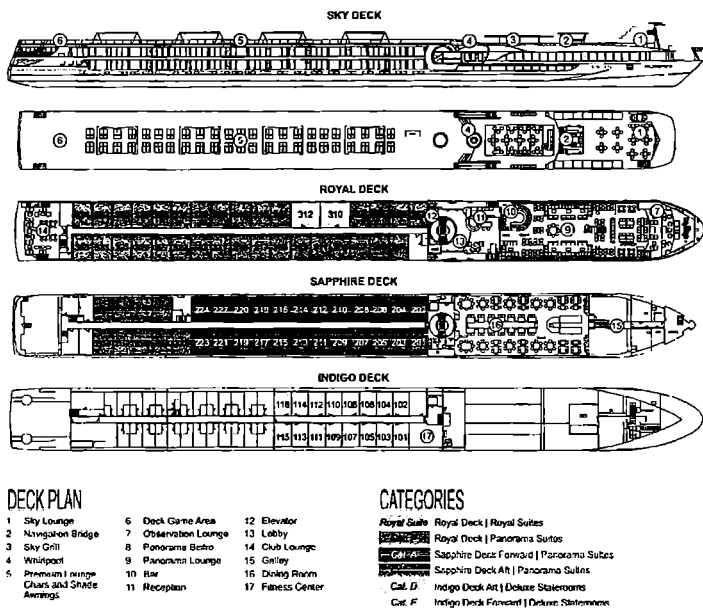


Рис. 8. Схема общего расположения РКПС «Avalon Envision» компании «Avalon Waterways» постройки 2018 г.

Источник: [6]

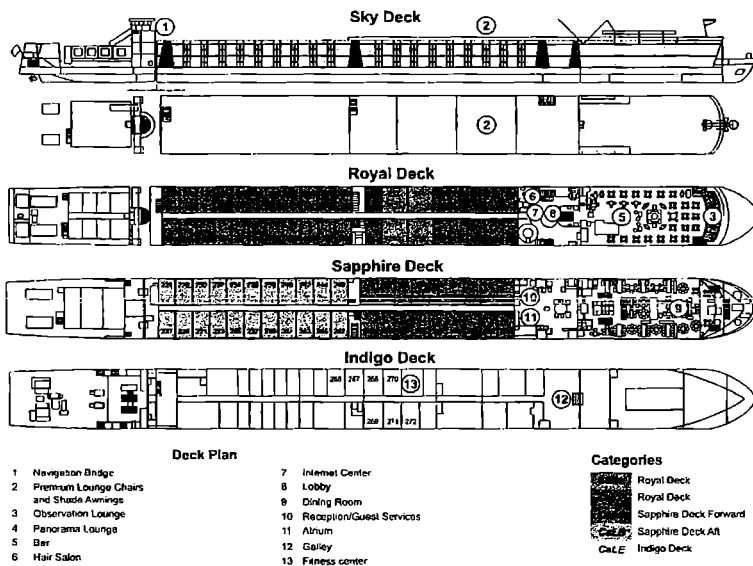


Рис. 9. Схема общего расположения составного РКПС «Avalon Tranquility» типа «TwinCruiser» компании «Avalon Waterways» постройки 2007 г.

Источник: [8]

Составные суда. Еще одним современным решением, направленным на снижение шума и вибрации в жилых и общественных помещениях РКПС стало применение составных судов, состоящих из секции с судовой энергетической установкой и ходовым мостиком и секции с жилыми и общественными помещениями. За счет отделения энергетической установки от жилых помещений существенно снижается шум и вибрация в жилых помещениях и, следовательно, затраты на мероприятия по шумоизоляции и установке вибропоглощающих покрытий.

Первое такое РКПС «Flamenco» было построено верфью Neptun Stahlbau GmbH в 2005 году для компании Premicon AG. Судно состоит из 110 м жилой секции и 25 м энергетической секции. Снижаются изгибающие моменты за счет фактического уменьшения длины корпуса секции и упрощается удифферентовка судна.

На сегодняшний день уже построена серия из шести РКПС [7]. Три судна для компании «Avalon Waterways» («Avalon Tapestry» в 2006 г., «Avalon Tranquility» и «Avalon Imagery» в 2007 г.) и еще два для компании Premicon AG («Bellevue» в 2005 г. и «Premicon Queen» в 2007 г.).

Схема общего расположения РКПС «Avalon Tranquility» представлена на рисунке 9, а общий вид судна на рисунке 10.

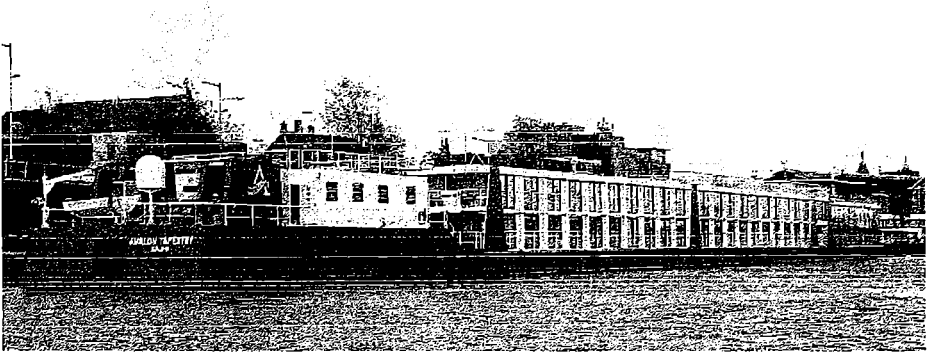


Рис. 10. Составное РКПС «Avalon Tapestry» типа «TwinCruiser» компании «Avalon Waterways» постройки 2006 г.

Источник: [9]

Эти суда получили обозначение типа «Twin Cruiser» (ТС).

Составные суда позволяют также продлить их эксплуатационный период после закрытия навигации на реках за счет использования жилой секции в качестве плавучей гостиницы с получением берегового питания, в то время как энергетическая секция может проходить межнавигационный ремонт.

Технически применимость составных РКПС при конверсионных подходах к судостроению вполне возможна. Более того, на отечественных реках есть примеры таких прогулочных судов. Понятно, что в качестве доноров в таких случаях будут применять не старые пассажирские суда, а существующие буксиры-толкачи и несамоходные баржи, особенно баржи-площадки как наиболее оптимальные с точки зрения модульного формирования жилого блока.

2. Инновационные решения в области пропульсивных установок

Винто-рулевые колонки. Габариты РКПС, как правило, ограничены, в связи с чем, особую важность приобретает компактность и мощность СЭУ. Кроме того, существенное значение имеет высокая манёвренность, т.к. судам приходится маневрировать при частых швартовках и работать в узкостях.

Современные РКПС оснащаются дизельными или дизель-электрическими установками (яркий пример круизного дизель-электрохода – пассажирское судно «Штандарт» проекта PV09 или строящийся сейчас «Петр Великий» проекта PV300VD), РКПС компании «Viking River Cruises», «Avalon Waterways», «Lüftner Cruises», «Scenic Tours» и др.

Традиционно в качестве пропульсивного комплекса РКПС используются двух- и трехвальные установки. Применение многовальной установки вызвано стремлением улучшить маневренные качества судна, а также повысить пропульсивный КПД при ограниченном диаметре гребного винта за счёт распределения мощности между двумя движителями и соответствующего снижения их загрузки по упору. В качестве главных двигателей используются среднеоборотные дизели с прямой передачей мощности на винт фиксированного шага.

К недостаткам традиционных СЭУ следует отнести большую длину валопровода, что увеличивает длину МО и соответственно уменьшает объемы, отводимые для пассажирских помещений и экипажа. Суда плохо управляются на малых ходах, что особенно важно в реках, где даже при стоянке на месте скорость судна относительно воды не равна нулю. Кроме того, «большим местом» зачастую является дейдвудное устройство из-за эксплуатации в загрязнённых водах на мелководье. Ремонт дейдвудного устройства производится в доке, что требует значительных затрат, а также в случае необходимости непланового ремонта приводит к выводу судна из графика круизов.

Альтернативой традиционным валолиниям является применение винто-рулевых колонок (ВРК) [10].

Основным преимуществом пропульсивного комплекса с ВРК является существенное улучшение маневренности судна, что особенно важно при эксплуатации судна в стесненных условиях и частых швартов-

ках, характеризуються складним спектром режимів ЕУ, обумовлених обмеженням швидкості при русі в узкоствах і зміною умов плавання (на мелковод'ї і глибокій воді, при різних осадках).

Також к достоїнствам концепції ВРК можна віднести:

- зменшення довжини МО або спрощення розташування обладнання в МО при тій же довжині;

- спрощення процесу монтажу;

- можливість установки ВРК після спуску судна на воду;

- спрощення форми корпусу кормової оконечності;

- можливість модульної заміни ВРК без постановки судна в док.

Затрати на закупку обладнання в обох випадках будуть приблизно однаковими. Маси обох пропульсивних комплексів також близькі.

Недостатком концепції ВРК є наявність обмежень в виборі частоти обертання ванта, що може призвести до погіршення пропульсивного КПД.

Підводячи висновки можна зробити висновок, що для РКПС і в особливо енергетических секцій складних судів, застосування ВРК є переважним при умові можливості вибору ВРК з відповідними характеристиками гребного ванта і обертів головного двигача.

Багато РКПС, побудовані за останнє десятиліття для європейських внутрішніх водних шляхів, а також великі морські «круїзники» мають установки з двома і більше ВРК.

Вопрос заміни звичайної пропульсії на ВРК при модернізації і конверсії РКПС є не теоретическим, такі рішення на практиці були, однак вони вимагають помітних змін в конструкції кормової частини судна.

Гребні колеса. Переваги гребних колес в порівнянні з гребними вантами по ефективності створюваного ними упору достатньо відомі.

Незважаючи на значительне переважання в коефіцієнті ефективності створення упору гребні колеса практично з середини 50-х років минулого століття перестали використовуватися як двигачі річкових судів з наступними основними причинами:

- великі габарити і маса гребних колес;

- складність передачі потужності від дизеля до гребного колеса (необхідність великого передаточного відношення редуктора);

- складність виготовлення (в особливо колес з поворотними щипами) і обслуговування гребних колес;

- для забезпечення ефективності гребних колес необхідність утримання осадки судна в достатньо вузьких межах.

Возрождению применения гребных колес способствуют следующие факторы:

- уменьшение глубин на внутренних водных путях и расширение круизного судоходства на мелководные участки боковых рек.
- предложение усовершенствованных типов гребных колес.

Примером усовершенствованного типа гребного колеса может служить конструкция колесного движительно-рулевого комплекса (КДРК), предложенная Е.В. Фальмоновым [11].

Предложенный КДРК представляет собой два отдельно управляемых гребных колеса, устанавливаемых в корме судна, что обеспечивает маневренность судна и не увеличивает габариты судна по ширине.

Гребные колеса с фиксированными плицами винтовой формы для уменьшения потерь и увеличения скорости отбрасываемой струи воды имеют форму усеченного конуса с меньшим наружным диаметром и большим диаметром, обращенным к ДП судна.

Внешний вид гребного колеса показан на рисунке 11.

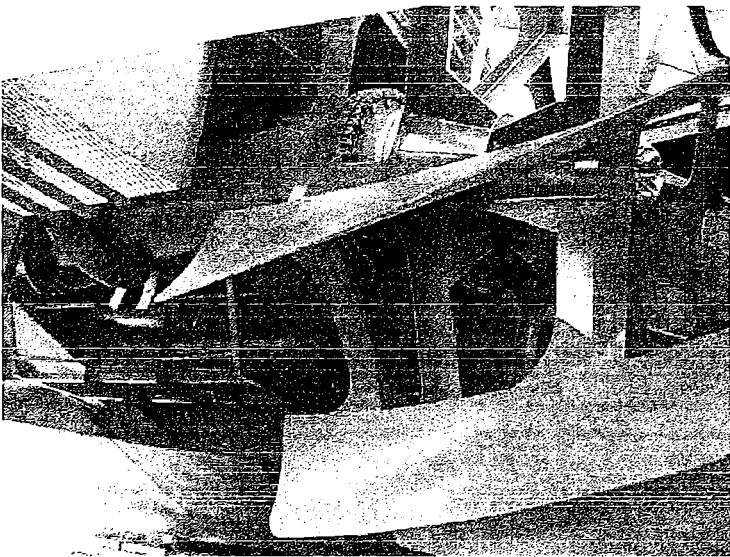


Рис. 11. Гребное колесо, разработанное Е.В. Фальмоновым, для судна проекта ПКС-40 «Сура»

Источник: [11]

Применение винтовой формы плиц и шарнирного устройства крепления гребных колес с приводом (регулирование постоянного заглубления плиц колеса) обеспечивают высокую пропульсивную эффективность данного КДРК. Плицы гребных колес имеют аксиально-винтовую форму, обеспечивающую для расчетной скорости хода судна опти-

мальний угол входа кромки плиты в воду у наружного обода колеса и выхода кромки плиты из воды у внутреннего обода колеса.

По утверждениям автора, такая конструкция КДРК обеспечивает эксплуатацию судна на предельном мелководье и в ледовой обстановке. Более того, автор предлагал в случае посадки судна на мель использование плит гребного колеса в качестве «грунтозацепов» для снятия с мели, опуская гребное колесо на грунт, а также в качестве «ледоразрушающего устройства» при движении колесами вперед.

В настоящее время КДРК данного типа с электромеханическим приводом колес реализована на трех РКПС проекта ПКС-40 типа «Сура». В постройке еще два колесных РКПС проекта ПКС-180 на 180 пассажиров.

Внешний вид судна проекта ПКС-40 «Сура» после спуска судна на воду (см. рисунок 12).

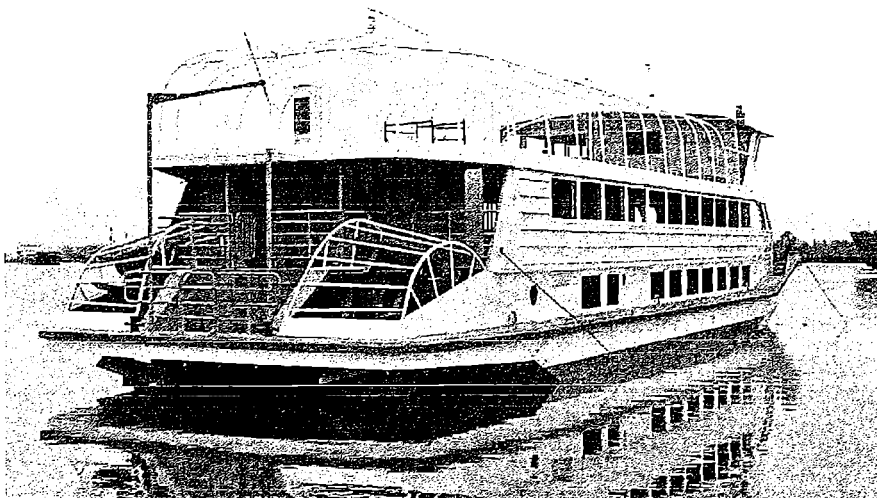
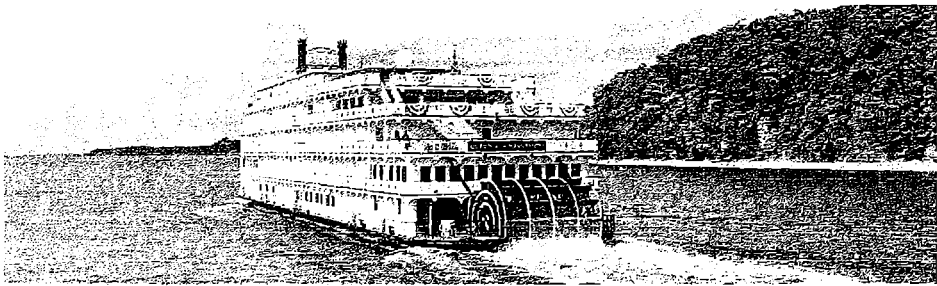


Рис. 12. Судно проекта ПКС-40 «Сура», разработанного Е.В. Фальмоновым, после спуска на воду

Источник: [11]

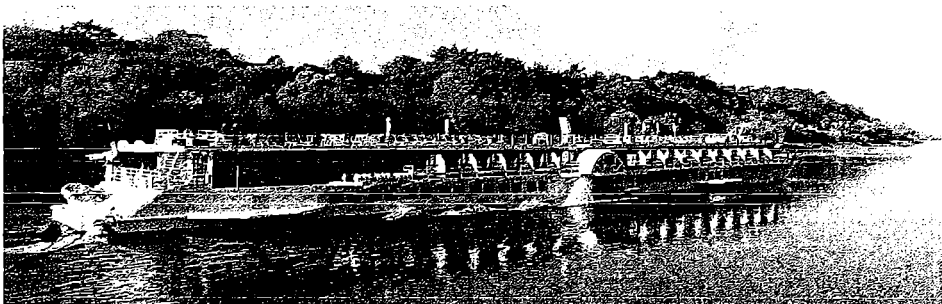
Среди зарубежных круизных компаний, эксплуатирующих суда с колесными движителями, можно выделить компанию American Cruise Lines (США), имеющую в составе своего флота четыре речных круизных колесных судна: «Queen of the West» на 100 пассажиров 1995 года постройки, «American Pride» на 150 пассажиров 2012 года постройки, «Queen of the Mississippi» на 150 пассажиров 2015 года постройки (см. рисунок 13), «America» на 185 пассажиров 2016 года постройки. На этих суда установлены традиционные для американских речных судов кормовые гребные колеса.



*Рис. 13. Колесное РКПС «Queen of the Mississippi»
компани «American Cruise Lines», построенное в 2015 году*

Источник: [13]

Интересным представляется также судно «Loire Princesse» на 96 пассажиров компании Croisi Europe Cruises с бортовыми колесами, построенное в 2015 году для работы на реке Луар во Франции (см. рисунок 14) [12]. Эта же компания оперирует двумя РКПС пассажироместимостью 79 человек с кормовыми КДРК «Elbe Princesse» и «Elbe Princesse II» для реки Эльба, построенными в 2016 и 2018 годах соответственно.



*Рис. 14. Колесное РКПС «Loire Princesse»
компани «Croisi Europe Cruises», построенное в 2015 году*

Источник: [12]

КДРК имеют возможность повышения их пропульсивных качеств за счет оборудования волновыпрямительным устройством, устанавливаемым за гребным колесом.

Гребные колеса представляют интерес также с точки зрения решения экологических проблем. Скорости потока воды, отбрасываемой от гребных колёс, значительно ниже, чем от гребных винтов и, соответственно, меньше воздействие на окружающую среду, разрушение берегов (в особенности малых рек).

3. Инновационные решения в области судовых энергетических установок

Газовые двигатели. В последнее время наблюдается устойчивая тенденция к увеличению количества судов, использующих природный газ в качестве топлива. На судах для перевозки сжиженного природного газа (СПГ) газ довольно успешно применяется в качестве топлива с 60-х годов XX века. Растет количество паромов, судов обеспечения, судов специального назначения, танкеров, прогулочных судов и пр., использующих природный газ [14].

Существует несколько способов решения проблемы соответствия требованиям конвенции МАРПОЛ по содержанию вредных газов:

- использование малосернистого дизельного топлива;
- использование тяжелого топлива (HFO), при этом оборудовать суда скрубберами – системами очистки выхлопных газов от окислов серы;
- использование в качестве топлива природного газа.

Применение малосернистого дизельного топлива является неоправданным из-за его высокой цены по сравнению с тяжелым топливом и природным газом. Использование скрубберов на судах смешанного река-море плавания является нецелесообразным, т.к. размещение скрубберов, предлагаемых к поставке различными фирмами (габариты агрегата порядка 5400x2700x1700), потребует кардинального изменения конструкции всего судна. Кроме того, независимо от применяемого жидкого топлива, для удовлетворения норм по выбросам NOX Tier III, которые вступили в силу с 1 января 2016 года, потребуется установка дополнительных систем очистки выхлопных газов от окислов азота.

Поэтому применение природного газа в качестве основного судового топлива для решения проблемы соответствия требованиям по выбросам в атмосферу обладает принципиальными преимуществами:

- позволяет полностью исключить выбросы серы, существенно сократить выбросы оксидов азота и углерода, а также твердых частиц;
- уровень выбросов окислов азота (NOX), в случае применения природного газа, будет соответствовать требованиям МАРПОЛ Tier III, без применения дополнительных систем очистки газов».

Наиболее важным фактором, определяющим возможность применения СПГ в качестве топлива на судах водного транспорта, является обеспеченность снабжения судов газовым топливом в необходимом объеме [14].

Основные вопросы, которые необходимо решить для обеспечения применения на РКПС природного газа в качестве топлива:

- выбор главных двигателей для работы на природном газе с сохранением концепции прямой передачи крутящего момента на винт;
- выбор и размещение вспомогательного оборудования, необходимого для работы главных двигателей на природном газе;

- проверка возможности применения природного газа для паровых котлов и дизель-генераторов, вплоть до перехода на дизель-электрическую схему с ДГ, работающими на СПГ;
- выбор способа хранения природного газа, выбор емкостей для хранения и их размещение на судне;
- обеспечение безопасной эксплуатации судна при наличии природного газа на борту.

Современные морские круизные суда уже начали оснащаться СПГ установками: первое морское круизное судно «AIDA nova» на СПГ будет выполнять круизы, начиная с 2019 года [15].

Гибридные двигатели. Под гибридным двигателем понимается двигатель внутреннего сгорания (ДВС) со встроенным компонентом электродвижения (электромотором-генератором).

Применяются следующие основные схемы гибридных двигателей:

- последовательная при которой ДВС служит приводом генератора, который служит источником питания для зарядки батарей. Аккумуляторные батареи в свою очередь служат источником энергии для электродвигателя (ЭМ);
- параллельная, при которой для движения можно использовать как оба двигателя (ДВС и ЭМ) вместе, так и по отдельности.

На сегодняшний день существуют три разновидности этой схемы:

- полный гибрид (Full hybrid) – ЭМ и ДВС используются для движения в равной степени. При движении на ЭМ компонент ДВС может служить приводом генератора для зарядки аккумуляторных батарей;
- умеренный гибрид (Mild hybrid) – для движения в основном используется ДВС, а ЭМ обеспечивает дополнительную мощность или служит для движения на малых скоростях хода;
- подключаемый гибрид (Plug-in hybrid) – гибридный двигатель с возможностью подзарядки аккумуляторных батарей от сети.

Среди речных круизных компаний Viking River Cruises построила серию 110-метровых РКПС «Viking Aegir», рассчитанных на 190 пассажиров, энергетическая установка которых укомплектована гибридными двигателями.

Интересно отметить, что согласно опросу общества Woparpart приоритетными в сфере внутреннего водного транспорта к 2050 году будут следующие двигатели: дизельные – 23 %, водородные – 23 %, гибридные – 19 %, на сжиженном природном газе – 14 %, а остальная часть приходится на экзотичные или пессимистичные варианты. Начиная с 2014 года, наблюдается «активный» интерес к «зеленым» (экологическим) технологиям у владельцев РКПС, все больше заказывается судов с гибридными энергетическими установками или электродвижением [1].

Удельный расход топлива дизельных агрегатов можно будет сократить лишь незначительно. Согласно анализу, проведенному Центральной комиссией судоходства по Рейну, суда оснащаются чрезмерно

мощными двигателями. Фактическое использование мощности составляет, в среднем, 45 %. То же самое относится и к дизель-генераторам, фактическое использование мощности которых составляет не более 20-30 % [16]. Тем самым, назрела необходимость внедрения новых, более эффективных двигателей.

Использование солнечной энергии. Использование солнечного излучения на сегодняшний день является наиболее экологически чистым способом получения энергии.

К преимуществам использования солнечной энергии на водном транспорте относятся:

- доступность и неисчерпаемость источника;
- экологическая безопасность;
- отсутствие шума и вибрации.

Известны следующие способы преобразования солнечной энергии для получения электро и тепловой энергии при помощи:

- фотоэлементов.
- паровых машин или турбин, использующих водяной пар, углекислый газ, пропан-бутан и др.;
- двигателя Стирлинга;
- гелиотермальной энергетики (нагревание поверхности, поглощающей солнечные лучи с последующим использованием тепла в паровых электрогенераторах);
- термовоздушных электростанций (работающих на энергии воздушного потока, направляемого на турбогенератор).

Для водного транспорта наиболее перспективным является получение электроэнергии с помощью фотоэлементов.

Фотоэлементы рассчитаны на срок службы 30-50 лет, что вполне сопоставимо со сроком службы речного круизного судна.

В настоящее время производятся следующие типы фотоэлектрических элементов:

- монокристаллические кремниевые;
- поликристаллические кремниевые;
- тонкоплёночные.

С точки зрения затрат наиболее перспективно применение тонкоплёночных элементов из-за наименьшего расхода материалов на поглощающий слой (содержат всего около 1 % кремния, по отношению к массе подложки на которую наносятся тонкие плёнки). Кроме того, производятся тонкоплёночные элементы на основе других полупроводниковых материалах, таких как CIS и CIGS [17].

Компания Kopf Solarschiff GmbH спроектировала в 1999 году и построила 20-метровый катамаран RA66 Helio (см. рисунок 15), полностью приводимый в движение за счет энергии солнца.

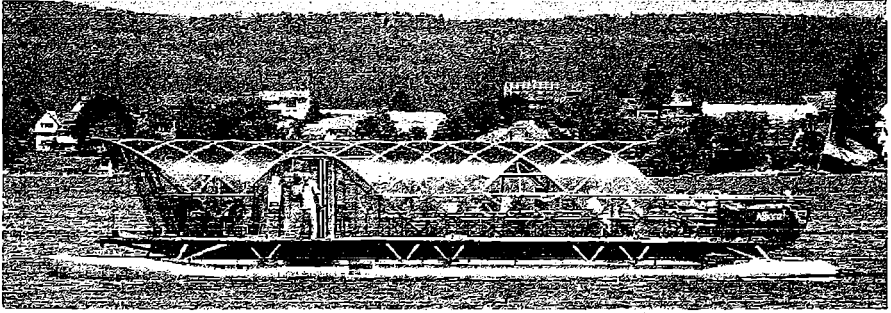


Рис. 15. Катамаран RA66 Helio компанії Kopf Solarschiff GmbH, експлуатуючийся на озері Унтерзее

Источник: [18]

Катамаран RA66 Helio длиной 20 м и шириной 4,6 м рассчитан на 50 мест под крышей (на которой смонтированы солнечные батареи) плюс 20 мест на открытой части палубы. При водоизмещении в 16 т судно имеет осадку 0,7 м и развивает скорость до 12 км/ч (запас хода 60-100 км).

Другим примером пассажирского судна, работающего на солнечных батареях, является судно компании CIG проекта FS 1850 (см. рисунок 16).

На речных круизных пассажирских судах типа «Viking Aegir» на верхней палубе установлены солнечные батареи (см. рисунок 17).

4. Инновационные решения в области автоматизации управления судном и судовыми системами

Кресло судоводителя, оснащенное пультом управления судном. Кресло судоводителя является полной и независимой операционной станцией, предназначенной для удовлетворения требований судоводителя относительно организации рабочего места, приборов и оборудования. Рабочая станция имеет все функции в пределах досягаемости оператора, контролирует широкий спектр подсистем, в том числе динамическое позиционирование / джойстик (если есть), радар, ECDIS и диаграммный радар, гребной винт, винт и руль управления, технику автоматизации. Функциональность может быть расширена, включив контроль вспомогательным оборудованием, таким как стабилизаторы, дворники, стиральные машины и обогреватели, прожекторы и многое другое.

При выполнении сложных операций оператор из одного кресла управляет судном, в то время как оператор со второго кресла выполняет оперативные задачи.

Кресло судоводителя имеет панели сенсорного управления и многофункционального разделения экрана, которые отображают всплывающие меню с множеством подменю (см. рисунок 18).

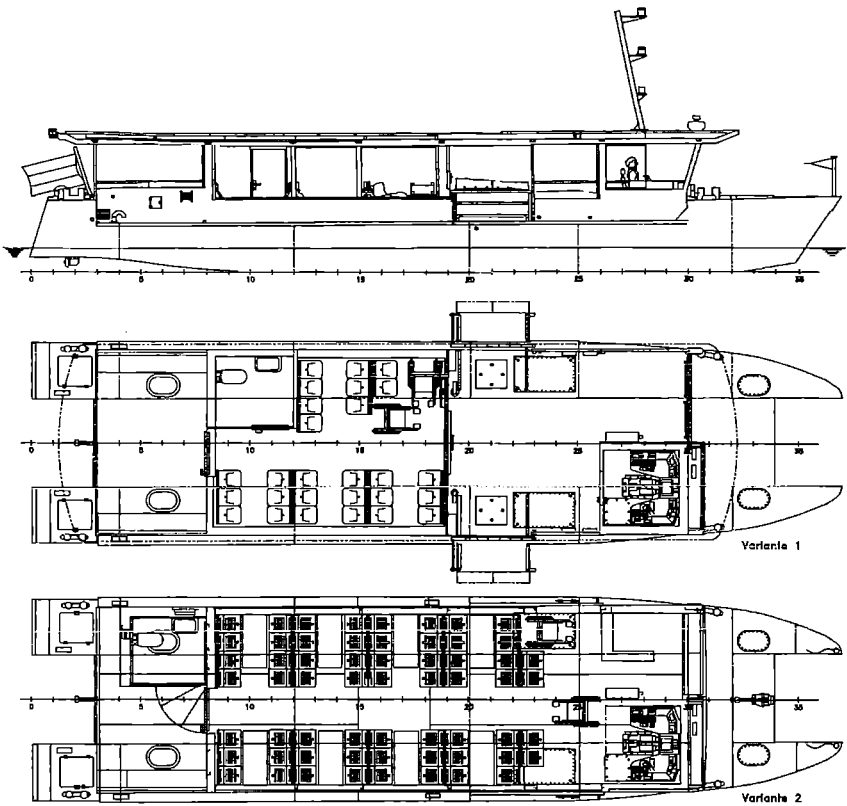


Рис. 16. Общее расположение пассажирского судна проекта FS 1850, работающего на солнечных батареях

Источник: [19]

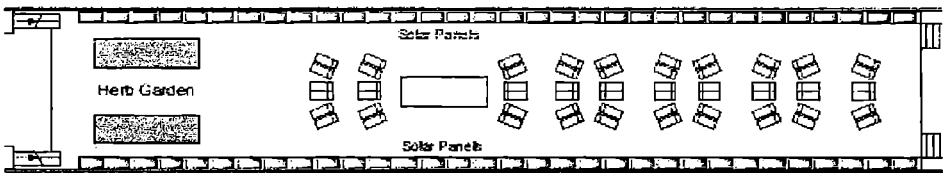


Рис. 17. Размещение солнечных батарей по бортам верхней (солнечной) палубы речного круизного судна «Viking Freya»

Источник: [5]

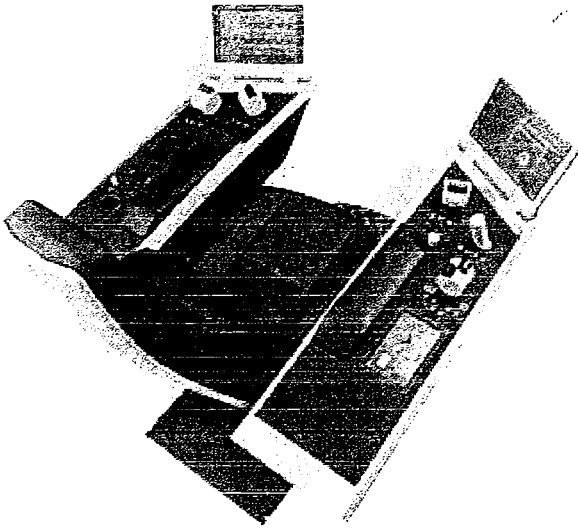


Рис. 18. Кресло судоводителя, предлагаемое компанией «Kongsberg»

Источник: [20]

Это заменяет традиционные механические кнопки и переключатели, тем самым обеспечивая более эффективную работу судоводителя, в том числе облегчается управление подруливающим устройством. Также имеется кнопка аварийной остановки и возможность командной индикации.

Панель аварийной сигнализации и утилит содержит центральный пункт управления аварийной сигнализации и командную передачу между альтернативными позициями управления подруливающим устройством. Панель независима от динамического позиционирования, джойстиков или других устройств.

Джойстик предназначен для управления судном в ручном или автоматическом режимах при совершении маневров.

Кресло судоводителя представляет собой новое поколение средств автоматизации, которое объединяет простое и легкое в использовании сенсорное управление с современными функциями и доступом к огромным объемам критических данных судна [20].

Интегрированная система управления судовыми техническими средствами (ИСУ ТС). Применение ИСУ ТС обеспечивает комплексное решение задач автоматизации судна. Автоматизация судовых технологических процессов позволяет исключить человека-оператора из трудоёмких, часто повторяющихся и ответственных процессов управления и контроля, особенно при возникновении аварийных ситуаций.

При этом жизнеобеспечение и безопасность судна должны быть обусловлены таким составом средств автоматизации и электротехниче-

ского оборудования, при котором максимально снижается влияние «человеческого фактора» в условиях эксплуатации судна.

Основной концепцией построения ИСУ ТС судна является реализация всех её подсистем на основе ограниченного по составу набора типовых унифицированных программно-аппаратных средств.

Системы управления выполняются на базе программируемых контроллеров различных типов.

Каждая подсистема имеет собственную внутреннюю систему программного резервирования (восстановления) [21].

Оператор имеет возможность полного контроля оборудования с использованием мнемосхем на дисплее, содержащих всю информацию о выполняемом процессе. Команды исполняются путем обращения к устройству с использованием указателя и выбора необходимых функций с помощью клавиатуры. Управление включает в себя многошаговые процедуры и имеет защиту от случайного нажатия на клавиатуру.

В типовой состав структурных единиц судовой ИСУ ТС входят:

- станция операторская;
- станция локальная технологическая;
- блок связи с объектом;
- панель контроля и управления;
- блок сигнализации и индикации;
- блок питания.

Анализ оснащённости автоматизированных судов показывает, что системы управления выполняются на базе программируемых контроллеров различных типов, выпускаемых разными фирмами. Это приводит к существенному увеличению запасных частей и существенно усложняет эксплуатацию систем. Как правило, такие системы работают до первого отказа, который не может быть устранён судовым персоналом. Поэтому необходимость внедрения общесудовых ИСУ ТС, построенных на базе типовых унифицированных программно-аппаратных средств, имеет особую актуальность [21].

Интегрированная система управления судовыми ТС состоит из следующих подсистем:

- система управления ВРК. Включает функции управления частоты вращения винта и изменения положения ВРК, дополнительно функции индикации, регулирования и безопасности. Все функции управления частотой вращения винта, положения ВРК, индикации, регулирования и безопасности обеспечиваются соответствующими процессорными модулями (контроллерами), размещенными в щитах управления ВРК;
- система управления НПУ. Включает функции управления частоты вращения винта НПУ, дополнительно функции индикации, регулирования и безопасности. Все функции управления частотой вращения винта, индикации, регулирования и безопасности обеспечиваются соот-

ветствующими процессорными модулями (контроллерами), размещенными в щитах управления подруливающих устройств;

- система автоматизации электростанции. Система управления питанием имеет топологию, схожую с энергетической установкой, и делится на 2 части;

- аварийно-предупредительная сигнализация. Аварийно-предупредительная сигнализация входит в состав оборудования интегрированной автоматизированной системы управления. Система производит наблюдение, обнаружение и выдачу аварийных и предупредительных сигналов механикам о происходящих аварийных ситуациях;

- сигнализация обнаружения пожара и взрывоопасной концентрации газа. В основном система состоит из размещенных по судну датчиков обнаружения пожара/газа и ручных извещателей, станций обработки входящих сигналов, тревог, панелей управления.

Система дистанционного контроля работы энергетической установки и технических средств судна. Система дистанционного управления предназначена для обеспечения постоянного доступа оператора к данным судна и передачи данных с борта судна на берег.

Система обеспечивает:

- доступ к данным;
- систематизацию и хранение данных;
- ведение электронного журнала работы судовых механизмов;
- отображение данных в офисе на береговом компьютере;

Основные функции системы:

- отображение всех тревог;
- отображение полной истории сигнализаций, зарегистрированных бортовым компьютером судна;
- индикация состояния оборудования и аналогичной информации в онлайн режиме по всему основному оборудованию.

На борту судна обеспечивает оператору:

- обзор первичных данных судна;
- данные по двигателю;
- отчёты по срабатыванию сигнализаций;
- историю для каждого сигнала тревоги;
- журнал манёвров;
- отчёт по состоянию всех цистерн на борту.

Также судовладелец может отслеживать состояние судна в процессе погрузки/выгрузки.

Данные автоматически могут отправляться с помощью электронной почты судовладельцу.

Система «умный дом» для пассажирских помещений и кают. Основные элементы, входящие в состав системы «умный дом»:

- электронный ключ;
- регулятор яркости освещения каюты;

- автоматическое регулирование микроклимата каюты;
- таймер для санузлов;
- видеонаблюдение в общественных помещениях;
- система АТС.

Электронный ключ – цифровой электронно-механический замок, дающий доступ в прописанные пассажиру помещения. В качестве ключа используется магнитная карта.

Кроме того, на некоторых современных РКПС в электронный ключ вносят паспортные данные пассажира и данные кредитной карты, что, к примеру, позволяет расплачиваться за дополнительные услуги на борту без наличных денег и кредитной карты, либо сходить с судна и возвращаться на борт без паспорта во время круиза.

Система доступа организована следующим образом:

- пассажир имеет доступ на свою палубу, в свою каюту, а так же в рестораны, помещения досуга, остальные общественные помещения, но не имеет доступа в специальные помещения, машинные помещения и другие технические помещения судна;

- обслуживающий персонал имеет доступ на пассажирские палубы, в ресторан, помещения досуга, специальные помещения, в каюты пассажиров, машинные помещения;

- экипаж имеет доступ в специальные, машинные и другие технические помещения судна, но не имеет доступ на палубы и в каюты пассажиров.

Регулятор яркости освещения позволяет, в том числе, с пульта дистанционного управления, плавно регулировать и зажигать лампы при включении на тот уровень яркости, при котором было произведено выключение. Имеет функцию автоматического отключения через 12 часов работы, что предохраняет от траты электроэнергии, когда человек забыл выключить освещение, а также продлевает срок службы лампы.

Автоматическое регулирование микроклимата каюты обеспечивает поддержание комфортной температуры в каюте путем регулирования заслонок воздухопровода. Система отсекающих заслонок позволяет регулировать поток воздуха, проходящий через канал воздуховода, или используется для перекрытия вентиляционного канала за счет автоматического поворота лопаток заслонок. Экономический эффект достигается за счет экономного расхода нагнетаемого воздуха.

Таймер для санузлов предназначен для включения и выключения вытяжной вентиляции санузла.

Система видеонаблюдения – это система, позволяющая вести удаленный аудио и видео контроль из комнаты оператора.

«Видеонаблюдение позволяет подключать аналоговые видеокамеры, IP-камеры, видеохабы, купольные камеры, USB камеры, поворотные устройства, микрофоны, датчики, исполнительные устройства. Мощный детектор движения, звука, анализатор событий, планировщик заданий и

множество других функций позволяют решать весь спектр задач, стоящих перед современной системой видеонаблюдения, например, такие как дежурная видеозапись, наблюдение и охрана общественных помещений, наблюдение за посещением особо охраняемых зон.

Система видеонаблюдения объединяет в себе следующие функции:

- мониторинг;
- архивация видеоинформации с DVD качеством;
- детектор движения в кадре;
- цифровая компрессия изображения;
- передача видеоизображения на КПК;
- аудиоконтроль;
- детекция звука;
- контроль за состоянием охранной системы;
- управление внешними устройствами;
- видеотрансляция изображения в сеть Интернет;
- передача видеоизображения на удалённые пункты наблюдения.

Кроме вышеописанных функций, систему видеонаблюдения можно интегрировать в единый комплекс безопасности с охранно-пожарной сигнализацией, системой контроля и управления доступом и инженерной системой» [22].

Система АТС используется для предоставления связи пассажирам и экипажу пассажирского судна. Гибкая система направления звонков в различные каналы связи позволяет максимально удешевить связь. Благодаря использованию внутреннего номерного ресурса, каждому абоненту может быть присвоен отдельный номер. Телефон дежурного администратора помогает рационально организовать многие стороны сервисного хозяйства. Применение АТС позволяет улучшить комфортное пребывание пассажиров на борту и предоставляет им такие возможности как:

- быстрый набор, позволяющий вызывать сервисные службы набором одной цифры;

- функция «Не беспокоить» позволяет пассажиру заблокировать все входящие звонки на телефонный аппарат в своем номере, например для спокойного отдыха, кроме автоматического пробуждающего звонка и звонка оператора, который имеет возможность, в экстренных случаях, тоже сделать звонок на заблокированный номер.

5. Инновационные решения в области механизации обслуживания гостиничного и ресторанного комплекса

Обслуживание пассажиров на борту РКПС занимает достаточно большое время и требует значительного числа обслуживающего персонала.

Инновационные решения, направленные на снижение времени операций по снабжению судов и сокращение обслуживающего персонала,

в основном, заключаются в контейнеризации снабжения, механизации и автоматизации процессов ресторанного и прачечного комплексов.

Контейнеризация снабжения и отходов. В портах захода круизных судов значительное время занимает обеспечение судна продовольствием, постельным бельем и другими расходными материалами.

К примеру, обеспечение речного отечественного пассажирского судна продовольствием занимает от 170 до 260 минут в портах посадки, 50-150 минут в промежуточных портах (в зависимости от необходимого объема снабжения), обеспечение постельным бельем от 60 до 200 минут [23].

Для ускорения процесса обеспечения пассажирских судов необходимым снабжением гостиничного (каюты – постельное белье) и ресторанного комплекса (продовольствие) в мировой практике стали использовать специальные контейнеры. В контейнерах формируют определенный состав необходимого снабжения и поставляют его прямо на борт судна. Расформирование контейнера происходит уже непосредственно в рейсе, что сокращает стояночное время круизных судов. В расформированный контейнер экипаж судна складывает отработанные материалы, которые при следующем заходе в порт сдаются на берег.

На судах в районе продовольственных кладовых устанавливаются с каждого борта лацпорты, оборудованные телескопическими выдвигаемыми грузовыми устройствами для перемещения и погрузки/выгрузки на берег контейнеров.

Размеры коридоров внутри судна позволяют перемещение по ним контейнеров. Размеры дверных проемов продовольственных и бельевых кладовых позволяют размещение в них контейнеров.

Механизация процессов ресторанного комплекса. Для повышения производительности при приготовлении большого ассортимента блюд используются комбинированные пароконвектоматы, обеспечивающие оптимальные параметры приготовления блюд за счет точного контроля температуры, влажности и потока воздуха внутри.

Пароконвектоматы обеспечивают приготовление блюд в следующих режимах:

- приготовление на пару с температурой от 30 до 130 °С;
- приготовление горячим воздухом с температурой от 30 до 300 °С;
- комбинированное приготовление на пару и горячем воздухе с температурой от 30 до 300 °С.

Для повышения производительности процесса мойки посуды используются многофункциональные автоматизированные конвейерные посудомоечные машины. Посуда в них может подаваться непрерывным потоком. При этом достигается минимизация расхода моющих средств и электроэнергии. Примером такой машины может служить посудомоечная машина серии WD производства компании Metos (см. рисунок 19).

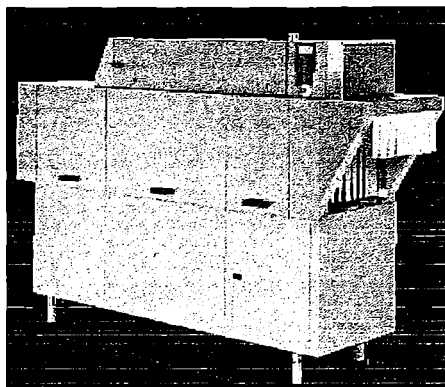
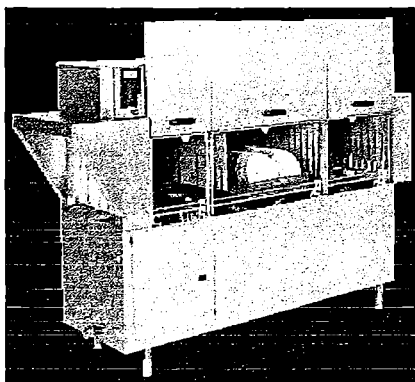


Рисунок 19. Конвейерная посудомоечная машина Metos WD-211

Источник: [24]

Механизация процессов прачечного комплекса. Для наилучшего насыщения ограниченных по площади судовых прачечных используются сушильно-стиральные машины в двухъярусном исполнении с увеличенным размером по высоте (сушильная машина устанавливается сверху на стиральную машину, имеющую на верхней крышке специальные места для крепления).

Повышение производительности процесса глажки достигается за счет применения высокопроизводительных и компактных роликовых и плоскостных гладильных машин (см. рисунок 20).

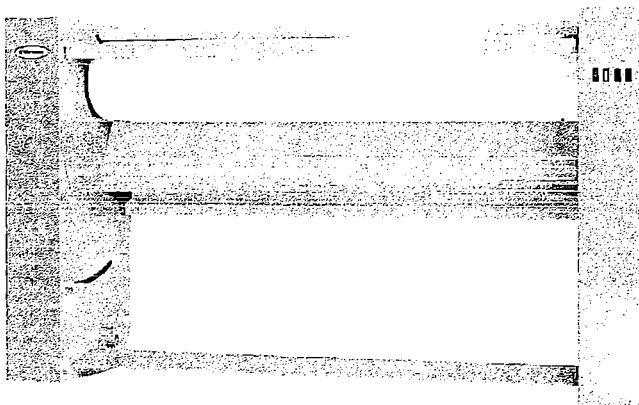


Рис. 20. Плоскостная гладильная машина IB4 2314 компании Loipart AB

Источник: [25]

Заключение. Анализ инновационных решений, применимых к РКПС, показал следующее:

- на РКПС, построенных и строящихся в XXI веке, внедрен модульный принцип формирования, причем как жилых блоков в целом, так и каютных модулей в отдельности. Применимость каютных модулей при конверсии зависит от степени демонтажа существующих конструкций пассажирского блока и его геометрии. Однако, как показывает опыт Московского речного пароходства и Морского Инженерного Бюро, при выполнении работ на РКПС «Виктории» и «Александре Грине» проекта PV08, даже при полном удалении внутренних перегородок, конструкция рубки не позволила в целом применить модули. Конечно, каюты имели в среднем практически одну и ту же площадь и набор каютного оборудования, но при этом были небольшие отличия практически в каждой каюте;

- каюты по уровню комфорта соответствуют стандартным номерам береговых отелей: имеют площадь от 13 до 18 кв. м и оборудование как стандартные номера береговых отелей соответствующего уровня, обычно «4 звезды» или «5 звезд». На верхних палубах, не имеющих проходов по бортам, каюты, как правило, оборудованы индивидуальными террасами, раздвижными балконными дверьми (так называемый «французский балкон») или опускаемыми панорамными окнами. Использование стандартных кают гостиниц «4 звезды» и «5 звезд» собственно и является основной целью переоборудования существующих РКПС, а также конверсии. Повышение комфортности обеспечивается именно таким путем;

- прослеживается разделение зон жилых и общественных помещений. Рестораны, салоны и бары размещаются в отдельных вертикальных зонах от жилых помещений. Над каютами пассажиров и экипажа не размещаются помещения, в которых может создаваться шум, препятствующий отдыху пассажиров и экипажа. Образование вертикальных зон при переоборудовании и конверсии РКПС технически исполнимо и зависит от площадей, которые имеются на судне-доноре;

- для уменьшения шума и вибрации в жилых помещениях возможно применение составных РКПС. На сегодняшний день уже построена серия из шести таких судов типа «Twin Cruiser». Составные суда позволяют также продлить их эксплуатационный период после закрытия навигации на реках за счет использования жилой секции в качестве плавучей гостиницы с получением берегового питания, в то время как энергетическая секция может проходить межнавигационный ремонт. Технически применимость составных РКПС при конверсионных подходах к судостроению вполне возможна. Более того, на отечественных реках есть примеры таких прогулочных судов. Понятно, что в качестве доноров в таких случаях будут применять не старые пассажирские суда, а существующие буксиры-толкачи и несамоходные баржи, особенно баржи-площадки как наиболее оптимальные с точки зрения модульного формирования жилого блока;

- применяются ВРК и КДРК как пропульсивные комплексы, существенно увеличивающие маневренность (безопасность) судов и позволяющие уменьшить размеры машинных отделений (повышение экономической эффективности судна из-за возможности использования высвобождающихся площадей под пассажирские помещения). Многие РКПС, построенные за последнее десятилетие для европейских внутренних водных путей, а также большие морские «круизники» имеют установки с двумя и более ВРК. Вопрос замены обычной пропульсии на ВРК при модернизации и конверсии РКПС является не теоретическим, такие решения на практике были, однако они требуют заметных изменений в конструкции кормовой части судна;

- начиная с 2014 года, наблюдается «активный» интерес к «зеленым» (экологическим) технологиям у владельцев РКПС, все больше заказывается судов с гибридными энергетическими установками или электродвижением. В качестве дополнительного источника энергии на РКПС могут быть также установлены солнечные батареи – есть примеры прогулочных судов, которые полностью работают на солнечных батареях. Современные морские круизные суда уже начали оснащаться СПГ установками: первое морское круизное судно «AIDA nova» на СПГ будет выполнять круизы, начиная с 2019 года;

- для автоматизации управления судном и судовыми системами применяют кресло судоводителя, оснащенное пультом управления судном, ИСУ ТС, систему дистанционного контроля работы энергетической установки и технических средств судна, систему «умный дом» для пассажирских помещений и кают;

- для сокращения численности экипажа на РКПС активно применяется совмещение профессий, а также автоматизация палубных работ (автоматические якорно-швартовные лебедки), автоматизация процесса погрузки припасов и механизация процесса уборки палуб (моечные машинки и т.п.);

- для снижения времени операций по снабжению судов и сокращения обслуживающего персонала применяют, в основном, контейнеризацию снабжения, механизацию и автоматизацию процессов ресторанного и прачечного комплексов: устанавливают пароконвектоматы; автоматизированные конвейерные посудомоечные машины; роликовые и плоскостные гладильные машины.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Егоров А.Г. *Анализ круизного пассажирского флота [Тезисы] // Материалы IX междунар. научно-техн. конф. «Инновации в судостроении и океанотехнике». – Николаев: НУК, 2018. – С. 61.*

2. Егоров Г.В., Егоров А.Г., Осадчий Е.А. Обоснование строительства речных круизных пассажирских судов с использованием элементов существующих судов [Текст]: Отчет о НИР / Морское Инженерное Бюро. Вып. МИБ.5310, 2018. – 100 с.
3. Сайт «Lüftner Cruises». [Электронный ресурс]. – URL.: <https://www.lueftner-cruises.com/en/our-amadeus-fleet/ms-amadeus-star.html> (дата обращения 12.01.2019).
4. Сайт «Scenic Tours». [Электронный ресурс]. – URL.: <https://www.scenic.com.au/our-5-star-ships/scenic-jasper-opal-amber> (дата обращения 12.01.2019).
5. Сайт «Viking River Cruises». [Электронный ресурс]. – URL.: <https://www.vikingrivercruises.com> (дата обращения 12.01.2019).
6. Сайт «Avalon Waterways». [Электронный ресурс]. – URL.: <https://www.avalonwaterways.com/River-Cruise-Ships/Avalon-Envision/> (дата обращения 12.01.2019).
7. Сайт «Neptun Werft». [Электронный ресурс]. – URL.: https://www.neptunwerft.de/en/neptunwerft_de/schiffe/flusskreuzfahrtschiffe/premicon_ag/schiffe_fuer_die_premicon_ag_1.jsp (дата обращения 12.01.2019).
8. Сайт «Avalon Waterways». [Электронный ресурс]. – URL.: <https://www.avalonwaterways.com/River-Cruise-Ships/Tranquility/> (дата обращения 12.01.2019).
9. Сайт «Shipspotting». [Электронный ресурс]. – URL.: <http://www.shipspotting.com/gallery/photo.php?lid=498778> (дата обращения 12.01.2019).
10. Егоров Г.В., Ильницкий И.А., Станков Б.Н. и др. Проработка вариантов пропульсивного комплекса судна смешанного плавания класса «Волго-Дон макс» [Текст] // Морской вестник. – 2011. – № 2 (38). – С. 101-106.
11. Муромский информационно-познавательный портал. [Электронный ресурс]. – URL.: <http://www.murom.ru/node/4685> (дата обращения 12.01.2019).
12. Сайт «CroisiEurope Cruises». [Электронный ресурс]. – URL.: <https://www.croisieurope.com/boat/ms-loire-princesse#> (дата обращения 12.01.2019).
13. Сайт «American Cruise Lines». [Электронный ресурс]. – URL.: <https://www.americancruiselines.com/small-riverboat-cruise-ships/queen-of-the-mississippi> (дата обращения 12.01.2019).
14. Епифанов В.С. Эксплуатация судовых энергетических установок на природном газе [Текст]. – М.: ТрансЛит, 2010. – 216 с.

15. Сайт «CruiseToTravel». [Електронний ресурс]. – URL.: <http://www.cruisetotravel.com/2017/09/26/aidanovas-floating-engine-room-units/> (дата обращения 12.01.2019).
16. *Market Observation for inland navigation in Europe. Analysis of the economic conditions early 2012 [Text]. Edited by the Secretariat of the Central Commission for Navigation on the Rhine Secretariat. – Observation of the market. – № 15. – Strasbourg, July. – 2012. – 84 p.*
17. Сайт «Photovoltaic Geographical Information System». [Електронний ресурс]. – URL.: <http://re.jrc.ec.europa.eu/pvgis.html> (дата обращения 12.01.2019).
18. *Craig D. Putting Wind in Trade's Sails. Сайт «Columbia University». [Електронний ресурс] – URL.: <https://blogs.ei.columbia.edu/2012/02/27/putting-wind-in-trades-sails/> (дата обращения 12.01.2019).*
19. Сайт «Central Industry Group». [Електронний ресурс]. – URL.: <https://www.centralindustrygroup.com/renewables/solarboat> (дата обращения 12.01.2019).
20. Сайт «Kongsberg». [Електронний ресурс]. – URL.: <https://www.km.kongsberg.com/ks/web/nokbg0239.nsf/AllWeb/B714935BE60E4B05C12575C500345833> (дата обращения 12.01.2019).
21. Быков Э.Б. Системы управления для судов // *Морской бизнес. – 2005. – № 3. – [Електронний ресурс]. – URL.: <http://mbsz.ru/?p=19586> (дата обращения 12.01.2019).*
22. «Кодос» / *Каталог продукции [Текст]. – М.: Кодос, 2006. – 46 с.*
23. Чукавин А.Г. Особенности проектирования круизных судов типа «море-река» [Текст] // *Теорет. и практ. вопр. судостроения и судоремонта. – М.: В/О «Мортехинформтехника», 1986. – С. 53-57.*
24. *Metos Marine» / Galley and Laundry Equipment [Text]. – Product catalog. – Kerava, Finland, 2016. – 148 p.*
25. «Loipart AB» / *Marine Galley and Laundry Equipment [Text]. – Product catalog. – Alingsås, Sweden, 2016. – 218 p.*

Стаття надійшла до редакції 10.12.2018

Рецензенти:

доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Машинознавство» Одеського національного морського університету
А.В. Конопльов

кандидат технічних наук, завідувач кафедри «Теорія і проектування корабля ім. проф. Ю.Л. Воробйова» Одеського національного морського університету **О.В. Демідюк**

УДК 629.125.1/3

**ОТНОСИТЕЛЬНЫЙ МОМЕНТ СОПРОТИВЛЕНИЯ
ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ЭКВИВАЛЕНТНОГО БРУСА СУДНА
С КИЛЕВАТЫМ КОРПУСОМ**

А.О. Канифольский

к.т.н.,

доцент кафедры «Теория и проектирование корабля им. проф. Воробьева Ю.Л.»

Одесский национальный морской университет

***Аннотация.** В статье определено значение относительного момента сопротивления поперечного сечения эквивалентного бруса малого судна переходного режима движения. Предложенные рекомендации базируются на совместном графическом решении уравнения общей прочности, с учетом ускорений на волнении и уравнения для относительного момента сопротивления, учитывающего геометрию корпуса. Проведен сравнительный анализ полученных данных с данными о прочности и весе балки двутаврового профиля, аналогичной с судном длины.*

***Ключевые слова:** момент сопротивления поперечного сечения; эквивалентный брус; малотоннажное судно; переходный режим движения.*

УДК 629.125.1/3

**ВІДНОСНИЙ МОМЕНТ ОПОРУ ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕРІЗУ
ЕКВІВАЛЕНТНОГО БРУСА МАЛОГО СУДНА З КІЛЕВАТИМ КОРПУСОМ**

О.О. Канифольський

к.т.н., доцент

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

Одеський національний морський університет

***Анотація.** У статті визначено значення відносного моменту опору поперечного перерізу еквівалентного бруса малого судна перехідного режиму руху. Запропоновані рекомендації базуються на спільному графічному рішенні рівняння загальної міцності, з урахуванням прискорень на хвилюванні і рівняння для відносного моменту опору, що враховує геометрію корпусу. Проведено порівняльний аналіз отриманих даних з даними про міцність і вагу балки двотаврового профілю, аналогічної з судном довжини.*

***Ключові слова:** момент опору поперечного перерізу; еквівалентний брус; малотонажне судно; перехідний режим руху.*

© Канифольский А.О., 2018

UDC 629.125.1/3

THE RELATIVE SECTION MODULUS OF AN EQUIVALENT GIRDER FOR A DEADRISE HULL VESSEL

O.O. Kanifolskyi

PhD, Docent

of the Department «Ship Theory and Design named after prof. Vorobyev Yu.L.»

Odessa National Maritime University

Abstract. The value of the relative section modulus of an equivalent girder for a small vessel of transitional mode is defined in this article. The proposed recommendations are based on a joint graphical solution for the equation of general strength, taking into account wave acceleration and the equation for the relative section modulus, taking into account the geometry of the hull. Comparative analysis of the obtained data with the data about strength and weight of the H-girder with length similar to the ship was conducted.

Keywords: the relative section modulus; an equivalent girder; small vessel; transitional mode.

Постановка проблеми и анализ публикаций. При проведении различных исследований в области малых судов переходного режима движения, возникает дефицит информации об относительном моменте сопротивления поперечного сечения эквивалентного бруса судна $\frac{W}{\Delta}$, относительно водоизмещения Δ . Такая ситуация может возникнуть при определении длины, характеризующей малость судна, из уравнения общей прочности $\sigma_{дон} W_{min} \geq \frac{\Delta_{min} L_{min}^n}{k}$ [1]. Также, эти сведения могут быть полезны при решении задачи о максимальном значении относительной длины малотоннажного судна переходного режима движения, с применением уравнения $\sigma_{дон} \frac{kgW}{0,3v^2 \Delta} \geq \frac{L}{\sqrt[3]{V}}$, в котором учтены перегрузки на волнении [2].

В литературе по проектированию судов и литературе о конструкции корпуса судна приводятся подобные относительному моменту сопротивления величины, характеризующие различные типы балок. Например, в [3] предлагается показатель конструктивного качества профилей балок $\frac{W}{F}$, относительно площади их поперечного сечения. Также в этом первоисточнике отмечено, что масса балок, при их одинаковой прочности будет находиться примерно в таком же соотношении, как и $\frac{W}{F}$. В книге

[4] представлена зависимость веса одного погонного метра балки от момента ее сопротивления. Из графика видно, что для каждого типа балок (тавра, симметричного и несимметричного полосообразов) характерна своя, присущая только этому типу зависимость.

Для проведения приведенных выше исследований, возможно применение знаний о минимальном моменте сопротивления поперечного сечения судна, приведенные различными авторами, также содержащиеся в Правилах. Для примера, минимальный момент сопротивления эквивалентного бруса W_{min} корпуса малого судна, для прямоугольной формы

(с нулевой килеватостью), определен в работе [5] $W = D(B + \frac{D}{3})l$.

Цель исследования. Определить значение относительного момента сопротивления поперечного сечения эквивалентного бруса судна $\frac{W}{\Delta}$, характерного для малых судов переходного режима движения.

Изложение основного материала исследования. При движении судна с относительными скоростями переходного режима от взаимодействия днища судна и волны возрастают ударные нагрузки. Соответственно увеличиваются и ускорения, что неблагоприятно сказывается на самочувствии пассажиров и экипажа. От воздействия сильных ударов корпусные конструкции и оборудование может быть повреждено. Предел ускорений, которые принято считать приемлемыми с точки зрения физиологии, ограничивается значениями (0,1-0,2)g. Реально же ускорения на борту скоростного судна достигают гораздо больших значений. В современных требованиях классификационных обществ существенно поднята планка для значений допустимых ускорений на борту скоростных судов. Для уменьшения ударных нагрузок и улучшения обитаемости судов применяют различные способы. Один из них – это увеличение угла килеватости β шпангоутов. В зависимости от угла килеватости различают следующие типы обводов: плоскодонные, малокилеватые, умеренно-килеватые, «глубокое V», или «deep V» ($\beta > 20^\circ$). Суда с последним типом обводов в зарубежной прессе часто называют «monohull deep V». В зависимости от изменения угла килеватости от носа в корму существует следующая классификация: «закрученное днище» имеет заостренные ватерлинии и узкие килеватые шпангоуты в носу с уменьшением килеватости до плоского транца; «моногедрон» – постоянный угол килеватости от миделя до транца [6].

Примечательна работа [7] об изменении формы обводов судна при переходе от водоизмещающего режима к глиссированию. В работе выделено два направления. Первое из них – срезание кормы. Выработаны формы судов, у которых корма на некотором расстоянии от мидель-шпангоута срезана в виде транца. Вначале переходного режима срезается только крайняя часть оконечности и за мидель-шпангоутом сохраняется

значительный участок сужения корпуса. С ростом скорости отбрасываемый участок все увеличивается и достигает мидель-шпангоута. В итоге изменяется, и средняя часть корпуса и судно приобретает клинообразную форму с сечениями, непрерывно расширяющимися к корме. Другое направление изменения формы обводов судна при переходе от водоизмещающего режима к глиссированию – приближение формы днища к форме глиссирующей поверхности. Это связано со стремлением извлечь пользу из эффекта глиссирования, для чего днищу судна придается по возможности уширенная и плоская форма, у транца. На некотором этапе роста относительной скорости это приводит к отказу от плавного сопряжения днищевой и бортовой поверхности и к переходу остроконечным формам.

Все вышесказанное говорит о широком применении килеватых корпусов в переходном режиме движения. Соответственно, в данной работе будет рассмотрена форма корпуса с килеватостью на миделе, рис. 1б.

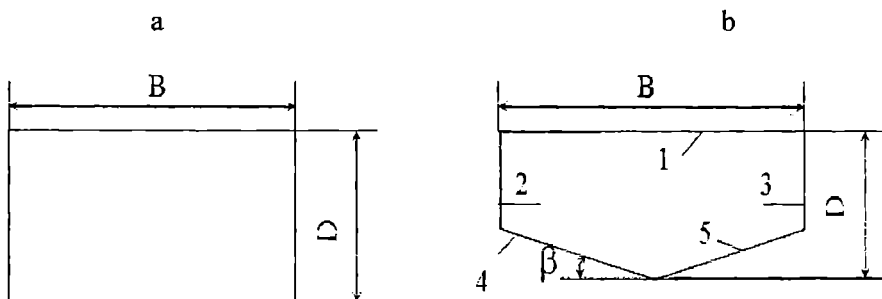
Записав элементы поперечного сечения судна в таблицу 1, можно получить формулу для момента сопротивления эквивалентного бруса килеватого корпуса, с углом $\beta = 25^\circ$

$$W_{min} = (0,33D^2 + 0,015B^2 + 0,82DB - 0,028\frac{B^3}{D})t_{min}, \quad (1)$$

где D – высота борта судна;

B – ширина судна;

t_{min} – толщина обшивки.



*Рис. 1. Миделевые сечения корпуса
с нулевой килеватостью и килеватой формы*

При применении в расчетах $\beta = 0$, будет получена формула

$$W_{\beta=0} = (0,33D^2 + DB)t \quad (2)$$

аналогичная формуле, представленной в работе [5], и упомянутая выше в этой статье.

Таблиця 1

Елементи поперечного сечення судна (рис. 1)

Номера элементов соответствуют рис. 1 б	Площадь элемента F	Расстояние от центра тяжести элемента до н.о. z
1	tB	$\frac{D}{2}$
2, 3	$(D - \frac{B}{2} \operatorname{tg} \beta) t$	$\frac{B}{2} \operatorname{tg} \beta$
4, 5	$\frac{Bt}{2 \cos \beta}$	$\frac{D}{2} - \frac{B}{4} \operatorname{tg} \beta$

В этой работе принято предположение о том, что положение нейтральной оси находится посередине высоты борта (рис. 1). Эта гипотеза основана на том, что килеватость днища сместит положение этой оси по направлению к палубе, а необходимость создать более прочную, по отношению к палубе, способную выдерживать нагрузки от ударов встречных волн, днищевую конструкцию требует смещения нейтральной оси по направлению к днищу.

Это предположение частично может быть проверено с помощью формулы $e = (0.34 + \frac{0.06L}{100})D$ [8]. В этом уравнении положение нейтральной оси e относительно основной плоскости зависит от высоты борта D и длины судна L .

Как известно момент сопротивления для палубного пояса $W_{нал} = \frac{I_y}{z_{нал}}$, а момент сопротивления для днищевое пояса $W_{дн} = \frac{I_y}{z_{дн}}$. В этих формулах I_y – главный момент инерции площади поперечного сечения корпуса относительно его нейтральной оси, z – расстояние от нейтральной оси этого сечения до точки, в которой вычисляют напряжения. Нейтральная ось проходит через центр тяжести поперечного сечения. При равноудаленном положении нейтральной оси от крайних волокон палубного и днищевое поясов моменты сопротивления палубы и днища будут равны.

В [9] отмечено, что минимальная толщина обшивки палубы должна составлять не менее чем 2,5 мм. Толщина обшивки днища должна быть минимум $s_{дн} = 1,35L^{1/3} \geq 2,5$. Рассмотрим малое судно, которому присущи следующие параметры: длина $L = 24$ м, отношение длины судна к высоте

борта $\frac{L}{D} = 15$ и относительная длина $\frac{L}{B} = 5,5$. Последний показатель выбран из соображений обеспечения ходкости в переходном режиме движения. Примем для расчета поперечное сечение корпуса без килеватости (рис. 1). После преобразований можно получить значение отношения ширины судна к высоте борта $\frac{B}{D} = 2,7$.

Толщина обшивки днища такого судна $s_{\text{дн}} = 3,9$ мм, что в 1,56 раза больше, чем минимальная толщина обшивки палубы. Соответственно и нейтральная ось сдвинется от середины высоты борта, в сторону днища.

Другой фактор, влияющий на положение нейтральной оси – килеватость корпуса. Учитывая, что центр тяжести половины днища лежит примерно на расстоянии равном $0,25 B$ от диаметральной плоскости судна, получим смещение центра тяжести днищевой конструкции, в сторону палубы равным $0,25 B \operatorname{tg} \beta$. После подстановки принятых соотношений главных размерений и среднего значения угла килеватости, можно определить смещение нейтральной оси от середины высоты борта, в сторону палубы.

Таким образом, для малых судов переходного режима движения, положение нейтральной оси можно принимать посередине высоты борта.

Информация о конструктивном качестве профилей балок $\frac{W}{F}$, приведенная в начале статьи, может быть спроецирована на расчеты относительного момента сопротивления поперечного сечения эквивалентного бруса судна $\frac{W}{\Delta}$. Учитывая, что при приближительных расчетах прочности, форма профиля, который соответствует эквивалентному брусу корпуса судна – это двутавровый профиль и, учитывая прямую зависимость площади поперечного сечения от длины судна, можно предположить наличие такого значения относительного момента сопротивления поперечного сечения эквивалентного бруса судна $\frac{W}{\Delta}$, которое характерно для определенного типа судов. Эта величина сохраняет примерно одинаковое значение для однотипных судов, при заданной длине судна, одинаковом материале корпуса и скоростном режиме.

После преобразования формулы (2) к виду

$$\frac{W}{\Delta} = \frac{D(B + \frac{D}{3})t}{\gamma_b L B d} = \frac{k_D d (B + \frac{D}{3})t}{\gamma_b L B d} = \frac{k_D B t}{\gamma_b L B} + 0,33 \frac{k_D^2 d t}{\gamma_b L B} = \frac{k_D t + 0,07 k_D^2 t}{\gamma_b L} = \frac{k_D t (1 + 0,07 k_D)}{\gamma_b L} \quad (3)$$

с учетом того, что $k_D = \frac{D}{d}$ и $\frac{B}{d} = 4.7$ (соответствует минимуму сопротивления воды в переходном режиме [10]), можно получить новую формулу для расчета относительного момента сопротивления, учитывающую геометрию корпуса.

Значение относительного момента сопротивления $\frac{W}{\Delta}$ также можно найти из уравнения общей прочности, учитывающего перегрузки на волнении

$$\frac{W}{\Delta} = \frac{L}{k\sigma_{\text{дон}}} n, \quad (4)$$

где n – перегрузка на волнении;

L – длина судна;

$\sigma_{\text{дон}}$ – допускаемые напряжения;

k – коэффициент характерный для данного типа судов.

Для последующих расчетов выбраны данные о перегрузках на волнении приведенные в Правилах [11], в которых предлагается принимать коэффициент перегрузки не зависимо от относительной скорости: для пассажирских судов $n = 2$, для прогулочных катеров $n = 2,3$.

Значение коэффициента k принято равным 21. Более подробная информация по этой теме изложена в [2].

После совместного графического решения двух уравнений (3) и (4), рис. 2, можно определить значение $\frac{W}{\Delta} = 0,0003 \text{ м}^3/\text{т}$, для малых судов длиной менее чем 64 м, удовлетворяющее требованиям общей прочности и учитывающее геометрию корпуса. Это значение может быть принято для дальнейших исследований в области малых судов переходного режима движения. Интересно отметить, что некоторые Правила создаются специально для судов длиной менее, чем 65 м [11].

Полученное графическим методом решение уравнений не учитывает килеватости корпуса. В [12] найдено решение задачи по определению момента сопротивления поперечного сечения корпусов с различной формой. Уравнения, предложенные в упомянутой работе, достаточно сложно привести к упрощенному виду, с целью дальнейшего их решения для определения относительного момента сопротивления. Поэтому в дальнейшем, будет сделан анализ того на сколько момент сопротивления корпусов с различной килеватостью отличается от момента сопротивления корпуса без килеватости.

На основании анализа коэффициента утилизации профиля η , в формуле $W = \frac{\eta}{2} D \Omega$ [12], рис. 3, можно предположить, что отличие моментов сопротивления килеватого и некилеватого профиля в среднем около 10 %. Таким образом, с учетом этого факта, значение относительного момента сопротивления поперечного сечения килеватого корпуса малого быстроходного судна принятое для дальнейших расчетов можно считать около $\frac{W}{\Delta} = 0,00027 \text{ м}^3/\text{т}$.

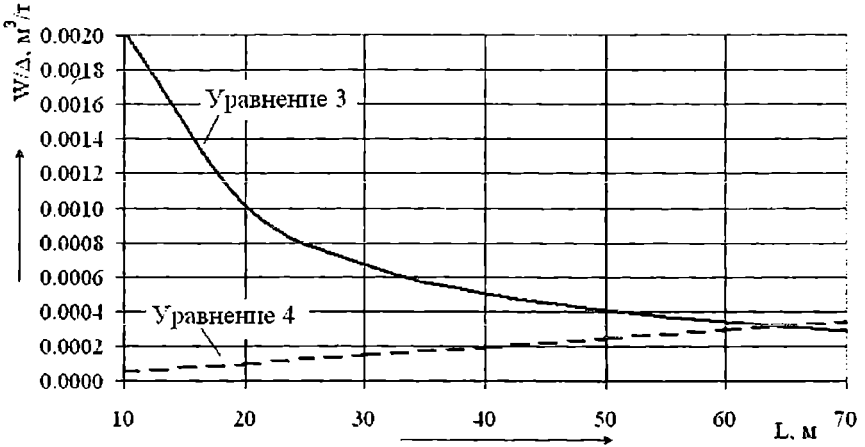


Рис. 2. Значение относительного момента сопротивления

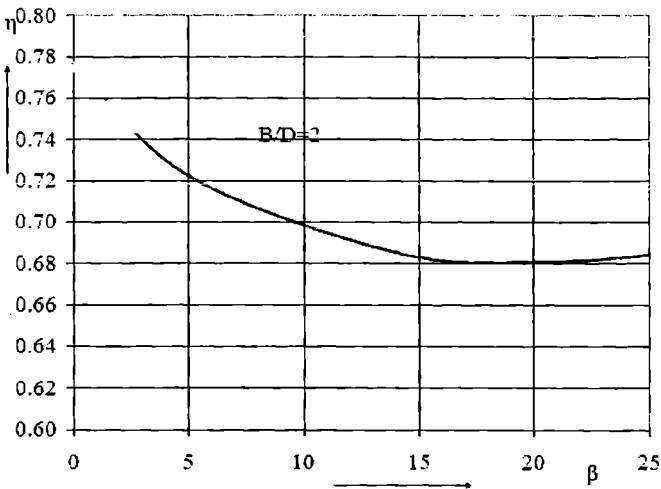


Рис. 3. Зависимость коэффициента утилизации профиля от угла килеватости

Для проверки полученных значений $\frac{W}{\Delta}$, возможно проведение дополнительного расчета. Как было отмечено выше, форма профиля, который соответствует эквивалентному брусу корпуса судна, в приближенных расчетах – это двутавровый профиль. Используя данные [4] о зависимости веса одного погонного метра двутавровой балки от момента ее сопротивления и приняв длину балки 64 м, как показано на рисунке 2, можно получить значение $\frac{W}{\Delta}$ близкое к $0,0003 \text{ м}^3/\text{т}$.

Выводы. В процессе проектирования судна или при проведении исследований, может возникнуть необходимость применения в расчетах обоснованного значения относительного момента сопротивления поперечного сечения эквивалентного бруса судна $\frac{W}{\Delta}$. Для решения этой задачи были применены методы строительной механики корабля и теории проектирования судов: уравнение общей прочности, с учетом возникающих перегрузок на волнении и способ предварительного расчета момента сопротивления поперечного сечения корпуса. Совместное решение упомянутых выше уравнений дает значение относительного момента сопротивления поперечного сечения эквивалентного бруса судна около $0,0003 \text{ м}^3/\text{т}$, что характерно для малых судов переходного режима движения длиной 64 м и менее. С учетом килеватости корпуса, может быть принята величина $0,00027 \text{ м}^3/\text{т}$. Корпуса меньшей, чем 64 м, длины будут обладать, при принятых в расчетах, соотношениях главных размерений избыточной прочностью. Данные проверочного расчета относительного момента сопротивления балки двутаврового профиля, одинаковой с судном длины, подтвердили полученные результаты. Решение задачи подобного типа, применительно к быстроходным однокорпусным судам, предложено впервые.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Канифольский А.О. Термин «быстроходное малое судно прибрежного плавания» // Вісник Одеського національного морського університету. – 2010. – № 29. – С. 17-25.
2. Канифольский А.О. Относительная длина малых судов прибрежного плавания переходного режима движения // Зб. наук. праць національного університету кораблебудування. – Миколаїв: Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова, 2010. – № 5. – С. 35-39.
3. Лесюков В.А. Теория и устройство судов внутреннего плавания. – М.: Транспорт, 1982. – 303 с.

4. Барабанов Н.В. Конструкция корпуса морских судов. – Л.: Судостроение, 1969. – 695 с.
5. Опыт проектирования и постройки, состояние и перспективы малотоннажного судостроения, тезисы докладов научно-технической конференции. – Вып. НТО им. акад. А.Н. Крылова. – № 79. – 1966. – 140 с.
6. Справочник по малотоннажному судостроению / Аливагабов М.М., Бирюкович Д.Л., Бирюкович Ю.Л., Бирюкович К.Л., Васильев В.И., Махаринский Л.Г., Мирошниченко Э.Ф., Мордвинов Б.Г., Немзер А.И., Павлов А.И., Разгоняева И.А., Сквирский Д.И., Скубко А.Р., Соколов В.П., Фишбейн Е.И., Хейфец Л.Л., Якиширов П.С. – Л.: Судостроение, 1988. – 573 с.
7. Павленко Г.Е. Избранные труды. – К.: Наукова думка, 1978. – 496 с.
8. Жинкин В.Б. Теория и устройство корабля. – СПб.: Судостроение, 2002. – 335 с.
9. Germanischer Lloyd. Rules for Classification and Construction. Chapter 5. High Speed Craft. – Hmburg: Gebrüder Braasch, 1996. – 272 S.
10. Канифольский А.О. Выбор значения отношения ширины судна к осадке для судов переходного режима движения // Вісник Одеського національного морського університету. – 2010. – № 31. – С. 51-55.
11. Bureau Veritas. Rules and Regulations for the Classification of Ships of less than 65 m in length. Part II-B. Hull Structure. Chapter 13. Light highspeed ships. – France: Imprimerie strasbourggeoise, 1990. – 16 p.
12. Канифольский А.О. Влияние угла килеватости днища на прочность и вес корпуса быстроходного судна // Вісник Одеського національного морського університету. – 2010. – № 30. – С. 47-52.

Стаття надійшла до редакції 19.10.2018

Рецензенти:

кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри «Теорія і проектування корабля ім. проф. Ю.Л. Воробйова» Одеського національного морського університету **О.В. Демідюк**

кандидат технічних наук, доцент, технічний директор Морського інженерного бюро **В.І. Тонюк**

УДК 519.2:539.4

СТАТИСТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ МЕХАНИЧЕСКИХ ИСПЫТАНИЙ ДРЕВЕСИНЫ

Е.Ю. Неделько

к.т.н., доцент кафедры Высшей математики

Л.И. Коростылёв

д.т.н., профессор кафедры Конструкции и механики судна

А.Л. Чорный

преподаватель

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова

Аннотация. В статье проводится статистический анализ результатов механических испытаний на прочность при сжатии образцов твёрдой породы древесины. Проверяется гипотеза о нормальном распределении разрушающих усилий, а также ставится вопрос о значимости различия групповых средних. Применяя дисперсионный анализ, получен вывод о том, что это различие объясняется не естественным разбросом экспериментальных данных, а фактором проведения испытания различными бригадами исследователей.

Ключевые слова: прочность древесины, статистический анализ, критерий согласия Пирсона, дисперсионный анализ, критерий Фишера.

УДК 519.2:539.4

СТАТИСТИЧНИЙ АНАЛІЗ РЕЗУЛЬТАТІВ МЕХАНІЧНИХ ВИПРОБУВАНЬ ДЕРЕВИНИ

Е.Ю. Неделько

к.т.н., доцент кафедри Вищої математики

Л.І. Коростильов

д.т.н., професор кафедри Конструкції та механіки судна

А.Л. Чорний

викладач

Національний університет кораблебудування ім. адм. Макарова

Анотація. В статті проводиться статистичний аналіз результатів механічних випробувань на міцність на стискання зразків твердої породи деревини. Перевіряється гіпотеза про нормальний розподіл руйнуючих зусиль, а також ставиться питання про значимість відмінності групових середніх.

© Неделько Е.Ю., Коростылёв Л.И., Чорный А.Л., 2018

Застосовуючи дисперсійний аналіз, отримано висновок про те, що дана відмінність пояснюється не природнім розкидом експериментальних даних, а фактором проведення дослідів різними бригадами дослідників.

Ключові слова: міцність деревини, статистичний аналіз, критерій узгодженості Пірсона, дисперсійний аналіз, критерій Фішера.

UDC 519.2:539.4

STATISTICAL ANALYSIS OF RESULTS MECHANICAL TESTING WOOD

E. Nedelko

Ph.D., Associate Professor, Department of Higher Mathematics

L. Korostylev

doctor of technical sciences, professor,
department of «Ship design and mechanics»

O. Choirnyi

teacher

National University of Shipbuilding them. adm. Makarov

Abstract. *The article provides a statistical analysis of the results of mechanical tests for compressive strength of samples of solid wood. The hypothesis of the normal distribution of destructive efforts is tested, and the question of the significance of the difference between group means is raised. Applying the analysis of variance, it was concluded that this difference is not explained by the natural variation of experimental data, but by the factor of testing by various teams of researchers.*

Keywords: *wood strength, statistical analysis, Pearson's chi-squared test, analysis of variance, F-test.*

В судостроении при формировании корпуса судна на стапельном месте и его спуске на воду широко используется дерево в опорных устройствах (кильблоках, клетях, тележках и др.). При расчетах прочности корпуса судна и его отдельных конструкций необходимы данные о механических характеристиках дерева, которое в опорных устройствах применяют, как правило, в виде пакетов, в которых верхний слой формируется из дерева мягких пород, а нижний – из твердых.

Данные о механических характеристиках дерева приведены в специальной литературе [1; 2; 3]. Однако эти данные имеют большой разброс, что можно объяснить влиянием на них различных факторов. Установить причины такого разброса практически невозможно из-за отсутствия полной информации о методиках проведения испытаний, количествах образцов и других влияющих факторов.

Уровень разброса данных о механических характеристиках и возможные причины можно установить путем статистической обработки

полных данных об испытании большой серии образцов. Такие данные о результатах испытаний образцов из дерева твердой породы приведены в работе [4].

В настоящей статье статистическому анализу были подвергнуты результаты испытаний [4] образцов твердой породы древесины с размерами $108 \times 9,5 \times 2$ мм, которые доводились сжатием до разрушения, которое наступило, по-видимому, в результате потери устойчивости. При этом фиксировалось усилие разрушения. Образцы в количестве 500 шт. изготовлены из древесины одной партии. Испытания проведены пятью различными бригадами, причем каждая испытала по 100 образцов.

Результаты разрушающих нагрузок в кг и их обработка представлены в таблице 1. В ней также приведены результаты вычисления групповых средних по формуле $\bar{F}_j = \sum_{i=1}^{14} F_{i\text{ср}} n_i$.

Таблица 1

Результаты испытаний образцов

№ интервала i	Интервал нагрузок F_i , кг	Средина интервала $F_{i\text{ср}}$, кг	Частота n_{ij}					$\sum n_i$
			номер серии					
			1	2	3	4	5	
1	0 – 2	1	-	2	-	-	1	3
2	2 – 4	3	2	1	-	1	-	4
3	4 – 6	5	3	-	-	3	9	15
4	6 – 8	7	10	3	3	5	10	31
5	8 – 10	9	16	6	9	11	28	70
6	10 – 12	11	32	7	12	11	31	93
7	12 – 14	13	24	17	19	20	20	100
8	14 – 16	15	10	18	19	29	1	77
9	16 – 18	17	3	11	28	9	-	51
10	18 – 20	19	-	14	9	10	-	11
11	20 – 22	21	-	9	1	1	-	11
12	22 – 24	23	-	7	-	-	-	7
13	24 – 26	25	-	2	-	-	-	2
14	26 – 28	27	-	3	-	-	-	3
Σ			100	100	100	100	100	500
Групповые средние \bar{F}_j , кг			11,0	15,8	14,34	13,32	9,84	-

На первом этапе попытаемся определить закон распределения общей совокупности объемом в 500 ед. Для этого сначала построим гистограмму частот и найдем основные числовые характеристики: среднее значение, моду, медиану, дисперсию, стандартное отклонение.

Гистограмма частот приведена на рисунке.

Найдем общее среднее по формуле

$$\bar{F} = \frac{1}{5} \sum_{j=1}^5 \bar{F}_j, \quad \bar{F} = \frac{1}{5} (11,0 + 15,8 + 14,34 + 13,32 + 9,84) \approx 13,0.$$

Моду вычислим по формуле [5]

$$Mo = F_0 + k \cdot \frac{(n_i - n_{i+1})}{(n_i - n_{i-1}) + (n_i - n_{i+1})},$$

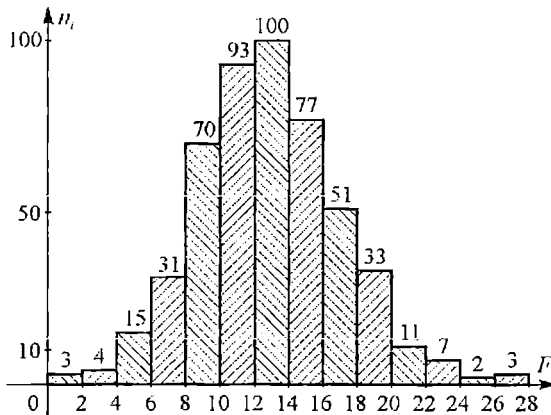


Рисунок. Гистограмма частот

где F_0 – начало модального интервала;

k – ширина модального интервала;

n_{i-1} , n_i , n_{i+1} – частота интервала, предшествующего модальному; частота модального интервала; частота интервала, следующего за модальным.

$$Mo = 12 + 2 \cdot \frac{100 - 93}{(100 - 93) + (100 - 77)} = 12,5.$$

Медиану подсчитаем по формуле [6]

$$Me = F_0 + k \cdot \frac{n/2 - T_{i-1}}{n_i},$$

где F_0 – начало медианного интервала;

k – ширина медианного интервала;

n – объём совокупности;

T_{i-1} – сумма частот к началу медианного интервала;

n_i – ширина медианного интервала.

$$Me = 12 + 2 \cdot \frac{500/2 - 216}{100} \approx 12,7.$$

Подсчитаем меры изменчивости: дисперсию S^2 (кг²) и стандартное отклонение S (кг). Дисперсию подсчитаем по формуле

$$\begin{aligned} S^2 &= \frac{1}{500} \sum_{i=1}^{14} (F_{i\text{cp}} - \bar{F})^2 n_i = \\ &= \frac{1}{500} [(1-13)^2 \cdot 3 + (3-13)^2 \cdot 4 + (5-13)^2 \cdot 15 + (7-13)^2 \cdot 31 + \\ &+ (9-13)^2 \cdot 70 + (11-13)^2 \cdot 93 + (13-13)^2 \cdot 100 + (15-13)^2 \cdot 77 + \\ &+ (17-13)^2 \cdot 51 + (19-13)^2 \cdot 33 + (21-13)^2 \cdot 11 + (23-13)^2 \cdot 7 + \\ &+ (25-13)^2 \cdot 2 + (27-13)^2 \cdot 3] = 17,98. \end{aligned}$$

Стандартное отклонение

$$S = \sqrt{S^2} = \sqrt{17,98} = 4,24.$$

Построим доверительный интервал для оценки генеральной средней по формуле [7]

$$\bar{F}_B - \frac{t_\gamma S_B}{\sqrt{n}} < \bar{F}_T < \bar{F}_B + \frac{t_\gamma S_B}{\sqrt{n}},$$

где \bar{F}_B – выборочная средняя;

S_B – выборочное стандартное отклонение, подсчитанное по выборке объёма n ;

t_γ – справочный параметр [7], зависящий от объёма выборки и заданного уровня доверительной вероятности γ .

В нашем случае: $\bar{F}_B = 13$; $S_B = 4,24$; $n = 500$; $\gamma = 0,95$; $t_\gamma(n = 500, \gamma = 0,95) = 1,96$.

$$13 - \frac{1,96 \cdot 4,24}{\sqrt{500}} < \bar{F}_T < 13 + \frac{1,96 \cdot 4,24}{\sqrt{500}}; \quad 12,63 < \bar{F}_T < 13,37.$$

Таким образом, с вероятностью 0,95 среднее значение разрушающего усилия при сжатии генеральной совокупности (образцов данного типа древесины) покрывается интервалом (12,63; 13,37).

Подводя промежуточный итог первого этапа анализа экспериментальных данных можно сказать, что распределение разрушающих

усилий приближается к нормальному. Об этом говорит хотя бы тот факт, что мода, медиана и среднее значение (12,5; 12,7; 13) весьма близки друг к другу. Кроме того вид гистограммы частот напоминает форму нормальной кривой.

Чтобы окончательно удостоверится в нормальном характере распределения экспериментальных данных, проведем проверку гипотезы о нормальном распределении совокупности по критерию Пирсона [7].

Начнём с определения теоретических частот нормального распределения. Для этого составим таблицу 2, в которой приняты следующие обозначения: F_i , F_{i+1} – начало и конец интервала нагрузки, \bar{F} – общая

средняя; $z_i = \frac{1}{S}(F_i - \bar{F})$; $z_{i+1} = \frac{1}{S}(F_{i+1} - \bar{F})$ – нормированные значения

нагрузки; $S = 4,24$ – стандартное отклонение; $\Phi(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^z e^{-x^2/2} dx$ –

интеграл вероятности, значение которого находится по специальной таблице [7]; $P_i = \Phi(z_{i+1}) - \Phi(z_i)$ – вероятность попадания величины F в интервал (z_i, z_{i+1}) ; $n_i = n \cdot P_i = 500P_i$ – теоретическая частота.

Таблица 2

Определение теоретических частот нормального распределения

i	F_i	F_{i+1}	$F_i - \bar{F}$	$F_{i+1} - \bar{F}$	z_i	z_{i+1}	$\Phi(z_i)$	$\Phi(z_{i+1})$	P_i	n_i
1	0	2	-	-1	$-\infty$	-2,59	-0,5	-0,4952	0,0048	2,4
2	2	4	-11	-9	-2,59	-2,12	-0,4952	-0,4830	0,0122	6,1
3	4	6	-9	-7	-2,12	-1,65	-0,4830	-0,4505	0,0325	16,25
4	6	8	-7	-5	-1,65	-1,18	-0,4505	-0,3810	0,0695	34,75
5	8	10	-5	-3	-1,18	-0,71	-0,3810	-0,2611	0,1199	59,95
6	10	12	-3	-1	-0,71	-0,24	-0,2611	-0,0948	0,1663	83,15
7	12	14	-1	1	-0,24	0,24	-0,0948	0,0948	0,1896	94,8
8	14	16	1	3	0,24	0,71	0,0948	0,2611	0,1663	83,15
9	16	18	3	5	0,71	1,18	0,2611	0,3810	0,1199	59,95
10	18	20	5	7	1,18	1,65	0,3810	0,4505	0,0695	34,75
11	20	22	7	9	1,65	2,12	0,4505	0,4830	0,0325	16,25
12	22	24	9	11	2,12	2,59	0,4830	0,4952	0,0122	6,1
13	24	26	11	13	2,59	3,07	0,4952	0,4987	0,0035	1,75
14	26	28	13	15	3,07	$+\infty$	0,4987	0,5	0,0013	0,65
Σ	-	-	-	-	-	-	-	-	1	500

Для проверки нулевой гипотезы H_0 : генеральная совокупность распределена по нормальному закону, формируем случайную величину χ^2 , где

$$\chi^2 = \sum_i \frac{(n_i - n'_i)^2}{n'_i},$$

наблюдаемое значение которой определим с использованием таблицы 3. В таблице 3 обозначено:

n_i – эмпирические частоты;

n'_i – теоретические частоты.

Два последних столбца служат для контроля точности вычислений. Если вычисления корректны, то должно выполняться условие

$$\sum_i \frac{n_i^2}{n'_i} - n = \chi^2_{\text{набл}}.$$

Таблица 3

Определение наблюдаемого значения случайной величины χ^2

i	n_i	n'_i	$n_i - n'_i$	$(n_i - n'_i)^2$	$\frac{(n_i - n'_i)^2}{n'_i}$	n_i^2	$\frac{n_i^2}{n'_i}$
1	3	2,4	0,6	0,36	0,15	9	3,75
2	4	6,1	-2,1	4,41	0,72	16	2,62
3	15	16,25	-1,25	1,5625	0,096	225	13,85
4	31	34,75	-3,75	14,0625	0,405	961	27,65
5	70	59,95	10,05	101,0025	1,705	4900	81,73
6	93	83,15	9,85	97,0225	1,167	8649	104,02
7	100	94,8	5,2	27,04	0,285	10000	105,49
8	77	83,15	-6,15	37,8225	0,455	5929	71,30
9	51	59,95	-8,95	80,1025	1,336	2601	43,39
10	33	34,75	-1,75	3,0625	0,0888	1089	31,34
11	11	16,25	-5,25	27,5625	1,696	121	7,45
12	7	6,1	0,9	0,81	0,133	49	8,03
13	2	1,75	0,25	0,0625	0,036	4	2,29
14	3	0,65	2,35	5,5225	8,496	9	13,85
Σ	500	500			$\chi^2_{\text{набл}} = 16,76$		516,76

В результате вычислений

$$\chi^2_{\text{набл}} = 16,76.$$

Контроль вычислений

$$\sum_i \frac{n_i^2}{n_i} - n = 516,76 - 500 = 16,76.$$

Критическую точку правосторонней критической области $\chi_{кр}^2(\alpha, k)$, где $\alpha = 0,05$ – принятый уровень значимости; $k = l - 3 = 14 - 3 = 11$, где $l = 14$ – количество интервалов, найдём по таблице [7]

$$\chi_{кр}^2(0,05; 11) = 19,7.$$

Вывод: так как $\chi_{набл}^2 = 16,76 < \chi_{кр}^2 = 19,7$, то есть наблюдаемое значение критерия не попадает в критическую область, нет оснований отвергать нулевую гипотезу о нормальном распределении. В результате можно считать, что разрушающее усилие в данном виде испытаний подчиняется нормальному закону.

Второй этап статистического анализа результатов испытаний ставит следующий вопрос. Обратившись к таблице 1, замечаем, что групповые средние различаются существенно (от 9,84 до 15,8). Напомним, что испытания провели пять разных бригад. Разницу в средних, по-видимому, можно объяснить двумя причинами: либо естественным разбросом характерным данному виду материала, либо фактором проведения исследования разными бригадами. Возможны различия в технике проведения эксперимента, погрешностях измерений, качестве оборудования и пр. Предстоит выяснить случайно или нет различие в групповых средних. Если будет подтверждена случайность расхождения, то скорей всего пресвалирует роль свойств материала. Если же расхождение не случайно, тогда надо рекомендовать тщательно проанализировать методику испытаний каждой бригады исследователей.

Решение поставленной задачи осуществим в результате сравнения средних с использованием дисперсионного анализа [7]. Суть метода сводится к сравнению факторной и остаточной дисперсий. При этом считается, что факторная дисперсия $S_{факт}^2$ несёт ответственность за влияние фактора (в нашем случае проведения опытов разными бригадами), а остаточная дисперсия $S_{ост}^2$ отвечает за влияние случайных факторов.

Прежде чем вычислить $S_{факт}^2$ и $S_{ост}^2$ найдем суммы квадратов отклонений по формулам

$$S_{общ} = \sum_{i=1}^{14} (F_i - \bar{F})^2 n_i; \quad S_{факт} = 100 \sum_{j=1}^5 (\bar{F}_j - \bar{F}); \quad S_{ост} = S_{общ} - S_{факт}.$$

В нашем случае

$$S_{общ} = S^2 \cdot n = 17,98 \cdot 500 = 8990; \quad \bar{F} = 13,0;$$

$$S_{\text{факт}} = 100 \cdot \left[(11-13)^2 + (15,8-13)^2 + (14,34-13)^2 + (13,32-13)^2 + (9,84-13)^2 \right] = 2372,4;$$

$$S_{\text{ост}} = 8990 - 2372,4 = 6617,6.$$

Переходим к вычислению дисперсий

$$S_{\text{факт}}^2 = \frac{S_{\text{факт}}}{m-1} = \frac{2372,4}{5-1} = 593,1; \quad S_{\text{ост}}^2 = \frac{S_{\text{ост}}}{m(p-1)} = \frac{6617,6}{5(100-1)} = 13,4,$$

где m – количество серий;

p – количество испытаний в одной серии.

Существенность различия факторной и остаточной дисперсии проверим по критерию Фишера. Для этого вычисляем наблюдаемое значение критерия

$$\tilde{F}_{\text{набл}} = \frac{S_{\text{факт}}^2}{S_{\text{ост}}^2} = \frac{593,1}{13,4} = 44,3.$$

Критическую точку правосторонней критической области $\tilde{F}_{\text{кр}}$, зависящую от заданного уровня значимости $\alpha = 0,01$ и чисел степеней свободы большей дисперсии $k_1 = m-1 = 5$ и меньшей дисперсии $k_2 = m(p-1) = 5(100-1) = 495$, найдем по таблице [4]

$$\tilde{F}_{\text{кр}}(0,01; 4; 495) = 3,32.$$

В результате, поскольку

$$\tilde{F}_{\text{набл}} = 44,3 > \tilde{F}_{\text{кр}} = 3,32,$$

различие факторной и остаточной дисперсии следует признать значимым. Это означает, что различие в групповых средних нельзя признать случайными и объясняется не естественным разбросом экспериментальных данных, связанных со свойствами материала, а фактом проведения полной серии испытаний различными бригадами.

В итоге проведенного статистического анализа можно констатировать следующее:

1. Распределение разрушающих усилий можно считать нормальным с основными параметрами

$$\bar{F} = 13,0 \text{ и } S = 4,24;$$

2. Различие в групповых средних, вероятно, связано с ошибками в планировании эксперимента.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Архангородский А.Г. Сминающиеся прокладки в судостроении и судоремонте / А.Г. Архангородский, Л.М. Беленький, А.Б. Литвин. – Ленинград: Судостроение, 1966. – 132 с.
2. Козляков В.В. Проектирование доковых опорных устройств / В.В. Козляков, Г.Н. Финкель, И.Я. Хархурим. – Ленинград: Судостроение, 1973. – 176 с.
3. Антоненко С.В. Обеспечение прочности, остойчивости и непотопляемости судов при ремонте: Учебн. пособие. С.В. Антоненко / Дальневосточный гос. техн. ун-т. – Владивосток: Изд-во ДВГТУ, 2008. – 230 с.
4. Джонсон Н. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке / Н. Джонсон, Ф. Лион. – М.: Мир, 1980. – 160 с.
5. Колде Я.К. Практикум по теории вероятностей и математической статистике: Учебн. пособие / Я.К. Колде. – М.: Высшая школа, 1991. – 157 с.
6. Венецкий И.Г. Основы теории вероятностей и математической статистики / И.Г. Венецкий, Г.С. Кильдишев. – М.: Изд-во. Статистика, 1968. – 360 с.
7. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика / В.Е. Гмурман. – М.: Высшая школа, 1972. – 368 с.

Стаття надійшла до редакції 15.11.2018

Рецензенти:

доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри Технології суднобудівництва Національного університету кораблебудування ім. адм. Макарова **А.С. Рашковський**

кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри «Теорія і проектування корабля ім. професора Ю.Л. Воробйова» Одеського національного морського університету **О.В. Демідюк**

УДК 620:178.3

**ТЕХНІЧНА ЕКСПЕРТИЗА
ЗРУЙНУВАННЯ СУДНОВОГО ГРЕБНОГО ВАЛА**

О.М. Шумило

к.т.н., доцент кафедри

«Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація»

О.М. Кононова

старший викладач кафедри «Машинознавство»

Л.С. Вітюк

к.т.н., доцент кафедри

«Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація»

Одеський національний морський університет

***Анотація.** В даній статті розглядаються питання проведення технічної експертизи зруйнування суднового гребного вала, яка ставить за мету пошук причин, що призвели до руйнування, запровадження конструкторських і технологічних рішень щодо підвищення втомної міцності валів, алгоритму аналізу руйнування деталей і заходів попередження їхніх пошкоджень.*

***Ключові слова:** вал, аналіз, руйнування, міцність, пошкодження, попередження.*

УДК 620:178.3

**ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЕРТИЗА
РАЗРУШЕНИЯ СУДОВОГО ГРЕБНОГО ВАЛА**

А.Н. Шумило

к.т.н., доцент кафедри

«Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация»

О.Н. Кононова

старший преподаватель кафедры «Машиноведение»

Л.С. Витюк

к.т.н., доцент кафедры

«Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация»

Одесский национальный морской университет

***Аннотация.** В настоящей статье рассматриваются вопросы проведения технической экспертизы разрушения судового гребного вала, целью которой является поиск причин, приведших к разрушению, внедрение конструкторских и технологических решений по повышению усталостной прочности валов, алгоритма анализа разрушения деталей и мероприятий по предотвращению их повреждений.*

***Ключевые слова:** вал, анализ, разрушение, прочность, повреждение, предотвращение.*

UDC 620:178.3

TECHNICAL EXAMINATION OF DESTRUCTION SHIP PROPELLER SHAFT

O.M. Shumylo

PhD., associate professor of the department
«Ship power plants and technical Operation»

O.M. Kononova

senior lecturer, department of «Machine Science»

L.S. Vytuk

associate professor of the department
«Ship power plants and technical Operation»

Odessa National Maritime University

Abstract. *This article considers the issues of technical examination of the destruction of the ship's propeller shaft, the purpose of which is to find the causes that led to the destruction of the introduction of design and technological solutions to improve the fatigue strength of shafts, suggest an algorithm for analyzing the destruction of machine parts and measures to prevent their damage.*

Keywords: *shaft, analysis, destruction, strength, damage, prevention.*

Постановка проблеми. Проведення технічної експертизи грає важливу роль в аналізі руйнувань деталей і конструкцій, який, у свою чергу, відкриває широкі можливості подальшого вдосконалення властивостей металів, технологій виготовлення та процесу експлуатації. Аналіз руйнувань дозволяє віднайти причини подібних пошкоджень і поломок конкретних машин, конструкцій обладнання й попередити їх виникнення в подальшому й проводити відповідні наукові дослідження, які допоможуть підвищити рівень проектування, виробництва, експлуатації і ремонту нової техніки [1].

Аналіз руйнувань при виявленні причин, що привели до руйнування, і усунення цих наслідків, являє собою досить складну задачу, що потребує комплексного, системного підходу до її вирішення.

Мета дослідження. Метою даної роботи є розробка комплексного підходу до аналізу пошкоджень деталей, що виконується на прикладі руйнувань суднового вала.

Об'єктом досліджень виступає судновий гребний вал риболовного траулера «Dalga» (рис. 1), що був побудований у Сполучених Штатах Америки в 1986 році. Загальні характеристики судна наступні:

- основні розміри судна довжина $L = 7$ м, ширина $B = 10,5$ м, висота борта $H = 5,7$ м;
- дедвейт 227 т;

- головні двигуни – два головних двигуна «Caterpillar» потужністю по 250 кВт з номінальною частотою обертання 1000 хв^{-1} ;
- редуктор пропульсивної установки: два одноступінчасті циліндричні редуктори з передатним відношенням 4,55;
- гребні гвинти діаметром 1250 мм, чотирилопатні, які виготовлені з нержавіючої сталі з номінальною частотою обертання 350 хв^{-1} ;
- гребні вали – дві одиниці, виготовлені з маловуглецевої сталі – Carbon Steel ABS Grade 2 (аналог вітчизняної сталі 25 ГОСТ 1050-88);
- ущільнення дейдвудного пристрою – закритого типу «Сімплекс».

Гребний вал (рис. 1) було зруйновано при виконанні маневрових операцій на акваторії порту Поті, в результаті чого мала місце втрата гребного гвинта правого борту.

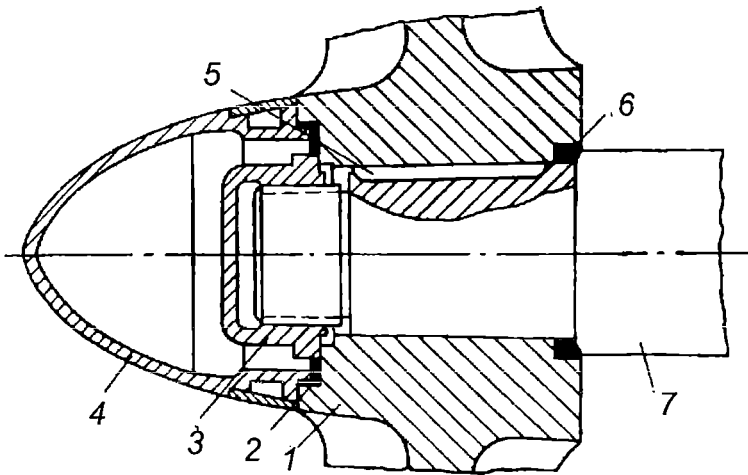


Рис. 1. Кріплення гребного гвинта до гребного вала:

- 1 – гвинт; 2 – ущільнювальне кільце; 3 – гайка; 4 – обтічник; 5 – шпонка;
6 – ущільнювальне кільце; 7 – гребний вал

З метою встановлення причин руйнування правого гребного гвинта представники судновласника надали зруйнований елемент вала.

Згідно з інформацією судновласника зруйнуванню гребного вала передували наступні події:

- останній огляд до аварії було здійснено 12.02.2015 р.;
- удар і часткове намотування сталюого тросу на лопаті гребного вала, в результаті чого лопаті гребного вала правого борту отримали суттєві пошкодження, що викликало проведення ремонту гребного гвинта 24.05.2014 р.

– пропульсивна установка судна пропрацювала після аварії, включаючи ремонт гребного гвинта 25 діб.

Судновий валопровід, як один з важливіших елементів суднового пропульсивного комплексу, виконує передачу потужності двигуна до гребного гвинта, а силу упору, що створюється гвинтом – на корпус судна. Валопровід в експлуатації знаходиться під дією цілого ряду навантажень, які, виходячи з експлуатаційних умов судна: плавання з максимальною загрузкою, в баласті, в штормову погоду, в складних льодових умовах та інше, суттєво впливають на умови роботи валопроводу. Інакше кажучи, валопровід знаходиться в складних умовах, які визначаються різноманітністю експлуатаційних режимів і навантажень.

До головних навантажень, що обумовлюють виникнення відповідних напружень і деформацій відносяться:

– згин гребного вала, який виникає від комплексної дії факторів – ваги власного гвинта, удару гвинта об сторонній предмет, деформації корпусу судна;

– поздовжній згин, який є наслідком дії упору гвинта;

– кручення, що виникає внаслідок передачі обертального моменту від двигуна до гребного вала, для даного випадку цей вид напружень має знакозмінний характер в результаті реверсивних рухів судна;

– крутильні коливання, які виникають в результаті періодичної зміни обертового моменту двигуна, що пов'язано з нерівномірною роботою рухаючих сил і сил опору;

– поперечні коливання, які визиваються статичною або динамічною неврівноваженістю гребного гвинта і вала;

– поздовжні і осьові коливання, які обумовлені нерівномірною дією осьового упору гвинта;

– вібрація валопроводів може бути викликана цілою низкою факторів, в тому числі гідродинамічною неврівноваженістю гребного гвинта, дисбалансом гребного гвинта, неякісною центріркою валопроводу.

Напрацювання гребних гвинтів від моменту перевантаження (внаслідок намотування делі) до моменту аварії склало $t = 490$ годин, яке доцільно визначити в циклах

$$N_{\text{ц}} = 60t n_{\text{гв}} = 60 \cdot 490 \cdot 350 = 1,023 \cdot 10^7 \text{ циклів,}$$

де $n_{\text{гв}}$ – частота обертання гребного вала;

$$n_{\text{гв}} = n_{\text{д}} / i_{\text{ред}} = 1000 / 4,55 = 219,7 \text{ хв}^{-1}.$$

При оцінці неспецифікаційних навантажень на гребний вал необхідно врахувати додаткову силу опору сталюого троса рибальської делі, який було намотано на гребний гвинт.

Обертальний момент, який передається на гребний вал від дизеля через редуктор до гребного гвинта при номінальній потужності двигуна з урахуванням втрат, складає

$$T_{\text{гв}} = \frac{P_{\text{гв}}}{\omega_{\text{гв}}} = \frac{282,4 \cdot 10^3}{36,6} = 12271,3 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де $P_{\text{гв}}$ – потужність, що передається гребному гвинту при номінальній потужності дизеля;

$$P_{\text{гв}} = P_{\text{д}} \eta_{\text{ред}} \eta_{\text{пп}}^4 = 350 \cdot 0,96 \cdot 0,95^4 = 282,4 \text{ кВт};$$

$\eta_{\text{ред}}$ – к.к.д. редуктора;

$\eta_{\text{пп}}$ – к.к.д. пари підшипників ковзання (дейдвудних, опорних, упорних);

$\omega_{\text{гв}}$ – кутова швидкість обертання гребного вала;

$$\omega_{\text{гв}} = n_{\text{гв}}/9,55 = 219,7/9,55 = 23,01 \text{ с}^{-1}.$$

При оцінюванні додаткових (неспецифікаційних) навантажень гребного вала, які перевищують експлуатаційні показники, що викликані намотуванням риболовної делі. Визначимо силові фактори, що спричинили виникнення зруйнування:

– обертальний момент, що розвинув гребний гвинт, при наявності додаткового опору обертанню в результаті намотування риболовної делі, в цій ситуації частота обертання дизеля знизилась до $n_{\delta}=300 \text{ хв}^{-1}$, а його потужність – $0,5P_{\delta}$, при цьому гвинт обертався з частотою $n_{\text{гв.т}=300} = n_{\text{д.т}=300}/i_{\text{ред}} = 300/4,55 = 65,93 \text{ хв}^{-1}$.

$$T_{\Sigma_{\text{гв.п}=300}} = \frac{P'_{\text{гв}}}{\omega_{\text{гв.п}=300}} = \frac{0,5P_{\text{гв}}}{n_{\text{гв.п}=300}/9,55} = \frac{0,5 \cdot 282,4 \cdot 10^3}{65,9/9,55} = 20452,2 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

тобто перевантаження збільшилось 66 % від номінального.

Додатковий (неспецифікаційний) момент опору гвинта при намотуванні делі визначається двома складовими

$$T_{\Sigma_{\text{гв.п}=300}} = T_{\text{гв.п}=300} + T_{\text{дель}},$$

де $T_{\text{гв.дель}}$ – момент опору обертання гвинта;

$T_{\text{дель}}$ – додатковий момент опору від намотування делі на гвинт.

Моменти опору гвинта при специфікаційних і неспецифікаційних навантаженнях можуть бути розраховані за відомими залежностями

$$T_{\text{гв}} = K_2 \rho n_{\text{гв}}^2 D_{\text{гв}}^5$$

$$T_{\text{гв.п}=300} = K_2 \rho n_{\text{гв}500}^2 D_{\text{гв}}^5,$$

де K_2 – коефіцієнт моменту гвинта;

ρ – щільність воли;

$n_{гв}$ – частота обертів гвинта при специфікаційних і неспецифікаційних умовах, $хв^{-1}$;

$D_{гв}$ – діаметр гвинта, м.

Порівнявши ці відношення, отримаємо

$$\frac{T_{гв}}{T_{гв, n=300}} = \frac{K_2 \rho n_{гв}^2 D_{гв}^5}{K_2 \rho n_{гв300}^2 D_{гв}^5} = \frac{n_{гв}^2}{n_{гв300}^2},$$

тобто

$$T_{гв, n=300} = T_{гв} \frac{n_{гв300}^2}{n_{гв}^2} = 12271,3 \cdot \frac{55,9^2}{219,7^2} = 1104 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Момент опору (додатковий) на гребному гвинті від намотування риболовної делі

$$T_{опр.дель} = T_{\Sigma гв, n=300} - T_{гв, n=300} = 20542 - 1104,4 = 19347,7 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Колова сила опору, яка діє на лопаті гвинта при намотуванні сталюого троса делі

$$F_t = \frac{2 T_{опр.дель}}{D_{гв}} = \frac{2 \cdot 8553,5}{1,6} = 24184,7 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Ця сила створює додатковий момент згину для перетину, в якому відбулося руйнування

$$M = F_t l = 24184,7 \cdot 0,101 = 2442,6 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де l – відстань до точки прикладення колової сили опору до перетину, в якому відбулося руйнування.

Визначення марки сталі. Марка сталі віднаходилась з метою встановлення хімічного складу і відповідності до стандартів країни виробника (в даному випадку США) й до національних стандартів. Для визначення марки матеріала гребного гвинта було проведено спектральний полукількісний аналіз – стилоскопіювання й хімічний аналіз металу з використанням сучасних засобів аналізу: оптичний емісійний спектрометр «SPECTROLAB M8», газоаналізатор «ELTRA ON-900», оптичний емісійний спектрометр «SPECTROLAB CCD». В результаті досліджень було встановлено, що метал валу містить вуглецю 0,24 %, кремнію 0,2 %, марганцю 0,5 %, сірки 0,03 %, фосфору 0,031 %, хрому 0,21 %, міді 0,2 %, миш'яку 0,05 %, заліза 97 %. Дослідний метал відповідає сталі G10250 (low carbon steel grade 2 за класифікацією AISI (Американського інституту чавуну і сталі) і відповідає вітчизняній марці – сталь 25 за ГОСТ1050-88.

Визначення механічних властивостей матеріалу валу з метою визначення твердості матеріалу вала було використано твердомір типу 5004 ТБ, який визначає твердість матеріалів за методом Бринеля. Мето-

дика визначення твердості відповідає ГОСТ 9012-59 «Метали. Метод вимірювання твердості за Бринелем». За результатами дослідів встановлено, що середня твердість поверхневих шарів сталі складає 240 НВ, в той час як її вимірювання під поверхневим шаром дало результат 185 НВ, що свідчить про поверхнево-пластичне зміцнення металу вала.

Механічні характеристики сталі були отримані шляхом випробувань зразків на розтягування на машині МР-200 у відповідності з ГОСТ 1497-84 «Методи випробування на роз тяжіння». У зв'язку з цим визначено (середні значення): тимчасовий опір розриву $\sigma_b = 525$ МПа, границя текучості $\sigma_T = 340$ МПа, ударна в'язкість була випробувана на маятниковому копирі за ГОСТ 9454-78 і для розглянутої сталі склала $KCU = 59$ Дж/см².

Для оцінки твердості окремих фаз і структурних складових, а також в різниці твердості окремих ділянок матеріалу вала було використано метод визначення мікротвердості, що відповідає ГОСТ 9450-76. Для даних цілей було використано прибор ПМТ-3 з застосуванням мікроскопа сорокакратного збільшення. Дослідами виявлено, що мікротвердість знаходиться у межах $H_{\mu}220-H_{\mu}240$.

Метод визначення мікротвердості, як різноманітність метода Віккерса (HV), було використано для оцінки градієнта мікротвердості по товщині поверхневого шару. Для цих цілей було використано поперечний металографічний шліф, на якому через інтервали в 1 мм були нанесені відбитки на його поверхні по тринадцяти радіальним напрямкам (рис. 2). Результаті вимірювань викладені у вигляді таблиці 1.

Як встановлено результатами вимірювань мікротвердості, що були викладені в таблиці 1, глибина зміцненого поверхневого шару орієнтовно складає 5 мм. Слід відмітити той факт, що для шпонкових пазів твердість була майже однаковою. Це свідчить про відсутність поверхнево-зміцнених шарів в цих місцях.

Визначення запасів втомної міцності. Визначення запасів втомної міцності суднового вала в перетині, де відбулося зруйнування, будемо проводити згідно з ГОСТ 25.504-82 та відомою методикою [2].

Між границею вигривалості матеріалу і його механічними характеристиками існують кореляційні залежності. ГОСТ 25.504-82 встановлює тісний кореляційний зв'язок між границею витривалості гладкого лабораторного зразка при симетричному згині σ_{-1} і границею міцності σ_b

$$\sigma_{-1} = (0,55 - 0,0001 \sigma_b) \sigma_b = (0,55 - 0,0001 \cdot 515) \cdot 515 = 256,7 \text{ МПа.}$$

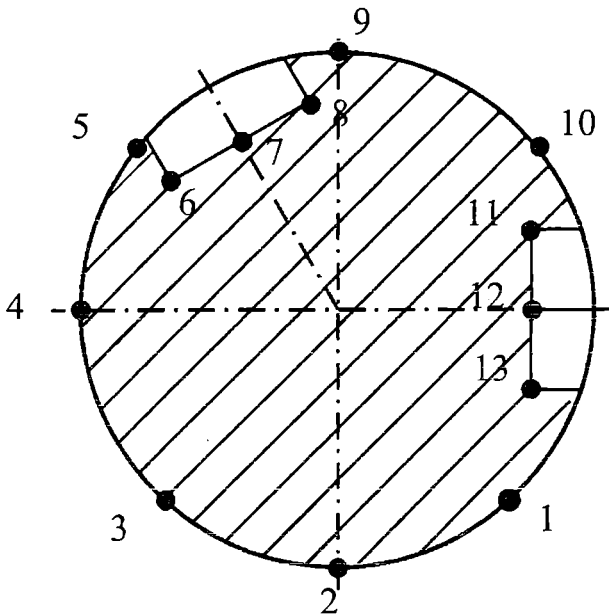


Рис. 2. Схема розміщення точок, в яких виконувалась вимірювання твердості в перетині гребного вала

Таблиця 1

Результати вимірювання мікротвердості в поверхневих шарах суднового вала

Номер	По товщині зміцненого шару, мм	Мікротвердість в характерних ділянках, МПа												
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	0	240	241	241	240	241	186	185	184	241	240	183	185	184
2	1	232	233	233	233	232	186	186	185	232	232	185	186	184
3	2	211	212	212	212	211	185	185	185	211	185	185	186	184
4	3	200	201	201	201	200	186	185	185	200	200	186	185	183
5	4	191	192	192	192	192	185	185	185	192	192	185	185	184
6	5	188	188	188	188	188	185	185	185	188	188	185	185	184
7	6	185	185	185	185	185	185	185	185	185	185	185	185	185
8	7	185	185	185	184	185	184	186	186	185	184	186	185	185

Крім того, цей зв'язок аналогічно віддзеркалює залежність з границею витривалості лабораторного зразка при симетричному крутінні

$$\tau_{-1} = 0,55 \sigma_{-1} = 0,55 \cdot 256,7 = 141,2 \text{ МПа.}$$

ГОСТ 25.504-82 рекомендує розраховувати коефіцієнти впливу асиметрії циклу на граничні амплітуди напружень

$$\psi_{\sigma} = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_b = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 515 = 0,123,$$

$$\psi_{\tau} = 0,5\psi_{\sigma} = 0,5 \cdot 0,123 = 0,0615.$$

Границя витривалості суднового вала виявляється в декілька разів менше ніж границя витривалості гладкого еталонного зразка σ_{-1} (τ_{-1}), тому з метою оцінки цієї відмінності розраховується коефіцієнт K , призначення якого врахувати вплив всіх факторів на величину опору втомі деталі. В перетині вала, де відбувся його злам (3) і (4), цей коефіцієнт розраховується для нормальних і дотичних напружень

$$K_1 = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) / K_v = \left(\frac{1,92}{0,739} + \frac{1}{0,659} - 1 \right) / 1 = 3,11,$$

$$K_2 = \left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) / K_v = \left(\frac{1,55}{0,594} + \frac{1}{0,804} - 1 \right) / 1 = 2,85,$$

де K_{σ} , K_{τ} – ефективний коефіцієнт концентрації напружень при згині і крученні, концентратором напружень, що спричинив руйнування, виступає шпонковий паз, $K_{\sigma}=1,92$, $K_{\tau}=1,55$ [2];

$K_{d\sigma}$, $K_{d\tau}$ – коефіцієнт впливу абсолютних розмірів поперечного перетину вала, що визначаються за L/\bar{G} критерієм втомного руйнування згідно з ГОСТ 25.504-82

$$K_{d\sigma} = 0,5 \left[1 + \left(\frac{d}{d_0} \right)^{2\nu_{\sigma}} \right] = 0,5 \left[1 + \left(\frac{140}{7,5} \right)^{-2 \cdot 0,1256} \right] = 0,739,$$

$$K_{d\tau} = 0,5 \left[1 + \left(\frac{d}{d_0} \right)^{-2\nu_{\tau}} \right] = 0,5 \left[1 + \left(\frac{140}{7,5} \right)^{-2 \cdot 0,1884} \right] = 0,594,$$

де d , d_0 – діаметри вала і гладкого лабораторного зразка $d = 140$ мм, $d_0 = 7,5$ мм;

ν_{σ} , ν_{τ} – постійна, що характеризує чутливість матеріалу до концентрації напружень і масштабного фактору

$$\nu_{\sigma} = 0,19 - 0,000125 \cdot \sigma_b = 0,19 - 0,000125 \cdot 515 = 0,1256,$$

$$\nu_{\tau} = 1,5\nu_{\sigma} = 1,5 \cdot 0,1256 = 0,1884;$$

$K_{F\sigma}$, $K_{F\tau}$ – коефіцієнт якості обробки поверхні, на поверхні шпонкового паза було виявлено риси від механічної обробки, що відповідає якості поверхні $R_z=150$ мкм

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \lg R_z \left(\lg \frac{\sigma_b}{10} - 1 \right) = 1 - 0,22 \cdot \lg 150 \cdot \left(\lg \frac{515}{10} - 1 \right) = 0,659,$$

$$K_{F\tau} = 0,575 \cdot K_{F\sigma} + 0,425 = 0,575 \cdot 0,659 + 0,425 = 0,804.$$

де K_V – коефіцієнт поверхневого змінення, як видно з результатів вимірювання згідно з таблицею 1, поверхня шпонкового пазу не була зміцнена поверхнево-пластичним деформуванням, тобто $K_V = 1$.

Границя витривалості валу в небезпечному перетині при згині і крученні

$$\sigma_{-1d} = \sigma_{-1} / K_1 = 256,7 / 3,11 = 82,47 \text{ МПа},$$

$$\tau_{-1d} = \tau_{-1} / K_2 = 141,2 / 2,85 = 49,51 \text{ МПа}.$$

Геометричні характеристики поперечного перетину в місці зруйнування, ослабленого шпонковими пазами – осьовий момент опору при згині

$$W_0 = \frac{\pi d^3}{32} - 2 \frac{bt_1(b-t_1)^2}{2d} = \frac{\pi 140^3}{32} - 2 \frac{40 \cdot 7,9(40-7,9)^2}{2 \cdot 140} = 229867 \text{ мм}^3$$

і полярний момент опору при крутінні

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} - 2 \frac{bt_1(b-t_1)^2}{2d} = \frac{\pi 140^3}{16} - 2 \frac{40 \cdot 7,9(40-7,9)^2}{2 \cdot 140} = 538510 \text{ мм}^3.$$

Визначаємо характеристики циклу напружень, що виникають в валу під дією силових факторів при специфікаційних і неспецифікаційних режимах роботи пропульсивної установки:

– нормальні від згину при симетричному циклі зміни напружень:
максимальні $\sigma_{\max} = \frac{M}{W_0}$, амплітуда $\sigma_a = \sigma_{\max}$, середнє значення циклу

$$\sigma_m = 0;$$

– дотичні від крутіння при симетричному циклі зміни напружень:
максимальні $\tau_{\max} = \frac{T}{W_p}$, амплітуда $\tau_a = \tau_{\max}$, середнє значення циклу

$$\tau_m = 0.$$

Таким чином, еквівалентні амплітуди зміни нормальних і дотичних напружень будуть визначатися як $\sigma_{aE} = \sigma_a + \psi_{\sigma D} \sigma_m = \sigma_a$ і $\tau_{aE} = \tau_a + \psi_{\tau D} \tau_m = \tau_a$.

Оскільки вал під дією розглянутих силових факторів знаходиться в плоскому напруженому стані, то загальний запас міцності вала S , ґрунтуючись на гіпотезі максимальних дотичних напружень, визначається за рівнянням Серенсена-Кіносошівілі, яке встановлює умову забезпечення втомної міцності

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

де S_{σ} – запас втомної міцності за нормальними напруженнями

$$S_{\sigma} = \sigma_{-1,D} / \sigma_{aE}$$

S_{τ} – запас втомної міцності за дотичними напруженнями

$$S_{\tau} = \tau_{-1,D} / \tau_{aE};$$

[S] – нормативне значення мінімально запасу міцності.

Розрахунки по визначенню запасів втомної міцності вала в перетині, де відбулося руйнування, показані в таблиці 2.

Таблиця 2

Но- мер	Розрахункові величини		Режим навантаження пропульсивної установки		
			специфі- каційний	неспецифі- каційний	одиниці виміру
1	Обертальний момент на гвинті	$T_{гв}$	12271,3	20452	Н·м
2	Момент згину в зруйнованому перетині	M	0	2582	Н·м
3	Максимальне нормальне напруження від згину	σ_{max}	0	10,8	МПа
4	Амплітуда нормальних напружень	σ_a	0	10,8	МПа
5	Середнє значення циклу нормальних напружень	σ_m	0	0	МПа
6	Максимальне дотичне напруження від крутіння	τ_{max}	22,8	38,0	МПа
7	Амплітуда дотичних напружень	τ_a	22,8	38,0	МПа
8	Середнє значення циклу дотичних напружень	τ_m	0	0	МПа
9	Еквівалентна амплітуда циклу нормальних напружень	σ_{aE}	0	10,8	МПа
10	Еквівалентна амплітуда циклу дотичних напружень	τ_{aE}	22,8	10,8	МПа
11	Запас міцності за нормальними напруженнями	S_{σ}	∞	4,59	
12	Запас міцності за дотичними напруженнями	S_{τ}	2,17	1,25	
13	Загальний запас міцності вала	S	2,17	1,25	

Як видно з таблиці 2 загальний запас втомної міцності при специфікаційних і неспецифікаційних режимах складає 2,17 і 1,25 відповідно. У відповідності з рекомендаціями відомих кваліфікаційних товариств (American Bureau of Shipping, Bureau Veritas та інш.) нормативне значення мінімально запасу міцності складає [S] = (1,5-2,5). Таким чином, при роботі пропульсивної установки при неспецифікаційному режимі відбулося недопустиме зниження запасу міцності і як наслідок – ініціація зародження і росту втомних тріщин.

Фрактографічне дослідження. Всебічний аналіз причин поломок деталей машин неможливий без проведення фрактографічних досліджень. Розглядаючи злам конкретної деталі, ми маємо своєрідну картину історії її зруйнування. Для зламу даного суднового вала характерна складна, об'ємна, розвинена поверхня (рис. 3): від шпонкових пазів поверхні зруйнування розповсюджуються дзеркально під кутом 45° , потім переходять в поверхню, що практично нормально розміщена до осі вала. Такий механізм зруйнування характерний для складного напруженого стану, що є досить природнім для гребного вала, який, як вже підкреслювалось, випробовує деформації згину, кручення, розтягування-стиску.

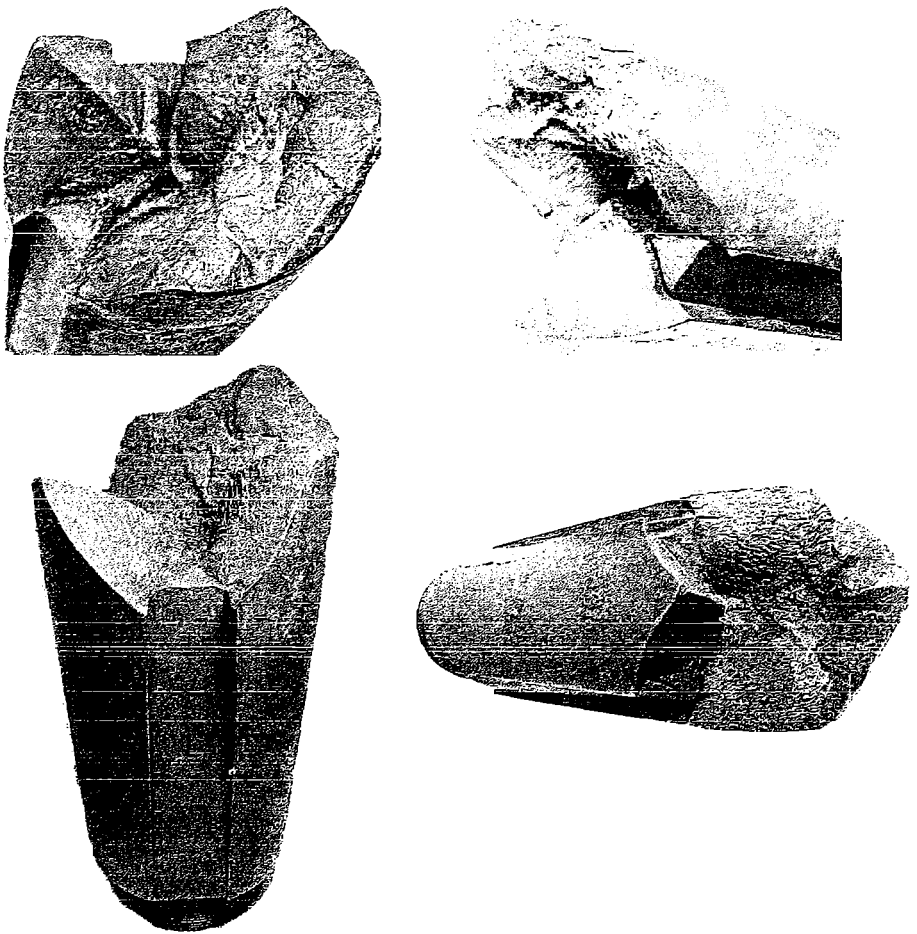


Рис. 3. Картина руйнування суднового вала в різних проекціях

Аналізуючи злам гребного вала, можна відмітити, що він має втомний характер, що слідує з детального фактологічного вивчення його зламу, який має визначені ознаки, що відрізняє його від інших видів руйнування. Розглянемо характерні зони зламу багатоциклової втоми (рис. 4):

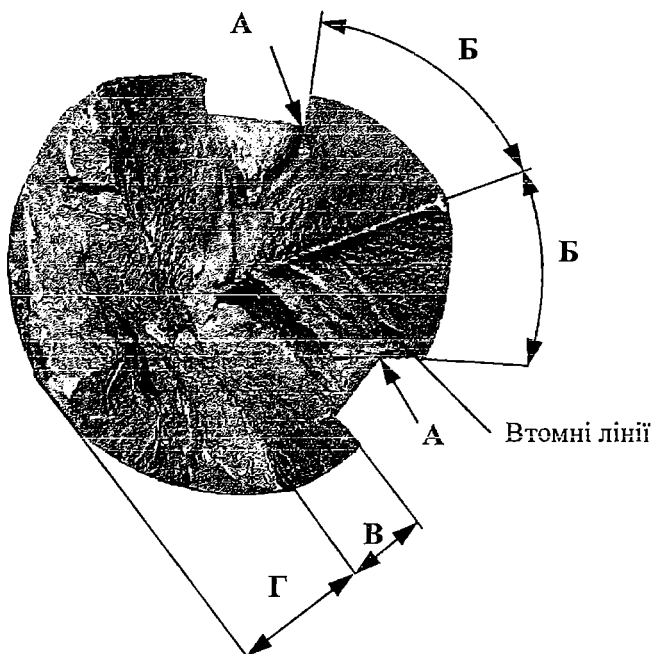


Рис. 4. Зони зламу вала

а) мала зона з найбільш гладкою поверхнею, яка прилягає до місця концентрації напружень – шпонкового паза, і в якій міститься згадуваний осередок зруйнування;

б) зона, в якій спостерігався розвиток тріщин, поверхня її також характеризується малою шорсткістю. Тут має місце наявність втомних тріщин, які розходяться від осередку руйнування. Втомні лінії являють собою сліди фронту розвитку тріщини від осередку руйнування. Появу втомних ліній слід пов'язати зі зміною експлуатаційних режимів роботи головного двигуна;

в) зона, яка передусе остаточному руйнуванню, для неї слід підкреслити наявність ознак змішаного руйнування;

г) зона, для якої властиві признаки макроскопічного в'язкого руйнування, її називають зоною доламу. В'язкий характер руйнування визначається підвищеною пластичністю матеріалу вала і наявністю значної пластичної деформації перед остаточним руйнуванням.

Характер втомного руйнування вала дозволяє оцінити умови, при яких відбулося дане руйнування, характер рівня діючих напружень, їх концентрацію. Порівнюючи поверхню зламу (рис. 4) з характеристиками зламів у відповідності до типових схем навантаження, які систематизовані в роботі [3], приходимо до таких висновків: площа зони доламу складає достатньо суттєву частину – біля 31 % від загальної площі перетину, і її положення вказує на значну величину концентрації напружень і відносно малу величину руйнуючого напруження.

Детальне вивчення картини зруйнування дозволяє виявити близ осередку зруйнування, в зоні концентратора напружень – шпонкових пазів, невеликі площадки, що перпендикулярні осі вала. В цих місцях ініціювалось зародження тріщини під дією дотичних напружень від кручення, які направлені перпендикулярно осі вала і паралельно, що впливає з закону парності дотичних напружень. Ці ділянки володіють найменшим опором втомі, оскільки шпонкові пази не зміцнювались і в них зосереджувалась найбільша концентрація напружень, таким чином опинились «слабкою ланкою» вала. Зародження тріщини відбулося в момент перевантажень пропульсивної установки, які викликані намотуванням риболовної делі на гребний гвинт.

Далі фронт тріщини змістився під нахилом до осі вала. Поверхня зруйнування розташувалась під кутом 45° до осі валу з обох сторін (рис. 5), що дозволяє визначити ці поверхні як головні площадки, на яких, як відомо, діють найбільші нормальні напруження – і визначити ці напруження як основний руйнуючий фактор.

Картина руйнування, що спостерігається в другому шпонковому пазу, практично співпадає з описанням руйнування в першому шпонковому пазу, тим самим підтвердив вирішальну роль нормальних напружень σ при розвитку втомних тріщин.

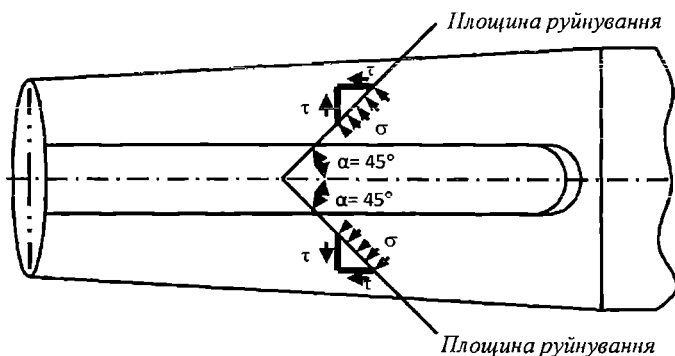


Рис. 5. Схема дії напружень, що віддзеркалює механізм руйнування вала

Слід приділити увагу зоні доламу (рис. 3 і 4). Тут площина руйнування змінює свій напрямок: спостерігається її відхилення від напрямку близького до 45° до вісі валу. Цей факт можна пояснити тією обставиною, що в зоні доламу окрім напружень кручення збільшився вплив згаданих вище нормальних напружень від згину, що викликані моментом сили ваги гребного гвинта.

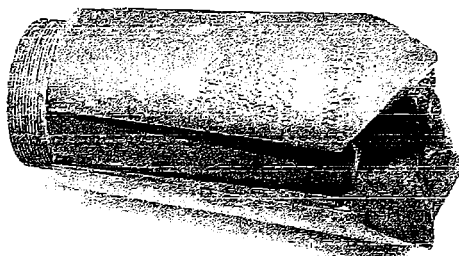
Картина пошкоджень валу може бути доповнена наявністю втомних тріщин, які розташовуються паралельно шпонковим пазам (рис. 3). Для сталених валів подібні факти спостерігаються вельми рідко. Як вже розглядалось раніш деформація кручення призводить до виникнення дотичних напружень τ у поперечних перетинах вала, які змінюються лінійно. Разом з тим парності дотичних напружень передбачають дію цих напружень і в поздовжніх площинах вала. Зародження і розвиток тріщини в перетинах, які паралельні осі вала, свідчать про заниженій опір дії поздовжній дотичних напружень, що обумовлено анізотропією властивостей його матеріалу.

Аналіз фреттинг-корозії. Слід звернути увагу ще на один фактор пошкодження вала – наявність багаточисельних виразок і виїмок по всій конічній поверхні під маточиною (рис. 6). Характер виразок, їх розміщення впродовж осі вала (рис. 6) дозволяє визначити як результат дії фреттинг-корозії. Фреттинг-корозія з'являється внаслідок притискання нормальною силою контактуючих поверхонь маточини і вала, які ковзають один відносно одного і здійснюють коливальні рухи. У цьому випадку нормальна сила достатньо велика, амплітуда коливальних рухів поверхонь дуже мала, в результаті чого викришування часток не видаляються з контактуючих поверхонь. Фреттинг-корозія є складним явищем, яке проявляється в взаємодії багатьох механічних, хімічних і теплових процесів. На теперішній час розроблено ряд гіпотез, що ставлять за мету пояснити природу фреттинг руйнувань [4]. Найбільше розповсюдження отримала гіпотеза про абразивну дію шорсткостей поверхонь, що контактують, згідно якій обламани тверді частки в результаті мікроколивальних рухів, утворюють виразки, канавки, подовження. При цьому поздовжні канавки орієнтовані паралельно відносному зміщенню деталей (рис. 6).

Кількісні характеристики процесу руйнування від фреттингу будемо оцінювати за ступенем пошкодження матеріалу по глибині каверн, утворених на поверхні. Величину пошкодження конічної поверхні валу (середній знос) було визначено за рекомендаціями ГОСТ 23.211-80 «Методы испытаний материалов на изнашивание при фреттинге и фреттинг-коррозии». З цією метою були зняті профілографи з поверхні валу: пошкоджені і непошкоджені фреттингом, за допомогою приладу MARSURF M300 C SET. Було знято вісім профілограф, результати вимірювань представлені в таблиці 3.



А



Б



В

*Рис. 6. Пошкодження конічної поверхні гребного вала
внаслідок дії фреттинг-корозії*

Таблиця 3

*Результати вимірів пошкодженої конічної частини вала
в результаті фреттинг-корозії*

Номер профілографи	Знос (глибина пошкодження) h_i , мм	Середнє значення, h_{cp} , мм
1	0,22	0,30
2	0,24	
3	0,35	
4	0,27	
5	0,43	
6	0,55	
7	0,49	
8	0,29	

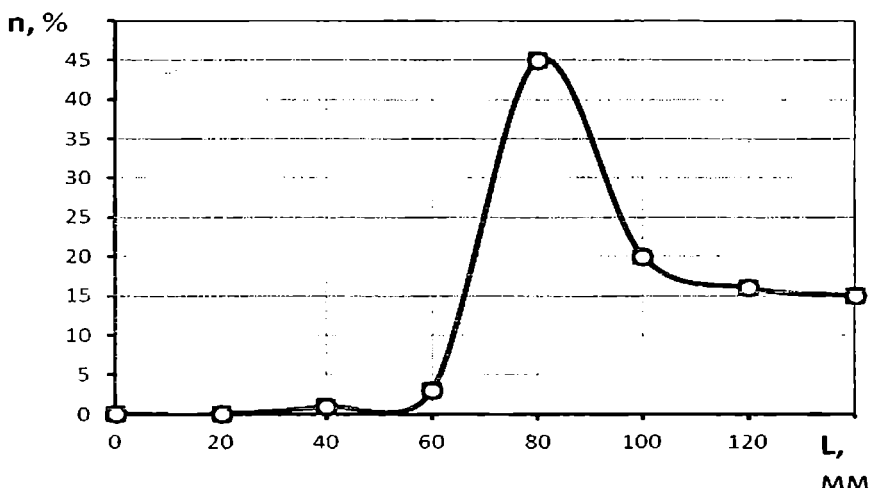
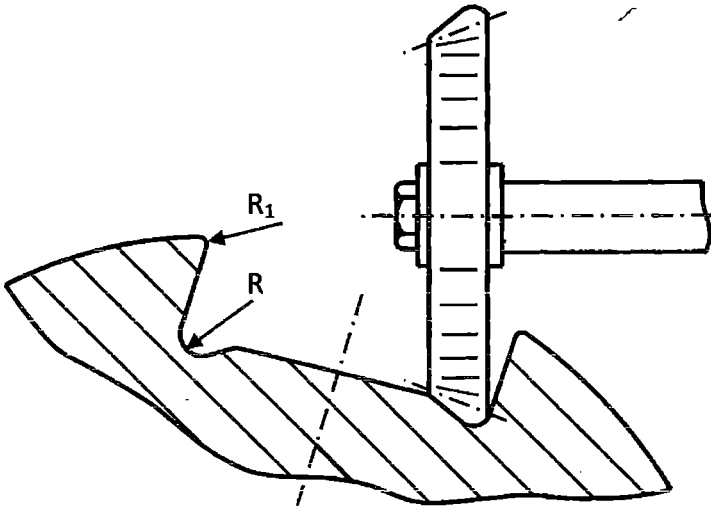


Рис. 7. Розподіл пошкоджень n від фреттинг-корозії по довжині вала L під маточиною

На рис. 7 показано розподіл пошкоджень від фреттинг-корозії по довжині вала, що знаходиться під маточиною гребного гвинта. Як видно з рисунка, найбільшу кількість пошкоджень n зареєстровано на довжині 80 мм від торця вала. Пошкодження від фреттингу виникає навіть і при незначних навантаженнях. У випадку пошкодження, що розглядається в статті, де воно носить суттєвий характер, можна зауважити: ці пошкодження викликані збільшенням амплітуди зміщення поверхневих слоїв внаслідок зменшення сили затяжки різьбової ділянки і тиску на поверхні вала.

За результатами даних досліджень можна зауважити, що хоча пошкодження від фреттинг-корозії не спричинили безпосередньо руйнування вала, але суттєво знизили запас його міцності, і в подальшому, найімовірніше, стали б основним осередком руйнування.

Оскільки руйнування вала почалось біля радіусу переходу від вертикальної стінки до дна паза, то з метою зменшення концентрації напружень в аналогічних конструкціях валів необхідно збільшити радіус R (рис. 8). Цю технологічну операцію виконують спеціальною фрезою. Подібна зміна конструкції дозволяє зменшити коефіцієнт концентрації напружень K_σ і K_τ біля 15 %, що дає можливість збільшити границю витривалості вала в небезпечному перетині на 12,5 %, а в кінцевому рахунку загальний запас міцності вала при специфікаційному режимі підвищиться на 47 %, а при неспецифікаційному – на 15,5 %.



*Рис. 8. Спосіб зменшення
концентрації напружень шпонкового паза вала*

Цілком очевидно, що аналіз руйнувань ставить за мету встановлення справжніх причин, що викликали руйнування, і разом з тим надання обґрунтованих рекомендацій щодо їх попередження. Ґрунтуючись на проведених дослідженнях і розрахунках, пропонуємо представити алгоритм аналізу руйнувань деталей і елементів конструкцій у вигляді, показаному на рис. 9.

Висновки

1. Проведено технічну експертизу руйнування суднового вала правого борту, в результаті якої встановлено:

– руйнування вала відбувалось за втомним механізмом, початок цього процесу ініційовано на місці розташування шпонкового паза, що свідчить про допущені конструктивні і технологічні помилки на етапах виготовлення і проектування;

– хімічний склад і механічні характеристики сталі, з якої виготовлено вал, відповідає сталі марки carbon steel grade 2 за класифікацією Американського інституту чавуну і сталі;

– було здійснено зміцнення поверхневих шарів вала поверхнево-пластичним деформуванням, за виключенням поверхонь шпонкових пазів;

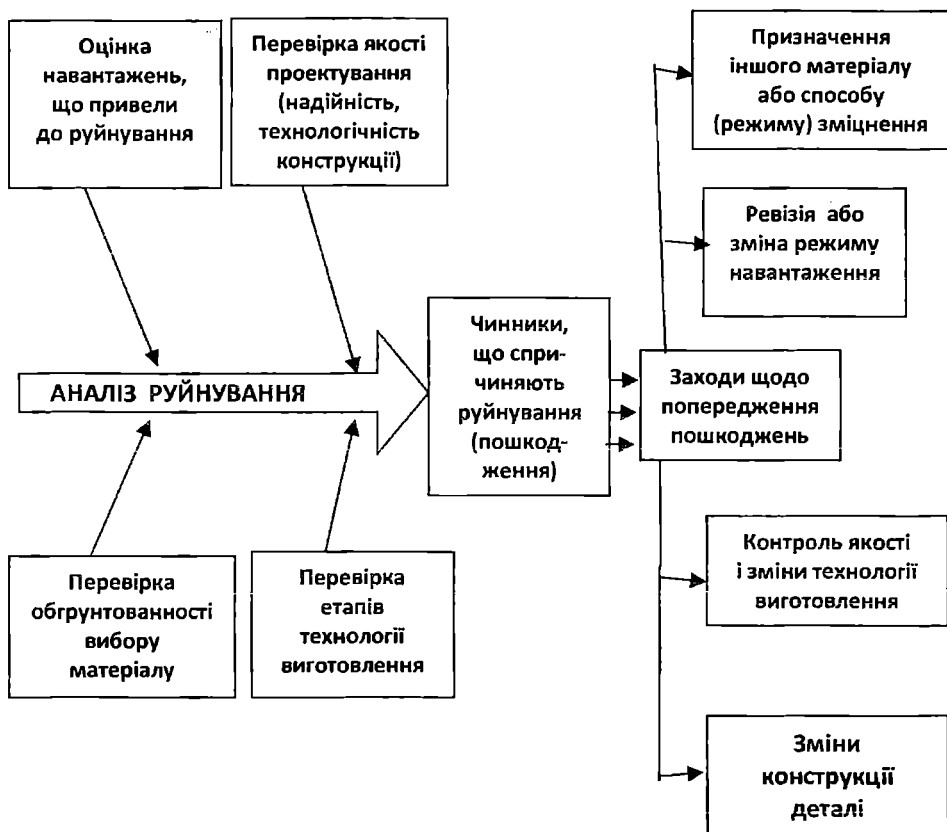


Рис. 9. Схема аналізу руйнувань деталей

– запаси втомної міцності при специфікаційних і неспецифікаційних режимах навантажування пропульсивної установки, для перших режимів ці запаси відповідали допустимим нормам, для других – вони були небезпечно меншими;

– чисельні виразки і виїмки поверхні вала виникли в результаті фретинг-корозії, прогресуюча дія якої пов'язана зі зменшенням сили натяжки в кінчному з'єднанні гвинт-вал.

2. Аналіз механізму руйнування вала дозволив надати рекомендації щодо зменшення концентрації напружень і збільшення запасів втомної міцності шляхом обробки переходів від вертикальної стінки до дна шпонкового паза.

3. Запропоновано алгоритм аналізу руйнувань і пошкоджень деталей машин і елементів конструкцій і заходів щодо їх попередження.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Шумило О.М. *Експертна оцінка вихідних характеристик опору втомі деталей машин, що зруйнувалися при циклічному навантажуванні* // *Проблеми техніки: Науково-виробничий журнал*. – Одеса: Диол-Принт. – 2010. – Вип. 1. – С. 15-21.
2. Когаєв В.П., Дроздов Ю.Н. *Прочность и износостойкость деталей машин: Учебн. пособие для машиностр. спец. вузов*. – М.: Высш. шк., 1991. – 319 с.
3. Троценко В.Т., Красовський А.Я., Покровский В.В., Сосновский Л.А., Стрижало В.О. *Сопротивление материалов деформированию и разрушению: Справочное пособие. Ч 1*. – К.: Наукова думка, 1993. – 286 с.
4. Коллинз Дж. *Повреждение материалов в конструкциях. Анализ. Предсказание, предотвращение: Пер. с англ.* – М.: Мир, 1984. – 624 с.

Стаття надійшла до редакції 05.12.2018

Рецензенти:

доктор технічних наук, професор завідувач кафедри «Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація» Одеського національного морського університету **Р.А. Варбанець**

доктор технічних наук, професор кафедри «Технічне обслуговування і ремонт суден» Одеського національного морського університету **А.В. Шахов**

УДК 536.24(075.8)

ВЗАИМОСВЯЗЬ МЕЖДУ МАКСИМАЛЬНЫМИ ЗНАЧЕНИЯМИ ПАРАМЕТРОВ ПАРА В ЦИКЛЕ РЕНКИНА**А.А. Вассерман**доктор технических наук, профессор кафедры
«Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация»*Одесский национальный морской университет*

Аннотация. Рассматривается зависимость между максимальными значениями температуры и давления пара в цикле Ренкина при минимально допустимом значении степени сухости пара в конце расширения. Также исследуется зависимость между максимальными значениями этих параметров при изменении давления конденсации пара. Приведены результаты расчётов максимального давления пара при начальных температурах 400, 450 и 500 °С и давлениях конденсации 0,004, 0,005 и 0,006 МПа и выполнен анализ этих результатов.

Ключевые слова: цикл Ренкина, температура и давление пара, допустимая степень сухости пара, процесс расширения, давление конденсации.

УДК 536.24(075.8)

ВЗАЄМОЗВ'ЯЗОК МІЖ МАКСИМАЛЬНИМИ ЗНАЧЕННЯМИ ПАРАМЕТРІВ ПАРИ В ЦИКЛІ РЕНКІНА**О.А. Вассерман**доктор технічних наук, професор кафедри
«Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація»*Одеський національний морський університет*

Анотація. Розглядається залежність між максимальними значеннями температури та тиску пари в циклі Ренкіна при мінімально допустимому значенні степені сухості пари наприкінці розширення. Також досліджується залежність між максимальними значеннями цих параметрів при зміні тиску конденсації. Наведені результати розрахунків максимального тиску пари при початкових температурах 400, 450 і 500 °С і тисках конденсації 0,004, 0,005 і 0,006 МПа і виконаний аналіз цих результатів.

Ключові слова: цикл Ренкіна, температура і тиск пари, допустима степені сухості пари, процес розширення, тиск конденсації.

UDC 536.24(075.8)

MUTUAL RELATION BETWEEN MAXIMUM VALUES OF VAPOR PARAMETERS AT RANKINE CYCLE

A.A. Vasserman

the doctor of engineering sciences, professor of department
the «Ship power settings and technical exploitation»

Odessa National Maritime University

Abstract. *Dependence between maximum values of temperature and pressure of vapor at Rankine cycle is considered at minimum admissible degree of vapor dryness at end of expansion. Dependence between maximum values of these parameters at change of condensation pressure is investigated also. Results of calculations of maximum vapor pressure at initial temperatures 400, 450 and 500°C and condensation pressures 0,004, 0,005 and 0,006 MPa are presented and analysis of these results is fulfilled.*

Keywords: *Rankine cycle, temperature and pressure of vapor, admissible degree of vapor dryness, process of expansion, condensation pressure.*

Введение. Цикл Ренкина как базовый цикл паротурбинных установок подробно анализируется в литературе, в частности, в работах [1-4]. Однако вопрос о возможном максимальном значении давления водяного пара в цикле при фиксированной максимальной температуре не рассматривается, хотя представляет научный и практический интерес. Поэтому в настоящей статье исследуется взаимосвязь между максимальными значениями начальных параметров пара в цикле Ренкина.

Целью статьи является установление соотношения между максимальной температурой пара в цикле Ренкина и соответствующим максимальным давлением при встречающихся часто в паротурбинных установках значениях давления конденсации.

Изложение основного материала. При анализе цикла Ренкина можно установить, что при фиксированном значении начальной температуры пара рост начального давления смещает процесс расширения пара в область меньших значений энтропии, то есть приводит к уменьшению значения степени сухости пара X_2 в конце расширения. Это иллюстрирует рис. 1, где на диаграмме T,s показаны два варианта цикла Ренкина. Циклу, изображённому штриховыми линиями, соответствует более высокое значение начального давления, и процесс расширения пара в этом цикле заканчивается при меньшем значении степени сухости.

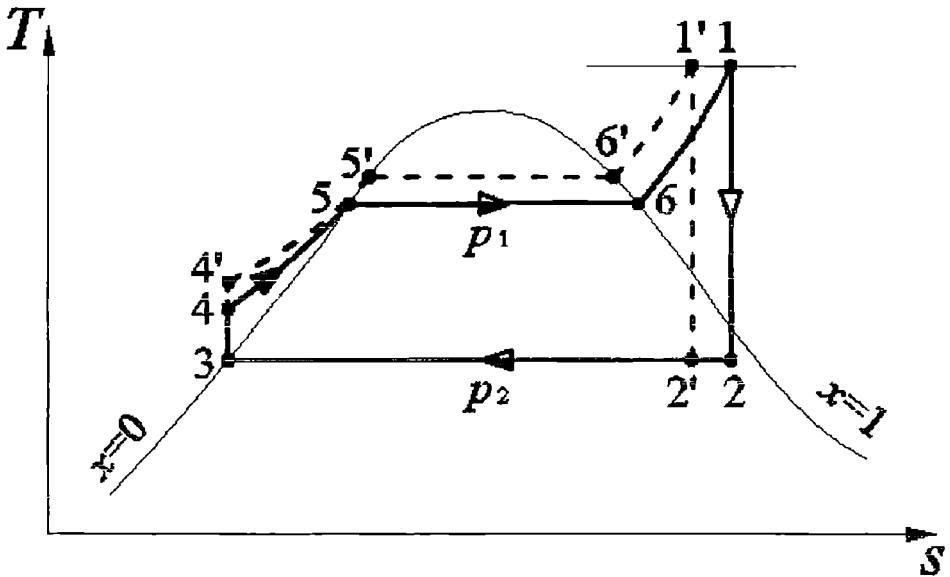


Рис. 1. Взаимосвязь начальных параметров пара и его степени сухости x_2

В то же время известно, что значение x_2 не должно быть ниже 0,86, так как иначе будет наблюдаться эрозия лопаток последних ступеней турбины под влиянием капель воды, появляющихся в паре при уменьшении степени сухости, и существенное уменьшение относительного КПД турбины. Поэтому максимальное возможное значение начального давления пара при заданной начальной температуре будет соответствовать указанному предельному значению степени сухости.

С другой стороны, при увеличении значения давления конденсации пара значение энтропии, соответствующее степени сухости 0,86, будет уменьшаться. Это приведёт к некоторому росту максимального давления, соответствующего заданной начальной температуре пара, что показано на рис. 2. На этом рисунке, как и на предыдущем, в цикле, изображённом штриховыми линиями, начальное давление выше, чем во втором цикле. В связи с отмеченным обстоятельством целесообразно исследовать также зависимость между максимальными значениями температуры и давления в цикле Ренкина при нескольких возможных в паротурбинных установках значениях давления конденсации пара.

Для исследования взаимосвязи между максимальными значениями параметров пара были приняты значения начальной температуры 400, 450 и 500 °С и давления конденсации 0,004, 0,005 и 0,006 МПа. При расчётах использованы данные о термодинамических свойствах воды и водяного пара из фундаментальных таблиц М.П. Вукаловича и соавторов [5]. Результаты расчётов представлены в таблице.

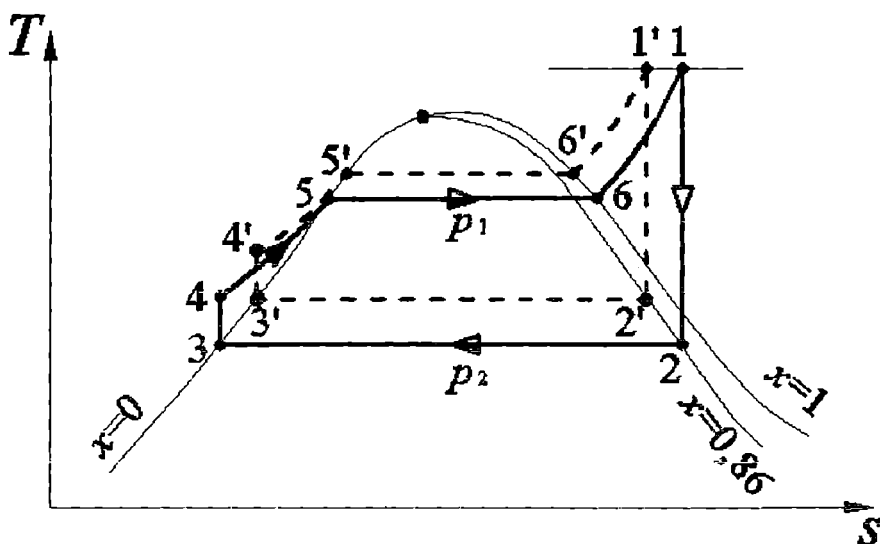


Рис. 2. Взаимосвязь начальных параметров пара и давления конденсации

Таблица

Максимальные значения давления пара, МПа,
при степени сухости $x_2 = 0,86$

Давление конденсации, МПа	Начальная температура пара, °С		
	400	450	500
0,004	1,285	1,771	2,395
0,005	1,457	2,004	2,715
0,006	1,612	2,217	3,000

Анализируя данные таблицы, можно установить следующее:

- более высокой начальной температуре пара соответствует более высокое значение его максимального давления;
- при повышении начальной температуры пара от 400 до 500 °С соответствующее максимальное давление пара увеличивается на 1,110 МПа при давлении конденсации 0,004 МПа и на 1,388 МПа при давлении конденсации 0,006 МПа;
- при повышении давления конденсации от 0,004 до 0,006 МПа максимальное давление пара возрастает на 0,327 МПа при начальной температуре пара 400 °С и на 0,605 МПа при температуре пара 500 °С;

– в выбранных интервалах значений начальной температуры пара и давления конденсации изменение температуры существеннее влияет на максимальное давление пара, чем изменение давления.

Приведенные в таблице значения начального давления пара ниже тех, которые встречаются в большинстве современных паротурбинных установок. Однако в этих установках при высоком начальном давлении пара используется более сложный цикл, который включает однократный либо даже двукратный промежуточный перегрев пара, увеличивающий степень сухости пара в конце расширения в турбине.

Выводы. Расчёт цикла Ренкина при нескольких значениях начальной температуры и давления конденсации пара, характерных для паротурбинных установок, позволил определить максимальные значения давления пара, соответствующие его степени сухости в конце расширения, равной 0,86. Выполнена количественная оценка увеличения максимального давления пара при повышении его начальной температуры и давления конденсации.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Техническая термодинамика* / В.А. Кириллин, В.В. Сычев, А.Е. Шейндлин. – М.: Издательский дом МЭИ, 2008. – 496 с.
2. *Техническая термодинамика* / М.П. Вукалович, И.И. Новиков. – М.: Энергия, 1968. – 496 с.
3. *Лекции по технической термодинамике* / Я.З. Казавчинский. – М.: Транспорт, 1970. – 275 с.
4. *Термодинамічні процеси та цикли в реальному газі* / О.А. Васерман, О.Г. Слинко. – Одеса: Фенікс, 2015. – 194 с.
5. *Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара* / М.П. Вукалович, С.Л. Ривкин, А.А. Александров. – М.: Изд. Стандартов, 1969. – 408 с.

Стаття надійшла до редакції 10.12.2018

Рецензенти:

доктор технічних наук, завідувач кафедри «Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація» Одеського національного морського університету **Р.А. Варбанець**

кандидат технічних наук, завідувач кафедри «Суднова теплоенергетика» Національного університету «Одеська морська академія» **О.В. Кіріс**

УДК 621.629

СНИЖЕНИЕ ЭМИССИИ ОКСИДОВ АЗОТА СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ МЕТОДОМ ПЕРЕПУСКА ВЫПУСКНЫХ ГАЗОВ

А.А. Куропятник
аспирант

Национальный университет «Одесская морская академия»

Аннотация. Рассмотрена возможность использования перепуска выпускных газов для снижения эмиссии оксидов азота судовых среднеоборотных дизелей. Эксперименты, выполненные на судовом среднеоборотном дизеле 6L20 фирмы Wartsila, показали, что повышение степени перепуска выпускных газов в диапазоне 0-9,6 % способствует снижению эмиссии оксидов азота с 8,72 г/(кВт·ч) до 6,53 г/(кВт·ч) и зависит от нагрузки на дизель. При этом относительное снижение выбросов оксидов азота находится в пределах 1,15-13,85 %; наибольший уровень снижения концентрации оксидов азота в выпускных газах соответствует максимальной степени перепуска газов и режиму максимальной нагрузки на дизель.

Ключевые слова: судовой дизель, эмиссия оксидов азота, газо-выпускная система, турбокомпрессор, система перепуска выпускных газов, удельный эффективный расход топлива.

УДК 621.629

ЗНИЖЕННЯ ЕМІСІЇ ОКСИДІВ АЗОТУ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ МЕТОДОМ ПЕРЕПУСКУ ВИПУСКНИХ ГАЗІВ

О.А. Куропятник
аспірант

Національний університет «Одеська морська академія»

Анотація. Розглянуто можливість використання перепуску выпускных газів для зниження емісії оксидів азоту судових середньооборотних дизелів. Експерименти, що були виконані на судовому середньооборотному дизелі 6L20 фірми Wartsila, показали, що підвищення ступеня перепуску выпускных газів в діапазоні 0-9,6 % сприяє зниженню емісії оксидів азоту з 8,72 г/(кВт·год) до 6,53 г/(кВт·год) і залежить від навантаження на дизель. При цьому відносне зниження викидів оксидів азоту знаходиться в межах 1,15-13,85 %; найбільший рівень зниження концентрації оксидів азоту в выпускных газах відповідає максимальному ступені перепуску газів і режиму максимального навантаження на дизель.

Ключові слова: судновий дизель, емісія оксидів азоту, газо-випускна система, турбокомпресор, система перепуску выпускных газів, питома ефективна витрата палива.

© Куропятник А.А., 2018

UDC 621.629

REDUCING THE EMISSION OF NITROGEN OXIDES SHIP DIESEL ENGINES BYPASS EXHAUST GASES

О. Куропятник
graduate student

NU «Odessa Maritime Academy»

***Annotation.** The possibility of using the bypass exhaust gases to reduce the emission of nitrogen oxides of ship's medium-speed diesel engines is considered. Experiments performed on the ship's 6L20 medium-speed diesel engine from Wartsila showed that increasing the degree of bypass exhaust gases in the range of 0-9.6 % contributes to reducing emissions of nitrogen oxides from 8.72 g/(kWh) to 6.53 g/(kWh) and depends on the load on the diesel. In this case, the relative reduction in emissions of nitrogen oxides is within 1.15-13.85 %; The highest level of reduction of nitrogen oxides concentration in exhaust gases corresponds to the maximum degree of gas bypass and the maximum load on the diesel.*

***Keywords:** marine diesel, emission of nitrogen oxides, gas exhaust system, turbocharger, exhaust gas bypass system, specific effective fuel consumption.*

Постановка проблемы. Судовые двигатели внутреннего сгорания (ДВС), которые используются на всех без исключения морских и речных судах, исполняя при этом функции как главных, так и вспомогательных двигателей, являются источниками повышенного загрязнения водной и воздушной среды [1]. Путем использования специальных технологий и оборудования по очистке нефтесодержащих вод, а в некоторых случаях за счет полного отказа от сброса нефтесодержащих вод, возможно минимизировать или полностью избежать загрязнения водной среды. Обеспечить работу судовых ДВС без загрязнения воздушной среды, невозможно, поскольку их рабочий цикл неизбежно включает в свой состав процесс выпуска отработавших газов.

При использовании углеводородных топлив нефтяного происхождения и атмосферного воздуха в качестве окислителя образующиеся выпускные газы (ВГ) судовых ДВС состоят на 99,2 % из нетоксичных компонентов – продуктов неполного сгорания (диоксид углерода CO_2 и водяной пар H_2O) и воздуха с пониженным содержанием кислорода O_2 . Все токсичные компоненты, которые образуются в судовых дизелях, можно разделить на две группы. К первой группе относятся продукты неполного сгорания топлива – это монооксид углерода, углеводороды, альдегиды, сажа. Токсичные компоненты второй группы образуются в результате полного окисления химических элементов, входящих в состав

топлива и воздуха – это оксиды азота NO_x и серы SO_x . Судовые ДВС, которые находятся в эксплуатации, требуют постоянного поиска эффективных способов снижения токсичности ВГ, в первую очередь, выбросов оксидов азота NO_x .

Анализ последних исследований и публикаций. Количество оксидов азота в ВГ судовых ДВС регламентируется требованиями MARPOL Annex VI [2].

Снижение концентрации оксидов азота в ВГ ДВС до требуемых величин и поддержание этого параметра в необходимых пределах возможно по двум принципиальным направлениям:

- использование технологических решений, направленных на изменение эксплуатационных свойств топлива, конструкции топливной аппаратуры, характеристик топливоподачи, характера протекания рабочего процесса и предшествующих моменту образования NO_x в цилиндре дизеля;

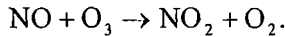
- непосредственное влияние на ВГ (их очистка, химическая обработка, рециркуляция) на протяжении времени, когда они находятся в газо-выпускной системе (ГВС) дизеля.

Снижение эмиссии NO_x путем химической обработки топлива было исследовано в работе [3], при этом ее основной задачей было определение оптимальной концентрации вводимых в топливо реагентов с целью интенсификации процесса его сгорания. Обеспечение экологических параметров работы судовых ДВС за счет модернизации построения и комплектации топливной системы рассматривалось в работе [4], однако для реализации полученных в ней результатов требуется дополнительное оборудование, что влечет за собой повышенные расходы энергии. Моделирование процессов образования оксидов азота выполнялось в [5], а работа [6] посвящена поиску оптимальной степени рециркуляции выпускных газов. При этом в данных исследованиях не рассматривался такой способ снижения эмиссии NO_x , как их перепуск помимо газотурбо-нагнетателя (ГТН) непосредственно в выпускную магистраль.

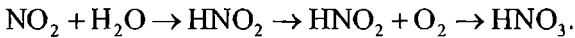
Постановка задачи. Разрабатываемые в настоящее время способы снижения уровня эмиссии NO_x связаны с изменением конструкции дизелей и возможны только на стадии проектирования. При этом для находящихся в эксплуатации дизелей, изменение конструкции которых либо не возможно, либо требует значительных капиталовложений, задача снижения концентрации NO_x в выпускных газах может быть решена путем оптимизации режимов их технической эксплуатации. Учитывая это, задачей исследования являлось определение оптимального (по критериям энергетической и экономической эффективности) уровня перепуска выпускных газов в ГВС выпускная магистраль – ГТН– выпускная магистраль.

Изложение основного материала исследования. Оксиды азота являются единственными загрязняющими веществами, которые не могут быть устранены путем смены сорта топлива (как это возможно для снижения выбросов SO_x), поскольку чаще всего они образуются при соединении азота (обязательно находящегося в составе жидкого топлива) с кислородом (обязательно находящегося в составе воздуха в цилиндре дизеля).

Среди комплекса оксидов NO_x именно NO являются теми веществами, которые преобладают внутри цилиндра дизеля ($\approx 90-95\%$), в то время как большое количество NO_2 образуется только при контакте с низкими температурами, т.е. при попадании выпускных газов в атмосферу. Образование NO_2 происходит при соединении NO с озоном, находящемся в воздухе. В результате чего оксид азота NO преобразуется в двуокись NO_2 и кислород O_2



После чего NO_2 соединится с водяными парами H_2O , что приводит к образованию азотистой кислоты HNO_2 и далее азотной кислоты HNO_3



Именно азотная кислота, которая впоследствии конденсируется в воздухе и возвращается на поверхность мирового океана или островную и материковую часть Земли в виде кислотных дождей, является тем соединением, которое наносит экологический ущерб окружающей среде и на борьбу с которым направлены все конструктивные и технологические решения по снижению содержания NO_x в ВГ.

Одним из способов, обеспечивающих снижение эмиссии NO_x , считается система управления выпускными газами, которая обеспечивает либо рециркуляцию выпускных газов (exhaust gas recirculation – EGR), либо перепуск выпускных газов (Exhaust gas wastegate – EGW) [7].

Система EGW рекомендуется некоторыми дизелестроительными фирмами (например, Wartsila-Sulzer) для ограничения давления наддувочного воздуха при высоких нагрузках. В то же время, система EGW может использоваться для снижения выбросов NO_x . Для подтверждения этого на судовом среднеоборотном дизеле 6L20 фирмы Wartsila, выполняющим функции дизель-генератора в составе судовой электростанции и оборудованном системой EGW выполнялся комплекс исследований, целью которых являлось определение влияния перепуска газов в ГВС на его экологические и экономические показатели работы.

Основные характеристики дизеля 6L20:

количество цилиндров – 6;

диаметр цилиндра – 0,2 м;

ход поршня – 0,26 м;

максимальное давление сгорания – 16,3 МПа;

частота вращения – 1000 об/мин;

номинальная мощность $N_{\text{ном}}=1200$ кВт;

удельный эффективный расход топлива – 0,193 кг/(кВт·ч).

Принципиальная схема системы EWG судового дизеля 6L20 фирмы Wartsila показана на рис. 1.

Согласно инструкции по эксплуатации дизеля система EWG обеспечивает перепуск газов в диапазоне 0-10 %.

Концентрация NO_x в выпускных газах определялась в точке 2 с помощью газоанализатора Testo350XL. Во время эксперимента с помощью судовых измерительных средств (расходомера, установленного на магистрали подвода топлива к топливным насосам высокого давления, и таймера) определялся удельный эффективный расход топлива b_e :

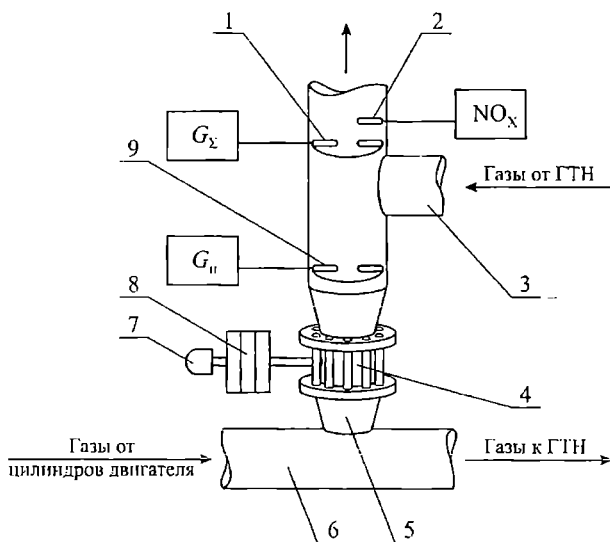


Рис. 1. Принципиальная схема ГВС судового среднеоборотного дизеля 6L20 Wartsila с системой перепуска выпускных газов EWG:

1, 9 – точки контроля основного и перепускного расхода газов;

2 – точка контроля концентрации NO_x ;

3, 6 – выпускные магистрали основного потока газов;

4 – перепускной клапан (wastegate);

5 – выпускные магистрали перепускного потока газов;

7 – контроллер положения перепускного клапана;

8 – пневматический привод перепускного клапана

$$b_e = \frac{G_{\text{ч}}}{N_{\text{ереж}}},$$

где $G_{\text{ч}}$ – часовой расход топлива, кг/ч;

$N_{\text{ереж}}$ – мощность дизеля, на различных скоростных режимах работы, кВт.

$$G_{\text{ч}} = \frac{V_{\text{т}} \rho}{t},$$

где $V_{\text{т}}$ – объем топлива, прошедший через расходомер, м³;

ρ – плотность топлива при соответствующей температуре, кг/м³;

t – время, в течении которого проводился эксперимент на соответствующем скоростном режиме, час.

Погрешность в измерении расхода газов, определяемого расходомером МТ100S, не превышала $\pm 0,5\%$, погрешность в измерении эмиссии NO_x в выпускных газах газоанализатором Testo350XL составляла $\pm 3,5\%$, погрешность в определении удельного эффективного расхода топлива не превышала $\pm 2,5\%$.

Дизель, на котором выполнялись экспериментальные исследования, обеспечивал мощностью постоянные группы потребителей. При этом (в зависимости от исследуемых режимов) его мощность составляла 660 кВт, 805 кВт, 890 кВт, 1010 кВт, что соответствовало $0,55N_{\text{ном}}$, $0,67N_{\text{ном}}$, $0,74N_{\text{ном}}$, $0,83N_{\text{ном}}$. Погрешность в изменении мощности не превышала $\pm 1,5\%$.

В состав судовой электростанции входило три однотипных дизеля, поэтому в случае изменении количества потребителей энергии и их мощности, требуемая нагрузка перераспределялась на дизели, не задействованные в эксперименте, а дизель, на котором проводились исследования, эксплуатировался на постоянной нагрузке. Кроме того, при проведении эксперимента на дизеле поддерживались постоянные температурные режимы в системах смазывания и охлаждения.

При проведении эксперимента дизель в течение 2,5-3 часов работал на постоянной нагрузке и неизменном положении перепускного клапана на каждом из экспериментальных режимов. Для определения степени открытия перепускного клапана (позиция 4 на рис.1) первоначально в точке 1 определялся общий расход газов G_{Σ} , выходящих из цилиндров дизеля и проходящих через магистраль основного потока газов 3 (при полностью закрытом клапане 4). После этого при измененном положении перепускного клапана 4 в точке 9 определялся расход газов $G_{\text{п}}$ через перепускную магистраль 5 и по выражению (1) рассчитывалась степень перепуска газов. Дальнейшие измерения выполнялись по двум схемам (рис. 2):

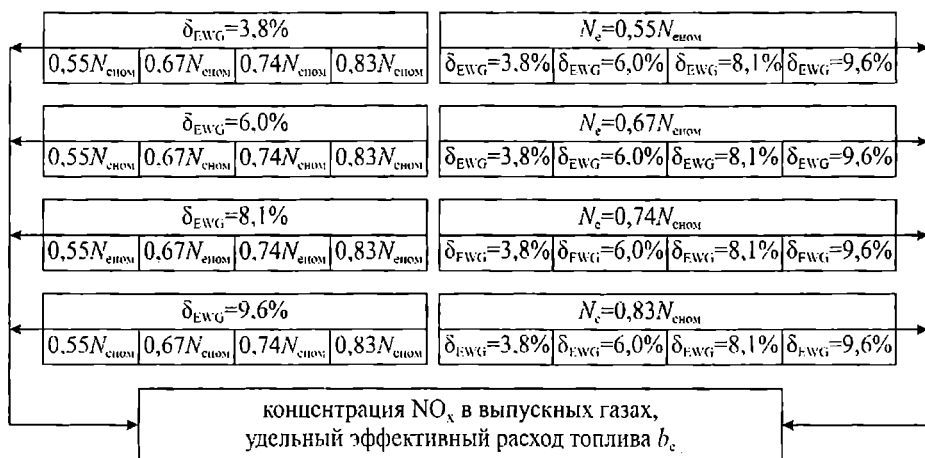


Рис. 2. Последовательность выполнения экспериментальных исследований

1) при неизменном положении перепускного клапана изменялась нагрузка на дизель, и далее определялись значения NO_x в выпускных газах и b_e , например, при постоянном значении $\delta_{EWG}=9,6\%$ и разных эксплуатационных значениях N_c , соответствующих 55, 67, 74, 83 % от номинальной мощности; далее положение перепускного клапана изменялось ($\delta_{EWG}=8,1\%$, $6,0\%$, $3,8\%$) и для каждого значения δ_{EWG} в указанном диапазоне вновь изменялась нагрузка на дизель и повторялось измерение NO_x и b_e ;

2) при постоянной нагрузке на дизель изменялось положение перепускного клапана, и далее определялись значения эмиссии NO_x и показатель экономичности работы дизеля – b_e , например, при постоянном значении $N_c=0,83N_{\text{снoм}}$ и разных значениях δ_{EWG} ($\delta_{EWG}=9,6\%$, $8,1\%$, $6,0\%$, $3,8\%$); далее значение нагрузки на дизель изменялось ($0,55N_{\text{снoм}}$, $0,67N_{\text{снoм}}$, $0,74N_{\text{снoм}}$) и для каждого значения в указанном диапазоне вновь изменялось положение перепускного клапана и повторялось измерение NO_x и b_e . Это позволяло увеличить массив получаемых экспериментальных данных и расширить их информативность.

Полученные таким образом экспериментальные значения показали хорошую сходимость, что подтверждало корректность проведенных измерений. Результаты исследований обобщены в таблице и представлены на рис. 3.

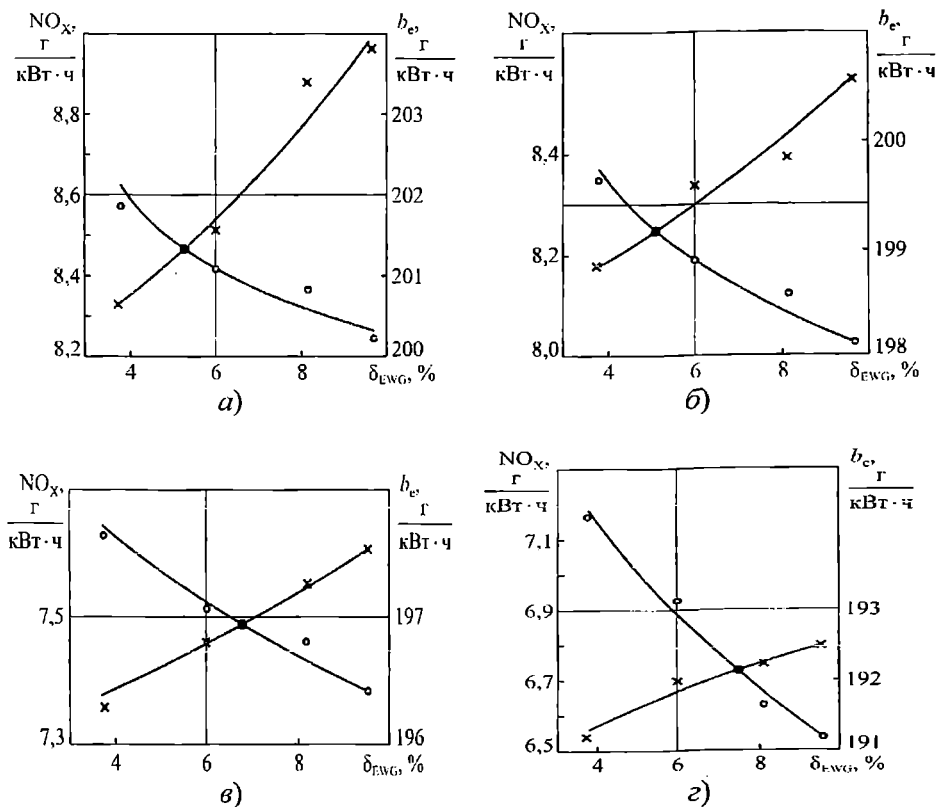


Рис. 3. Зависимость эмиссии NO_x (x) и удельного эффективного расхода топлива b_e (o) судового дизеля 6L20 Wartsila от степени открытия клапана перепуска газов δ_{EWG} для различной нагрузки N_e :
а) $0,55N_{ном}$; б) $0,67N_{ном}$; в) $0,74N_{ном}$; з) $0,83N_{ном}$

Таблица

Результаты эксперимента

δ_{EWG} , %	Эмиссия NO_x , г/(кВт·ч) при нагрузках на дизель				Удельный эффективный расход топлива, b_e , г/(кВт·ч) при нагрузках на дизель			
	55 %	67 %	74 %	83 %	55 %	67 %	74 %	83 %
0	8,72	8,37	7,81	7,58	198,6	196,9	195,5	190,6
3,8	8,58	8,32	7,62	7,18	200,7	198,9	196,3	191,2
6,0	8,42	8,18	7,52	6,83	201,6	199,6	196,8	192,0
8,1	8,38	8,12	7,47	6,63	203,5	199,8	197,3	192,2
9,6	8,24	8,01	7,38	6,53	203,8	200,6	197,5	192,5

Выводы и перспективы дальнейших исследований. Система перепуска выпускных газов (Exhaust gas wastegate – EGW) рекомендуется и используется некоторыми дизелестроительными фирмами (например Wartsila) для снижения давления наддувочного воздуха на повышенных нагрузках судовых дизелей. Система EWG обеспечивает перепуск отработавших в цилиндре газов в диапазоне 0-10 % от их общего объема непосредственно в выпускную трубу без использования их энергии в ГТН. При этом систему EWG возможно использовать для обеспечения экологических параметров работы ДВС (в частности для снижения эмиссии NO_x с выпускными газами) во всем поле эксплуатационных режимов работы дизеля.

Для судового среднеоборотного дизеля 6L20 фирмы Wartsila, работающего в диапазоне нагрузок $N_{\text{сраб}}=(0,55-0,83)N_{\text{сном}}$ при использовании системы EWG со степенью перепуска выпускных газов $\delta_{\text{EWG}}=3,8-9,6\%$ были получены следующие результаты:

1) повышение степени перепуска выпускных газов в диапазоне 0-9,6 % способствует снижению эмиссии оксидов азота с 8,72 г/(кВт·ч) до 6,53 г/(кВт·ч) и зависит от нагрузки на дизель; при этом относительное снижение выбросов NO_x находится в пределах 1,15-13,85 %;

2) наибольший уровень снижения концентрации NO_x в выпускных газах соответствует максимальной степени перепуска газов и режиму максимальной нагрузки на дизель (в проведенных экспериментах 9,6 % и $0,83N_{\text{сном}}$ соответственно);

3) использование системы EWG изменяет стехиометрическое соотношение топливо-воздух, что способствует увеличению удельного эффективного расхода топлива;

4) для режимов работы дизеля близких к номинальному (в проведенных исследованиях 74-83 % номинальной мощности дизеля) при использовании перепуска выпускных газов увеличение удельного эффективного расхода топлива составляет 0,8-1,9 г/(кВт·ч) или в относительных значениях 0,26-1,05 %; при этом, учитывая максимальное снижение эмиссии NO_x на данных режимах эксплуатации, именно улучшение экологических показателей работы дизеля является превалирующим фактором для данного диапазона нагрузок, поэтому использование системы EWG в этом случае целесообразно и может быть рекомендовано как способ обеспечения экологических требований к судовым дизелям;

5) на нагрузках $(0,55-0,67)N_{\text{сном}}$ увеличение расхода топлива при использовании системы EWG может достигать 1,83-2,52 %; учитывая, что в данной вариации нагрузок использование EWG обеспечивает снижение эмиссии NO_x на 1,15-5,5 %, применение системы перепуска газов для этого диапазона не является целесообразным.

При выборе наиболее оптимального режима работы системы EWG, т.е. количества газов, перепускаемого в обход ГТН, необходимо выполнять комплексную оценку экологических и экономических показателей работы дизеля. Невзирая на увеличение удельного расхода топлива использование системы EWG может быть рекомендовано в особых районах мирового океана, когда преобладающим показателем при эксплуатации судовых энергетических установок становятся их экологические параметры.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Голиков В. А. Новые тенденции в экологичности судовых энергетических установок / В.А. Голиков // Судовые энергетические установки: Научн.-техн. сб. – 2011. – № 27. – С. 4-9.
2. Куропятник А. А. Снижение концентрации оксидов азота в выпускных газах судовых дизелей / А.А. Куропятник // *Univer-sum: Технические науки*. – 2018. – Вып. 3(48). – С. 63-66.
3. Zablotsky Yu. V. Enhancing Fuel Efficiency and Environmental Specifications of a Marine Diesel When using Fuel Additives / Zablotsky Yu.V., Sagin S.V. // *Indian Journal of Science and Technology*. – 2016. – Vol. 9. – Iss. 46. – P. 353-362. DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i46/107516.
4. Sagin S.V. Cavitation Treatment of High-Viscosity Marine Fuels for Medium-Speed Diesel Engines / S.V. Sagin, V.G. Solodovnikov // *Modern Applied Science*. – 2015. – Vol. 9. – № 5. – P. 269-278. DOI:10.5539/mas.v9n5p269.
5. Kuropyatnyk O. A. Reduction of NO_x emission in the exhaust gases of low-speed marine diesel engines / O.A. Kuropyatnyk // *The Austrian Journal of Technical and Natural Sciences, Premier Publishing s.r.o. Vienna*. 9-10 2017. – P. 112-117. DOI: <https://doi.org/10.29013/AJT-18-7.8-37-42>.
6. Sagin S.V. The Use of Exhaust Gas Recirculation for Ensuring the Environmental Performance of Marine Diesel Engines / S.V. Sagin; O.A. Kuropyatnyk // *OUR SEA: International Journal of Maritime Science & Technology*. – June 2018. – Vol. 65. – № 2. – P. 78-86. doi.org/10.17818/NM/2018/2.3.

7. Куропятник А.А. Управление выпускными газами судовых дизелей для обеспечения экологических показателей / А.А. Куропятник, С.В. Сагин // Автоматизация судовых технических средств: научн.-техн. сб. – 2018. – Вып. 24. – Одесса: НУ «ОМА». – С. 72-80.

Стаття надійшла до редакції 10.12.2018

Рецензенти:

доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація» Одеського національного морського університету **Р.А. Варбанець**

доктор технічних наук, професор кафедри Суднових енергетичних установок Національного університету «Одеська морська академія» **А.М. Веретеннік**

УДК 621.426

**ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ РАБОТЫ ПРЕЦИЗИОННЫХ ПАР
ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ
ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОРГАНИЧЕСКИХ ПОКРЫТИЙ**

С.В. Сагин
доцент

Национальный университет «Одесская морская академия»

Аннотация. Рассмотрены вопросы влияния органических покрытий (эпиламов) на работу прецизионной пары плунжер-втулка топливного насоса высокого давления судового дизеля. Приведена технология эпиламинирования металлических покрытий. Указаны особенности ее применения в условиях эксплуатации морского судна. Экспериментально подтвержден эффект ориентации молекул в граничном слое топливе при нанесении на поверхности органических пленок (эпиламов). Приведены результаты, подтверждающие 2,3-3,6 разовое снижение износа в паре плунжер-втулка топливного насоса высокого давления при нанесении на эти поверхности органических покрытий.

Ключевые слова: судовой дизель, топливный насос высокого давления, топливо, граничный слой, ориентация молекул, органические покрытия, износ.

УДК 621.426

**ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ РОБОТИ ПРЕЦИЗІЙНИХ ПАР
ПАЛИВНОЇ АПАРАТУРИ СУДНОВИХ ДИЗЕЛІВ
ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ ОРГАНІЧНИХ ПОКРИТТІВ**

С.В. Сагин
доцент

Національний університет «Одеська морська академія»

Анотація. Розглянуто питання впливу органічних покриттів (епіламів) на роботу прецизійної пари плунжер-втулка паливного насоса високого тиску судового дизеля. Наведена технологія нанесення епіламів на металеві покриття. Вказані особливості її застосування в умовах експлуатації морського судна. Експериментально підтверджено ефект орієнтації молекул в граничному шарі паливі при нанесенні на поверхні органічних плівок (епіламів). Наведено результати, що підтверджують 2,3-3,6 разове зниження зносу в парі плунжер-втулка паливного насоса високого тиску при нанесенні на ці поверхні органічних покриттів.

Ключові слова: судовий дизель, паливний насос високого тиску, паливо, граничний шар, орієнтація молекул, органічні покриття, знос.

UDC 621.426

**IMPROVING THE RELIABILITY OF PRECISION PAIRS
OF FUEL EQUIPMENT OF SHIP DIESEL ENGINES
THROUGH THE USE OF ORGANIC COATINGS**

S. Sagin
assistant professor

NU «Odessa Maritime Academy»

Abstract. *The problems of the influence of organic coatings (epilams) on the work of a precision pair of plunger-bushing of a high-pressure fuel pump of a marine diesel engine are considered. The technology of metal coating epilamination is given. The features of its use in the operating conditions of the ship. The effect of orientation of molecules in the boundary layer of the fuel when applied to the surface of organic films (epilams) has been experimentally confirmed. The results confirming the 2.3-3.6 one-time reduction of wear in a pair of plunger-bushing of a high-pressure fuel pump when applying organic coatings on these surfaces are given.*

Keywords: *marine diesel, high pressure fuel pump, fuel, boundary layer, molecular orientation, organic coatings, wear.*

Постановка проблемы в общем виде. Топливная аппаратура высокого давления судовых двигателей внутреннего сгорания (ДВС) обеспечивает не только впрыск топлива в цилиндр дизеля в необходимом объеме и в требуемый момент времени, но и характеризует надежность его работы. Повышенные износы прецизионной пары плунжер-втулка топливного насоса высокого давления (ТНВД) способствуют уменьшению цикловой подачи топлива (из-за повышенных протечек в этом сопряжении) и повышенным механическим нагрузкам (ввиду возможного попадания механических примесей, находящихся в топливе, в увеличившийся зазор названной пары трения). В связи с этим, важное значение приобретают теоретические и экспериментальные исследования, результаты которых способствуют повышению надежности топливной аппаратуры высокого давления ДВС.

Анализ последних исследований и публикаций. В ряде работ, посвященных вопросам исследования поведения углеводородных жидкостей вблизи металлических поверхностей, было определено наличие особой жидкокристаллической структуры, при которой молекулы жидкости обладают ориентационной упорядоченностью и характеризуются квазикристаллическими свойствами [1; 2]. Для ДВС узлами, где наиболее отчетливо могут проявляться такие свойства, в первую очередь, являются пара трения плунжер-втулка ТНВД, в которой обеспечивается минимальный зазор между контактирующими поверхностями [3].

Среди характеристик топлив, традиционно отмечается лишь их способность к самовоспламенению и сгоранию в цилиндре дизеля, при этом редко уделяется внимание еще одной их характеристике – смазочной способности, которую, как правило, рассматривают лишь в контексте с моторными маслами. Причем именно смазочная способность топлива обеспечивает качественную и надежную работу ТНВД, которые в свою очередь являются одними из ответственных узлов дизеля. Смазочная способность топлива не проявляется в «объемных зонах» топливной системы таких как трубопроводы, фильтра, сепараторы (за исключением, может быть, винтовых и шестеренчатых топливных насосов). Однако для элементов топливной аппаратуры высокого давления, где зазор между контактируемыми поверхностями определяется несколькими микрометрами, понятие «смазочная способность топлива» является более чем актуальным, а изучению этого свойства был посвящен ряд исследований [4; 5]. Однако, при этом не рассматривались вопросы повышения надежности работы топливной аппаратуры высокого давления за счет минимизации энергетических потерь в прецизионных парах ТНВД.

Постановка задачи. Учитывая изложенное, задачей выполненных исследований являлось определение влияния органических покрытий на механические потери, возникающие в паре трения плунжер-втулка ТНВД, а также в разработке технологии нанесения органических покрытий на прецизионные поверхности ТНВД.

Изложение основного материала исследования. Известно, что главной причиной выхода из строя судовых ДВС является не их поломка, а износ подвижных сопряжений и рабочих органов под влиянием сил трения. Износ же приводит к таким нежелательным последствиям, как нарушение нормального режима смазки, потеря кинематической точности механизмов, разгерметизация рабочего пространства дизелей, в результате чего понижается мощность и производительность, снижается эффективность работы дизеля, увеличивается расход топлива и масла, увеличивается время обслуживания, уменьшается время наработки на отказ.

Процесс изнашивания элементов топливной аппаратуры высокого давления необходимо рассматривать как комплекс взаимосвязанных факторов, влияющих на износ деталей контактирующих пар [6; 7]. Основными факторами, входящие в этот комплекс, являются:

1) конструктивные:

- обоснование выбора материала для деталей прецизионных пар и вида термической обработки;
- обоснование статического качества поверхности;
- выбор точности изготовления;
- выбор формы деталей, исходя из жесткости их элементов;

2) технологические:

- разброс действительных значений размеров, качество поверхности, взаимное расположение в пределах технических условий и допусков на изготовление;
- уменьшение жесткости элементов деталей в зависимости от разброса действительных значений размеров;
- скрытые дефекты в результате нарушения технологии изготовления (прижоги, микротрещины и т.д.);
- характер и величина деформации рабочих поверхностей в процессе сборки;
- величина изменения статистического качества поверхности;
- скрытые дефекты сборки;

3) эксплуатационные:

- перераспределение деформаций в результате хранения деталей;
- характер и величина деформаций рабочих поверхностей в зависимости от цикловых нагрузок и температур в процессе работы в различных климатических условиях;
- нарушение правил технического обслуживания;
- степень загрязнения воздуха и топлива абразивными частицами естественного происхождения.

Указанные выше факторы определяют интенсивность изнашивания и характер процессов трения и создают определенные виды износа ТНВД.

Однако, одного выбора материалов для узлов трения топливной аппаратуры является недостаточным для обеспечения максимальных антифрикционных характеристик трибологической системы плунжер-топливо-втулка ТНВД. Важную роль имеет технология обработки данных поверхностей.

Для образования однородного ориентирования молекул топлива в смазочных слоях большую роль играет обработка поверхности узла трения. С целью усиления ориентирующего действия трибосопряжения плунжер-втулка на находящиеся в нем молекулы топлива используют следующие виды обработки узлов трения:

- 1) химические методы подготовки поверхности;
- 2) механические методы подготовки поверхности;
- 3) нанесение на поверхности узла трения неорганических покрытий;
- 4) методы модификации поверхностей трения под воздействием различных физических полей;
- 5) нанесение на поверхности узла трения органических пленок.

Для условий эксплуатации морского судна последний метод является наиболее подходящим, поскольку требует минимальное количество трудозатрат и практически не зависит от использования дополнительного оборудования.

В настоящее время используют два способа нанесения органических пленок на поверхности трения: собственно обработку поверхности специальными реагентами и применение объемных добавок [8]. В первом случае на чистые поверхности узла трения наносят тонкие пленки вещества, молекулы которого адсорбируются своими полярными группами к металлу. Углеродородные части молекул располагаются перпендикулярно поверхности и создают гомеотропную ориентацию [9]. Объемные добавки, такие как жирные кислоты, действуют точно так же, но их необходимо вводить непосредственно в топливо. В этом случае ориентация определяется плотностью адсорбированных на поверхности молекул и может быть как гомеотропной, так и планарной. Это объясняется межмолекулярным взаимодействием между молекулами органических покрытий. Когда плотность покрытия велика, концевые группы сильнее взаимодействуют между собой, что и приводит к их гомеотропной ориентации. При небольшой плотности слабозаимодействующие концевые группы располагаются параллельно металлическим поверхностям [10].

Заметим, что действие органических пленок на поверхностях трения до некоторой степени избирательно: определенные покрытия эффективно действуют только на определенные поверхности.

Технологий процесса управления структурированием молекул в пристенных слоях топлива за счет использования органических пленок осуществлялась на примере топлива F0380 и поверхностей прецизионных пар, выполненных из стали ШХ15. В качестве органического покрытия была взята перфторкислота $\text{CF}_3(\text{CF}_2)_7\text{COOH}$, представляющая высокомолекулярное фтористое соединение и относящаяся к классу эпиламов.

Метод эпиламирания, примененный для пары плунжер-штулка, не получил широкого распространения в элементах судовых технических средств. Это, в том числе, связано с консервативностью судовой энергетики как науки и стремлением судового экипажа избежать дополнительных рисков, возникающих при внедрении инновационных идей. Особенно это касается таких ответственных узлов, как топливная аппаратура.

Одним из важнейших преимуществ эпиламирания является то, что оно не меняет структуру обрабатываемой твердой поверхности, а лишь модифицирует ее, придавая поверхности антифрикционные, антиадгезионные, защитные и другие полезные свойства. Практически неизменными остаются и геометрические размеры обрабатываемых деталей – толщина защитного слоя составляет примерно 0,01-0,015 мкм.

Эпиламы представляют собой многокомпонентные системы, включающие фторорганические поверхностно-активные вещества в раз-

личных растворителях и регулирующие добавки. Ограничение использование эпиламов в судовой техники также связано с относительно низкими температурами, до величин которых происходит эффективное использование их свойств.

В ряде источников [4] эти значения ограничивались величинами 100-120 °С, однако подобные данные относятся к первому поколению данных препаратов. Для современных эпиламов (полизам, амидофен, амидоамин, трибофол, эфрен и др.) максимальные температуры их эксплуатации достигают 600-700 °С. Таким образом, данные модификаторы поверхности вполне обоснованно могут использоваться для таких узлов трения, как прецизионная пара плунжер-втулка ТНВД, работающей в диапазоне температур до 150°С.

Эпиламирование позволяет существенно повысить износостойкость сопряженных деталей и, как следствие, улучшить динамику работы машин, станков, промышленных роботов, различного технологического оборудования, а также режущего и другого инструмента.

При нанесении эпиламов на поверхность твердого тела образуется тонкий слой специальным образом ориентированных молекул, позволяющий модифицировать поверхность материалов с целью придания ей антифрикционных, антиадгезионных, антикоррозионных и некоторых других специфических свойств:

- резко уменьшается поверхностная энергия материала (примерно в 1000-10000 раз; для металлов: с 3000-5000 мН/м до 2-4 мН/м), что ведет к существенному снижению коэффициента трения и как следствие этого – к повышению износостойкости сопряженных деталей (коэффициент трения снижается до 10 раз);
- предотвращается растекание смазочного материала (для пары плунжер-втулка ТНВД эти функции выполняет топливо) по поверхности;
- вследствие своей высокой проникающей способности эпилам заполняет все поры и микротрещины, дегазирует их; микропоры и микротрещины лишаются возможности концентрировать напряжения и перестают быть потенциальными центрами разрушения;
- поверхность защищается от воздействия влаги и агрессивных веществ.

Технология нанесения эпилама на поверхности плунжера и втулки, заключалась в следующем.

Для исследования процессов адсорбции органических пленок на поверхности, прецизионной пары были приготовлены образцы из стали ШХ15 в виде пластин 80×15 мм, рабочая поверхность которых доводилась до состояния «оптически» полированной поверхности. Первоначально поверхности визуально обследовались и в случае необходимости очищались от посторонних примесей. Далее проводилось их обезжиривание в озонобезопасном хладагенте 116 (C₂F₆) путем объемного погруже-

ния с последующим высушиванием. После этого проводилось непосредственно эпиламирование.

С интервалом 30 секунд образцы извлекались из раствора и после сушки на воздухе измерялась толщина нанесенной органической пленки на эллипсометрической установке [6], позволяющей с помощью анализа углов отражения свет от чистой поверхности и от поверхности с нанесенным покрытием определить толщину слоя эпилама. Результаты этих измерений приведены на рис. 1.

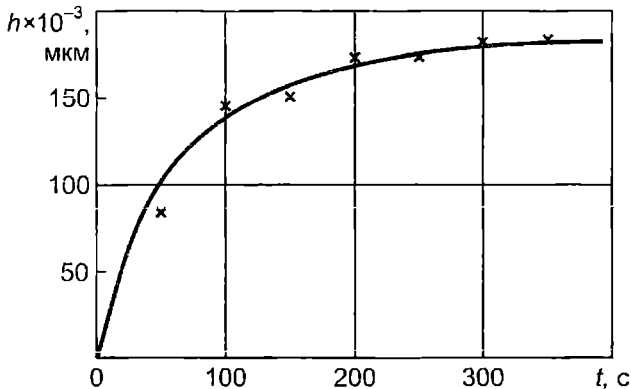


Рис. 1. Зависимость толщины органической пленки h , образованной на поверхности на стали ШХ15, от времени выдержки образца стали в растворе

Как видно из рис. 1, после 180 с выдержки в растворе толщина адсорбционной органической пленки на подложке стабилизируется и составляет $h = 0,18 \pm 0,05$ мкм.

Эпиламирование поверхностей способствует образованию на них более прочных граничных смазочных слоев топлива, характеризующихся как повышенной степенью упорядоченности молекул, так и толщиной d_s , значение которой также определялось с помощью эллипсометрии и приведено на рис. 2 как функция $d_s = f(h)$.

Проведенные в научной лаборатории исследования показали, что в пристенных слоях топлива ИФ0380 удается реализовать создание ориентационно упорядоченного слоя как с гомеотропной, так и с планарной структурой молекул.

Механика взаимодействия эпиламов с поверхностью твердого тела выглядит следующим образом: при эпиламировании формируется слой ориентированных молекул, радикально меняющих энергетические воздействия поверхности твердого тела.

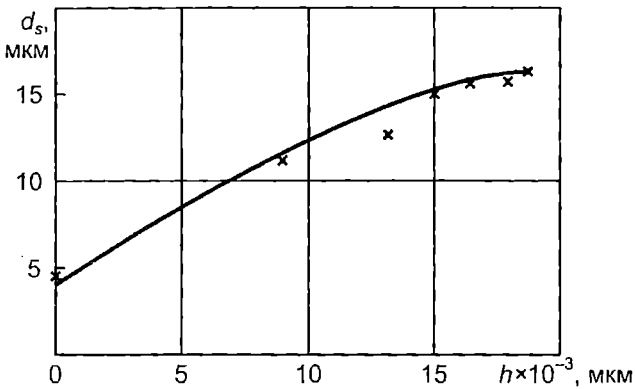


Рис. 2. Залежність товщини граничного орієнтаційно-упорядоченого слоя топлива від товщини адсорбційної плівки епілама

Молекули, закріплювані за рахунок сил хемосорбції, утворюють структури Ленгмюра в формі спіралей з нормально направленими до поверхні матеріалу осями. При покритті металічних поверхонь (за винятком чистого титана) спіралевидні молекули в стані захоплюють електрони в тих місцях поверхні, де особливо висока електронна густина, і тим самим «висаджуються» на поверхню. Місця з підвищеною електронною густиною утворюються на тих ділянках металічної поверхні, де існують порушення кристалічної ґратки. Молекули епілама вступають у взаємодію з цими електронами, утворюючи спільну електронну структуру, що обумовлює особливо високу адгезію епілама до поверхні субстрату. Постійно діють і інші (більш слабкі) сили зв'язування, наприклад, у формі Ван-дер-Ваальсових сил і т.п.

Енергетична ефективність будь-якої трибологічної системи оцінюється величиною витрат, до яких відносяться: витрати енергії на тертя (визначаються коефіцієнтом тертя) і витрати матеріалу в результаті руйнування поверхонь тертя (визначаються інтенсивністю зношування).

Частиним видом корозійного зносу є окислювальний, що представляє собою процес утворення на поверхні деталей плівки окислів внаслідок адсорбції кисню, розчиненого в паливі. В процесі тертя окисні плівки руйнуються і утворюють продукти зносу, що складаються з окислів металу. Цей вид зносу спостерігається зазвичай в умовах граничного тертя (що характерно для паливної апаратури), коли відбувається місцевий контакт поверхонь, супроводжується пластичною деформацією і насиченням поверхневих шарів металу киснем, розчиненим в паливі. По мірі збільшення товщини окисних плівок останні стають крихкими і

от внутренних напряжений, а также под действием гидравлических ударов струй топлива, происходит их разрушение, при этом обнажаются нижележащие участки поверхности металла и процесс разрушения повторяется. Применение эпиламирования поверхностей трения топливной аппаратуры высокого давления способствует упрочнению окисных пленок и позволяет снизить вероятность их непосредственного контакта.

С целью подтверждения данного высказывания производилось определение износа поверхностей плунжера ТНВД двух однотипных дизелей S6A2 фирмы Mitsubishi, работающих параллельно или каждый самостоятельно в составе судовой электростанции. Равновеликая нагрузка на дизели позволяла корректно идентифицировать процессы, происходящие в узлах трения их топливной аппаратуры высокого давления, а также делать обоснованные выводы. Технические условия эксплуатации одного из дизелей (который принимался за «экспериментальный»), позволяли произвести замену всех плунжерных пар ТНВД, при этом плунжера этого дизеля подвергались эпиламированию.

Оценка износа поверхности плунжера ТНВД выполнялась путем определения площади пятен видимого износа $S_{ин}$. Для этого в интервале работы дизелей, позволяющим их кратковременный вывод из эксплуатации и равном 220, 410, 640, 830 и 1060 часов, проводился демонтаж плунжеров из двух крайних топливных насосов (обеспечивающих работу 1-го и 6-го цилиндра). После этого в судовой лаборатории с помощью микроскопических исследований выполнялось определение величины $S_{ин}$. Динамика износа прецизионной пары плунжер-втулка ТНВД показана на рис. 3.

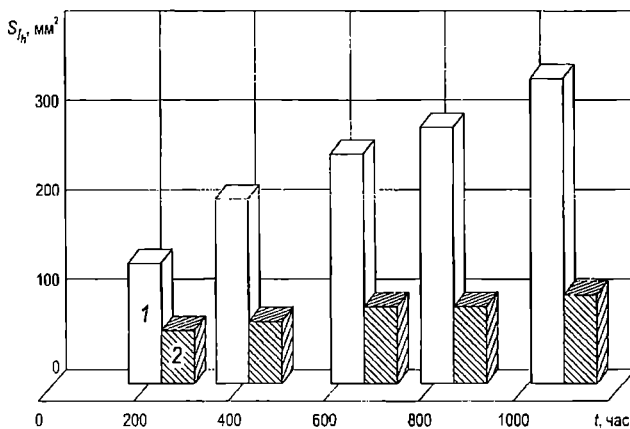


Рис. 3. Изменение износа плунжера ТНВД судового дизеля S6A2 фирмы «Mitsubishi»:

- 1 – обычное состояние плунжера;
2 – плунжер с эпиламированием поверхности

Выводы и перспективы дальнейших исследований. Прецизионная пара плунжер-втулка ТНВД является одним из важнейших узлов судового ДВС, обеспечивая не только эффективность, но и надежность его работы. Триботехнические характеристики этой прецизионной пары (в частности обеспечение меньшего линейного износа за установленный промежуток времени) могут быть улучшены путем нанесения на ее поверхность мультимолекулярных слоев органических покрытий. Использование в качестве таких покрытий перфторкислот, относящихся к классу эпиламов, обеспечивает 2,3-3,6 разовое снижение износа в трибосопрежении плунжер-втулка ТНВД.

Время адсорбирования на металлической поверхности мультимолекулярного слоя эпилама лежим в пределах 5,5-6 мин., при этом толщина этого слоя составляет $0,18 \pm 0,05$ мкм.

Нанесение на поверхность плунжера ТНВД органических покрытий способствует образованию граничного слоя топлива большей (в 3,1-3,3 раза по сравнению с поверхностью плунжера без органического покрытия) толщины. Это обеспечивает повышение как гидравлической плотности в данном узле трения, так и надежности работы всего дизеля.

Процесс эпиламирования таких поверхностей как плунжер ТНВД может быть выполнен как в береговой лаборатории, так и непосредственно в условиях морского судна.

Эпиламирование относится к категории современных нанотехнологических методов, требует предварительных исследований по определению оптимальных видов органических покрытий и времени их нанесения на прецизионные поверхности. При этом его использовании на речных и морских судах повышает энергетическую эффективность триботехнологических систем ДВС и может учитываться при разработке методики определения параметров судовых энергетических установок [11].

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Алтоиз Б.А. Модель организации эпитропной жидкокристаллической фазы / Б.А. Алтоиз, В.Н. Бондарев, Е.А. Шатагина, С.В. Кириян // Журнал технической физики. – 2014. – Т. 84. – Вып. 7. – С. 58-61.
2. Поповский А. Ю. Комплексная оценка эксплуатационных характеристик смазочных углеводородных жидкостей / А.Ю. Поповский, С.В. Сагин // Автоматизация судовых технических средств: Научн.-техн. сб. – 2014. – Вып. 20. – Одесса: ОНМА. – С. 74-83.

3. Zablotsky Yu.V. *Maintaining Boundary and Hydrodynamic Lubrication Modes in Operating High-pressure Fuel Injection Pumps of Marine Diesel Engines* / Yu.V. Zablotsky, S.V. Sagin // *Indian Journal of Science and Technology, Published by Indian Society of Education and Environment, May 2016. – Vol. 9. – Iss. 20. – P. 208-216. DOI : 10.17485/ijst/2016/v9i20/94490.*
4. Заблоцкий Ю.В. *Снижение энергетических потерь в топливной аппаратуре судовых дизелей* / Ю.В. Заблоцкий, В.Г. Солодовников // *Проблемы техники: Наук.-виробн. журнал. – 2013. – № 3. – Одесса: ОНМУ. – С. 46-56.*
5. Мацкевич Д.В. *Определение смазочной способности дизельных топлив* / Д.В. Мацкевич, Ю.В. Заблоцкий // *Судовые энергетические установки: Научн.-техн. сб. – 2011. – № 28. – Одесса: ОНМА. – С. 145-153.*
6. Сагин С.В. *Теоретический анализ процессов трения, протекающих в подшипниковых узлах судовых дизелей* / С.В. Сагин // *Проблемы техники: Наук.-виробн. журнал. – 2014. – № 2. – Одесса: ОНМУ. – С. 49-56.*
7. Заблоцкий Ю.В. *Определение механических нагрузок в парах трения топливной аппаратуры судовых дизелей* / Ю.В. Заблоцкий // *Проблемы техники: Наук.-виробн. журнал. – 2014. – № 2. – Одесса: ОНМУ. – С. 57-64.*
8. Кириян С.В. *Влияние жидкокристаллической присадки на структурные характеристики приповерхностных ориентационно-упорядоченных слоев вазелинового масла* / С.В. Кириян, Б.А. Алтоиз, Е.А. Шатагина // *Журнал технической физики, 2013. – Т. 86. – Вып. 2. – С. 371-374.*
9. Алтоиз Б.А. *Эпитропно-жидкокристаллический слой гексадекана в реологической модели гетерофазной прослойки* / Б.А. Алтоиз, А.Ф. Бутенко, С.В. Кириян // *Журнал технической физики, 2018. – Т. 88. – Вып. 1. – С. 5-9. DOI: 10.21883/JTF.2018.01.45473.2005*
10. Сагин С.В. *Влияние анизотропных жидкостей на работу узлов трения судовых дизелей* / С.В. Сагин, Ю.В. Заблоцкий // *Проблемы техники: Наук.-виробн. журнал. – 2012. – № 4. – Одесса: ОНМУ. – С. 68-81.*

11. Golikov V.A. *A simple technique for identifying vessel model parameters* / V.A. Golikov, V.V. Golikov, Ya. Volyanskaya, O. Mazur, O. Onishchenko // *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 4th International Scientific Conference SEA-CONF 2018, Published by IOP Publishing Ltd. – 2018. – Vol. 172. – № 012010. – P. 1-8. – Doi:10.1088/1755-1315/172/1/012010.*

Стаття надійшла до редакції 19.12.2018

Рецензенти:

доктор технічних наук, професор кафедри Суднових енергетичних установок Національного університету «Одеська морська академія»
А.М. Веретенник

доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Суднові енергетичні установки та технічна експлуатація Одеського національного морського університету»
Р.А. Варбанець

УДК 681.121

ТЕНЗОМЕТРИЧНИЙ ВИТРАТОМІР РІДИНИ

О.Д. Антохов

студент

ant15@inbox.ru

Т.О. Гаур

асистент кафедри «Експлуатація суднового електрообладнання
і засобів автоматики»

tebarka@gmail.com

В.І. Нікіфоров

студент

martineden19552@gmail.com

В.І. Цацко

к.ф.-м.н., ст.викладач

кафедри «Експлуатація суднового електрообладнання
і засобів автоматики»

vgik@ua.fm

Одеський національний морський університет

***Анотація.** Розглянутий витратомір рідини, в якому для підвищення надійності та точності вимірювання було запропоновано вимірювання витрат рідини за різницею статичних тисків в двох різних перетинах труби з використанням двох тензорезисторів. Розглянутий вплив геометричних розмірів та фізичних властивостей рідини на величину похибки. Запропонована структурна схема системи тензометричного вимірювання витрат рідини, що дозволяє проводити дослідження в широкому діапазоні швидкостей потоку.*

***Ключові слова:** тензометрія, витратомір, вимірювання, погрішність, в'язкість, швидкість потоку, геометричні розміри.*

УДК 681.121

ТЕНЗОМЕТРИЧЕСКИЙ РАСХОДОМЕР ЖИДКОСТИ

А.Д. Антохов

студент

Т.А. Гаур

асистент

кафедры «Эксплуатация судового электрооборудования и средств автоматики»

В.И. Никифоров

студент

В.И. Цацко

к.ф.-м.н., старший преподаватель

кафедры «Эксплуатация судового электрооборудования и средств автоматики»

Одесский национальный морской университет

© Антохов О.Д., Гаур Т.О., Нікіфоров В.І., Цацко В.І., 2018

Аннотация. Рассмотрен расходомер жидкости, в котором для повышения надежности и точности измерения было предложено измерения расхода жидкости по разнице статических давлений в двух различных сечениях трубы с использованием двух тензорезисторов. Рассмотрено влияние геометрических размеров и физических свойств жидкости на величину погрешности. Предложена структурная схема системы тензометрического измерения расхода жидкостей, позволяющая проводить исследования в широком диапазоне скоростей потока.

Ключевые слова: тензометрия, расходомер, измерения, погрешность, вязкость, скорость потока, геометрические размеры.

UDC 681.121

THE FLOW METER OF A LIQUID

A. Antochov

student

T. Gaur

assistant

the department "Operation of ship electrical equipment and automation"

V. Nikiforov

student

V. Tsatsko

candidate of physical and mathematical sciences, senior lecturer
of the department «Operation of marine electrical equipment and means of automation»

Odessa National Maritime University

Abstract. The flow meter of a liquid was considered, in which, for increasing the reliability and accuracy of the measurements, liquid flow measurements were proposed for the difference in static pressure in two different pipe sections using two strain gauges. The influence of geometrical sizes and physical properties of a liquid on the magnitude of the error is considered. The structural scheme of the strain gauge measurement system for liquid flows is proposed, which allows conducting research in a wide range of flow rates.

Keywords: strain gauge, flow meter, measurement, error, viscosity, flow velocity, geometric dimensions.

Актуальність теми. Витратоміри рідини знайшли широке застосування на судах. Вони використовуються як для вимірювання кількості рідких товарів і технічних рідин при завантаженні (розвантаженні), так і в системах подачі палива, змащення, охолодження та нагріву [1].

Тому питання точності та надійності вимірювання витрат рідини досить актуальні.

Існуючі витратоміри рідини можна умовно поділити на дві групи.

У витратомірах першої групи (наприклад індукційних, теплових та ін.) потрібне встановлення всередину рідини тих чи інших елементів вимірювання, що приводить до похибок вимірювання при зростанні часу перебування цих елементів в рідині завдяки забрудненню, зменшує відтворюваність та надійність отриманих результатів.

До другої групи відносяться витратоміри, які не утримують елементів вимірювання усередині рідини.

До них можна віднести витратоміри на основі ефекту Коріоліса [2] та тензометричні витратоміри [3]. Перші не знайшли широкого застосування на судах внаслідок високого рівня паразитних вібрацій як при качці, так і при роботі механізмів в машинному відділенні.

Для підвищення надійності і точності вимірювань в роботі [3] було запропоновано вимірювати витрати рідини за різницею статичних тисків у двох точках за допомогою двох тензорезисторів, які розташовані на ділянках вимірювального трубопроводу з різними перетинами труби.

Ця мета досягалася тим, що в тензометричному витратомірі, який утримує вимірювальну ділянку трубопроводу, перший та другий тензорезистори, що встановлені на верхній зовнішній стороні у відповідних перетинах, та тензометричний підсилювач, який виходами з'єднаний зі входами реєстратора, тензорезистори з'єднані у напівміст, а два перетини труби виконані з забезпеченням співвідношення

$$\frac{r_{i1}}{r_{i2}} = \frac{h_1}{h_2}, \quad (1)$$

де r_{i1}, r_{i2} – внутрішні радіуси двох перетинів трубопроводу;

h_1, h_2 – товщини стінок трубопроводу в двох перетинах.

На рис. 1 зображений такий витратомір.

Тензометричний витратомір містить тензометричний підсилювач 1, до виходу якого підключений реєстратор 2, два тензорезистори, з'єднані в напівміст і встановлені зверху перпендикулярно осі на двох різних перетинах 3 і 4 горизонтально розташованої труби. Труби 3 і 4 виготовлені із забезпеченням співвідношення (1).

Устрій працює наступним чином. При русі рідини в трубі в перетинах 3 і 4 із зовнішньої сторони виникають окружні напруги, які при знехтуванні зовнішнім тиском дорівнюють (формули Ламе) [4]

$$\sigma_{t1} = \frac{2p_1 r_{i1}^2}{r_{a1}^2 - r_{i1}^2}; \quad \sigma_{t2} = \frac{2p_2 r_{i2}^2}{r_{a2}^2 - r_{i2}^2}, \quad (2)$$

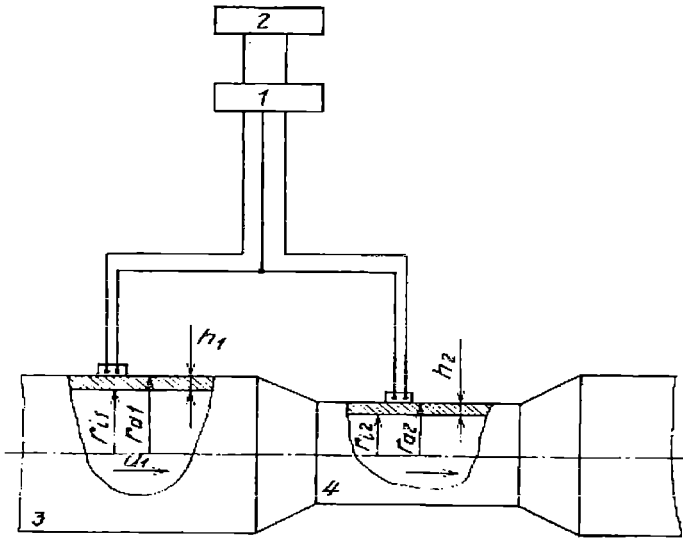


Рис. 1. Тензометричний витратомір

де величини з індексом 1 віднесені до перетину 3, а з індексом 2 – до перетину 4

σ_{r1}, σ_{r2} – окружні напруги зовні циліндру;

p_1, p_2 – статичні тиски всередині труби;

r_{i1}, r_{i2} – внутрішні радіуси труби;

r_{a1}, r_{a2} – зовнішні радіуси труби.

З (2) з урахуванням (1) різниця статичних тисків в перетинах 3 і 4 рівна

$$p_1 - p_2 = \frac{1}{2} \left(\frac{r_{a1}^2}{r_{i1}^2} - 1 \right) (\sigma_{r1} - \sigma_{r2}). \quad (3)$$

З рівнянь безперервності і рівняння Бернуллі [5] слідує

$$S_1 v_1 = S_2 v_2 \Rightarrow v_2 = v_1 \frac{r_{i1}^2}{r_{i2}^2}, \quad (4)$$

$$p_1 + \frac{\rho}{2} v_1^2 = p_2 + \frac{\rho}{2} v_2^2, \quad (5)$$

де S_1, S_2 – площі перетину труби в перетинах 3 та 4;

v_1, v_2 – швидкості течії рідини в перетинах 3 та 4;

ρ – щільність рідини.

Знайдемо різницю статичних тисків в перетинах 3 та 4

$$p_1 - p_2 = v_1^2 \frac{\rho}{2} \left(\frac{r_{i1}^4}{r_{i2}^4} - 1 \right). \quad (6)$$

Витрата рідини з урахуванням (3) та (6) буде рівна

$$Q = S_1 v_1 = K \sqrt{\sigma_{\tau 1} - \sigma_{\tau 2}}, \quad (7)$$

$$\text{де } K = \pi r_{i1} r_{i1}^2 \sqrt{\frac{r_{i1}^2 - r_{i1}^2}{\rho (r_{i1}^4 - r_{i2}^4)}}.$$

Так як зміна опору тензорезисторів пропорційна окружній напрузі, те загальна зміна опору двох тензорезисторів, що з'єднані в напівміст, буде пропорційна різниці окружних напружень.

Отже, на вході тензометричного підсилювача буде величина, яка пропорційна квадрату витрат рідини.

$$\Delta R \equiv C Q^2, \quad (8)$$

де $C = 1 / K^2$.

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми.

Слід, однак відзначити, що в наведеній роботі [3]

1) не була проведена оцінка впливу різних факторів (швидкості потоку, в'язкості рідини та ін.) на погрішність вимірювання.

2) не наведені принципи розрахунку геометричних розмірів вимірювальної ділянки.

Це не дозволяє прийняти на віру висновок про підвищення надійності вимірювань та зменшення їх похибок.

Мета статті. Метою даної статті є

1) оцінка впливу швидкості потоку на результати вимірювань;

2) оцінка впливу геометричних розмірів вимірювального трубопроводу, та властивостей рідини на погрішність вимірювання витрат рідини;

3) розробка принципів визначення геометричних розмірів вимірювальної ділянки.

Виклад основного матеріалу. В роботі [3] не враховувався вплив швидкості та в'язкості рідини на втрати тиску внаслідок тертя по довжині труби.

Закон опору (закон Пуазейля) [6], тобто вираз втрати тиску через швидкість і розміри труби має вигляд

$$\Delta p_{TP} = \frac{64\nu}{v_{CP} d} \frac{l}{d} \frac{v_{CP}^2}{2} \rho = \lambda_{л} \frac{l}{d} \frac{v_{CP}^2}{2} \rho, \quad (9)$$

де $\lambda_{\text{л}} = 64 / Re$ – коефіцієнт втрат на тертя для ламінарної течії рідини (коефіцієнт гідравлічного тертя);

v_{CP} – середня швидкість течії;

l – відстань, на якій відбувається зміна тиску.

З урахуванням додаткових опорів, що викликаються в основному спотвореннями поперечного перетину труби та охолодженням зовнішніх шарів рідини при розрахунках слідє приймати $\lambda_{\text{л}} = 75 / Re$.

Формула Дарсі-Вейбаха (9) показує, що втрати тиску на тертя по довжині трубопроводу при ламінарному плинні рідини пропорційні швидкості. Коефіцієнт гідравлічного тертя (коефіцієнт Дарсі) обернено пропорційний числу Рейнольдса, і, отже, швидкості потоку. Крім того він залежить від властивостей рідини і розмірів труби, а шорсткість стінок на втрати тиску практично не впливає.

Особливо слід відзначити, що формула (8) може бути використана як при ламінарному, так і при турбулентному русі рідини, відмінність полягає лише в значеннях коефіцієнта гідравлічного тертя.

Досліди показують, що при переході до турбулентного руху спостерігається деякий стрибок в сторону збільшення тертя і більш круте зростання втрат тиску по кривій близькою до параболи другого ступеня.

При ламінарному плинні втрати на тертя прямо пропорційні в'язкості, а при турбулентному вони пропорційні в'язкості в ступеня $1/4$.

Для оцінки впливу падіння тиску за рахунок в'язкості на результати вимірювань тензометричними витратоміра нами було запропоновано використовувати порівняння рівнянь (6) і (9) в наступному вигляді

$$N = \frac{\Delta p_{\text{ТР}}}{p_1 - p_2} = \frac{64v l v_{\text{CP}}}{d^2 v_1^2 \rho \left(\frac{r_{i1}^4}{r_{i2}^4} - 1 \right)} = \frac{64v v_{\text{CP}}}{d v_1^2 \rho \left(\frac{r_{i1}^4}{r_{i2}^4} - 1 \right)} \cdot l \quad (10)$$

При припущенні, що $v_{\text{CP}} = v_1$ слідє, що помилка зворотно пропорційна швидкості, зменшується при зменшенні співвідношення $\frac{l}{d}$ і збільшенні діаметра трубопроводу d .

Для кількісної оцінки розглянемо цей вираз для води при нормальних умовах ($\rho = 1 \text{кз} / \text{м}^3$; $v = 0,001 \text{Па} \cdot \text{с}$) і розмірах вимірювальної ділянки трубопроводу ($d = 0,1 \text{м}$; $\frac{r_{i1}}{r_{i2}} = 1,1$). Тоді (10) перетвориться до

$$\text{виду } N = \frac{1,39 \cdot 10^{-1} l}{v_1 d}$$

На рис. 2-3 показані залежності помилки від швидкості потоку при двох значеннях відношення l/d (рис. 2), та трьох різних мастил (рис. 4).

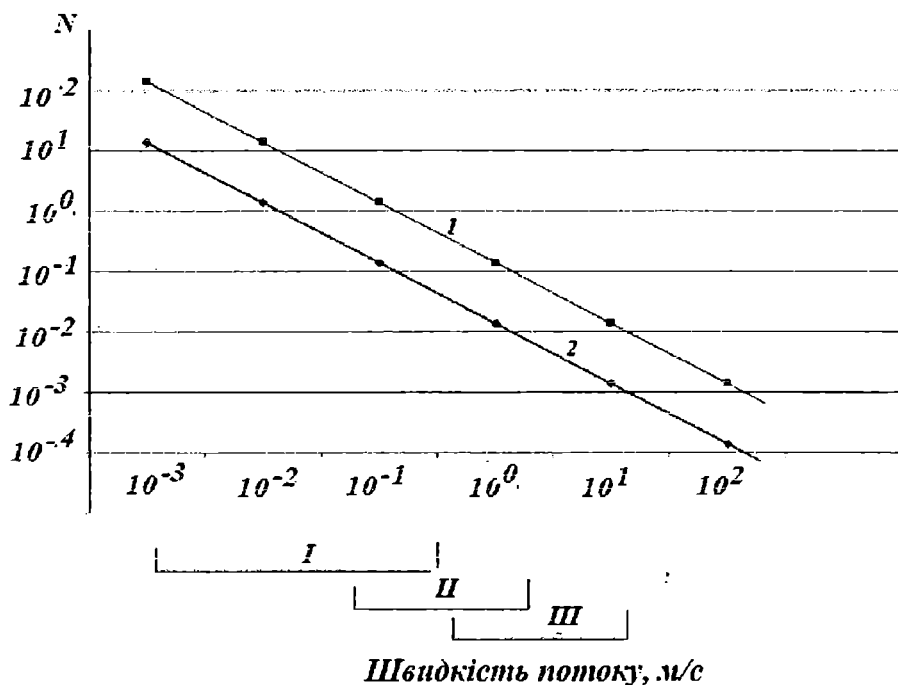


Рис. 2. Вплив співвідношення l/d на величину похибки: (1- $l/d = 0,1$; 2 - $l/d = 0,01$) (тут римськими цифрами означені діапазони зміни швидкості потоку: I – палива; II – мастила; III – охолоджуючої рідини)

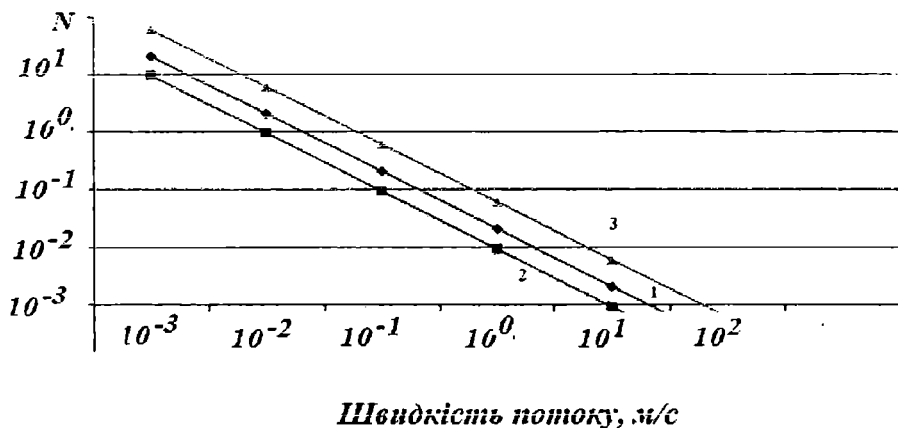


Рис. 3. Вплив властивостей мастил на величину похибки

- 1 – Esso Unapharm SAE 10W-30 ($\rho = 883 \text{ кг/м}^3$; $\nu = 0,060397 \text{ Па} \cdot \text{с}$);
- 2 – Esso Compressor Oil RS 32 ($\rho = 840 \text{ кг/м}^3$; $\nu = 0,02604 \text{ Па} \cdot \text{с}$);
- 3 – Esso HLPD-Oel 22 ($\rho = 865 \text{ кг/м}^3$; $\nu = 0,173 \text{ Па} \cdot \text{с}$).

Аналіз наведених графіків дозволяє отримати висновок, що при наявності відповідних швидкостей потоків та геометричних розмірів вимірювального трубопроводу впливом швидкості потоку на результати вимірювання витрат рідини можна знехтувати лише при визначенні витрат охолоджуючої рідини (область III).

У витратомірах, які використовуються при швидкостях потоку з області II (до них відносяться витратоміри мастила та ті, що застосовуються при завантаженні (розвантаженні) рідких товарів та технічних рідин), зменшення похибок можна досягти зміною розмірів вимірювального трубопроводу: зростанням діаметру і (або) зменшенням відстані між тензорезисторами.

У витратомірах, які використовуються при швидкостях потоку з області I, знехтувати впливом тертя на результати вимірювання практично неможливо.

Крім того, як показано на рис. 3, на величину похибки суттєвий вплив оказують і властивості рідини.

Наведені результати розрахунків говорять про те, що при малих швидкостях потоку похибки тензометричного витратоміра, які пов'язані з в'язкістю рідини, мають великі значення, вони залежать як від фізичних властивостей рідини, так і від геометричних розмірів вимірювальної ділянки трубопроводу.

Тому нами запропонована наступна схема системи вимірювання витрат рідини (рис. 4).

Схема працює наступним чином. У блоці зрівняння почергове відбувається вимірювання різниці сигналів, що отримуються від тензорезисторів 1 і 2 та 1 і 3. У випадку, коли різниця сигналів між тензорезисторами 1 і 2 значно перевищує ту, що спостерігається між тензорезисторами 1 і 3, впливом гідравлічного тертя можна знехтувати і вимірювання витрат рідини проводяться аналогічно устрою, що наведений раніше.

Сигнал підсилюється і перетворюється у форму, що є зручною для передачі в приймач від передавача бездротовим радіозв'язком. Реєстратор перетворює отримані дані в показники витрат згідно з різницею гідростатичних тисків в трубопроводах різного діаметру. В зворотному випадку, коли різниця сигналів між тензорезисторами 1 і 3 значно перевищує ту, що спостерігається між тензорезисторами 1 і 2, то вимірювання витрат рідини проводяться за допомогою виразу (9).

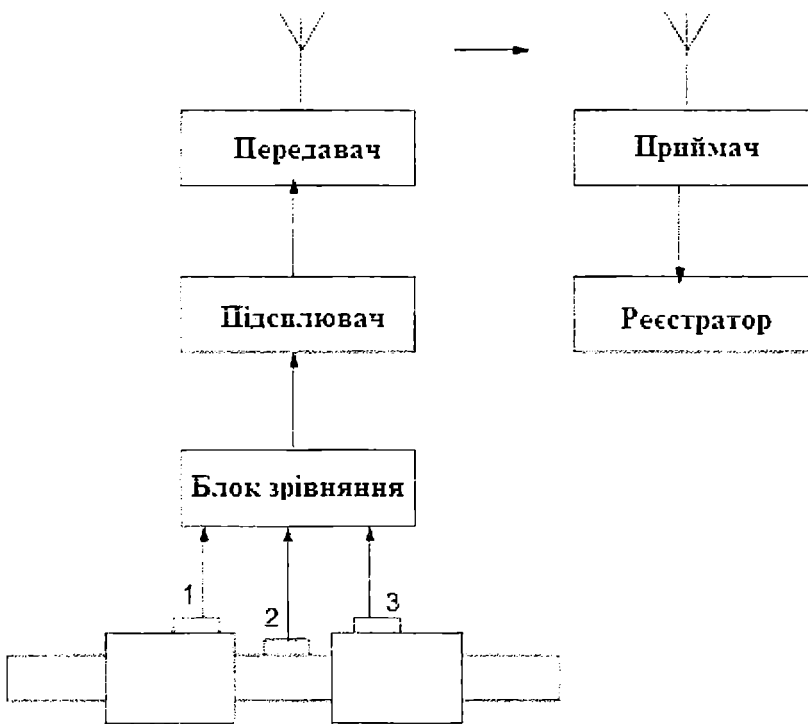


Рис. 4. Структурна схема тензометричного витратоміра

Висновки

1. Наведені результати розрахунків говорять про те, що швидкість потоку оказує значний вплив на величину похибки вимірювання тензометричного витратоміра з двома тензорезисторами, розміщеними в перетинах трубопроводу з різними діаметрами.

2. Вибором відповідних розмірів вимірювальної ділянки трубопроводу можливе досягнути задовільних результатів для витратомірів охолоджуючої рідини, змащення, й тих витратомірів, що використовуються при завантаженні і розвантаженні рідких товарів і технічних рідин.

3. Запропонована схема вимірювання з трьома тензорезисторами, яка дозволяє проводити вимірювання у великому діапазоні зміни швидкостей потоку, у тому числі при відносно малих швидкостях потоку, які спостерігаються в системах подачі палива.

4. В подальшому буде проведено вивчення впливу тиску і температури на показання тензометричного витратоміру, бо в'язкість рідини суттєво залежить від цих параметрів.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Сайт компанії «Прамень». – URL: <http://www/npropramen.ru> (дата звернення 14.05.2018).
2. Патент № 2007129984 РФ. Способ повышения точности проверки расходомера / М.Ю. Михеев, В.А. Юрманов, К.И. Володин, К.В. Гудков, А.В. Куц заявители / Пензенская государственная технологическая академия правообладатель. – Заявл. - 06.08.2007 зарег. 20.02.2009 – Федеральная служба по интеллектуальной собственности, патентам и товарным знакам.
3. Тензометрический расходомер // Патент России № 2037796.19.06.1995 // Д.С. Петросов, Н.Г. Гурюшкина, О.Н. Коршунова, А.Д. Ильясафов.
4. Справочник машиностроителя. – Т. 3. – М.: Машгиз, 1962. – С. 211-212.
5. Кухлинг Х. Справочник по физике. – М.: Мир, 1985. – С. 123-125.
6. Симаниш Н.А., Сазанов И.И. Гидравлика: Учебник. – Пенза, Изд-во ПГТА, 2012. – 267 с.

Стаття надійшла до редакції 26.11.2018

Рецензенти:

доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Експлуатація суднового електрообладнання і засобів автоматики» Одеського національного морського університету **В.О. Яровенко**

доктор технічних наук, доцент кафедри ІБтаПД Одеської національної академії зв'язку ім. О.С. Попова **В.В. Корчинський**

УДК 621.78

JEL Classification: C6

МОДЕЛЮВАННЯ КОНДУКТИВНОГО ТЕПЛОПЕРЕНОСУ В ПОВЕРХНЕВИХ ШАРАХ ДЕТАЛЕЙ

Т.Д. Панченко

старший викладач кафедри «Технічна кібернетика
та інформаційні технології ім. професора Р.В. Меркта»
tdp_1103@ukr.net

В.І. Стародуб

старший викладач кафедри «Технічна кібернетика
та інформаційні технології ім. професора Р.В. Меркта»
sval6236@gmail.com

В.В. Челабчі

старший викладач кафедри «Технічна кібернетика
та інформаційні технології ім. професора Р.В. Меркта»
vn_chel@ukr.net

В.М. Челабчі

к.ф.-м.н., доцент кафедри «Технічна кібернетика
та інформаційні технології ім. професора Р.В. Меркта»
vw_chel@ukr.net

Одеський національний морський університет

Анотація. При термічній обробці деталей (гарт, ціанування і ін.) важливою є інформація про температурні поля в поверхневому шарі матеріалу деталі. Експериментальне визначення обумовлених полів температури особливо при інтенсивних процесах вкрай важко. Використання відомих різницевих методів утруднено їх значною методичної похибкою і нестійкістю ряду методів. Тому розробка різницевих методів які володіють малою методичної похибкою і абсолютною стійкістю вкрай бажано. У статті розглянуто модифікований аналітико-сітковий метод моделювання полів температури в поверхневих шарах деталей при термообробці. Метод заснований на описі зміни температури в часі диференціальними операторами і кондуктивного теплопереносу кінцевими різницями. Використовуються уточнені способи різницевої апроксимації. Результати моделювання процесів в тонкій пластині оцінюються порівнянням з аналітичним рішенням.

Ключові слова: моделювання, аналітико-сітковий метод, температура, поверхневі шари.

УДК 621.78

**МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНДУКТИВНОГО ТЕПЛОПЕРЕНОСА
В ПОВЕРХНОСТНЫХ СЛОЯХ ДЕТАЛЕЙ**

Т.Д. Панченко, В.И. Стародуб, В.В. Челабчи

старшие преподаватели кафедры «Техническая кибернетика
и информационные технологии им. профессора Р.В. Меркта»

В.Н. Челабчи

к.ф.-м.н., доцент кафедры «Техническая кибернетика
и информационные технологии им. профессора Р.В. Меркта»

Одесский национальный морской университет

Аннотация. При термической обработке деталей (закалка, цианирование и пр.) важной представляется информация о температурных полях в поверхностном слое материала детали. В статье рассмотрен модифицированный аналитико-сеточный метод моделирования полей температуры в поверхностных слоях деталей при термообработке. Метод основанный на описании изменения температуры во времени дифференциальными операторами и кондуктивного теплопереноса конечными разностями. Используются уточненные способы разностной аппроксимации. Результаты моделирования процессов в тонкой пластине оцениваются сравнением с аналитическим решением.

Ключевые слова: моделирование, аналитико-сетевой метод, температура, поверхностные слои.

UDC 621.78

JEL Classification: C6

**MODELING OF CONDUCTIVE HEAT TRANSFER
IN SURFACE BALLS OF DETAILS**

T.D. Panchenko

senior lecturer of the department

«Technical Cybernetics named of the Professor R.V. Merkt»

tdp_1103@ukr.net

V.I. Starodub

senior lecturer of the department

«Technical Cybernetics named of the Professor R.V. Merkt»

sval6236@gmail.com

V.V. Chelabchi

senior lecturer of the department

«Technical Cybernetics named of the Professor R.V. Merkt»

tdp_1103@ukr.net

V.N. Chelabchi

Ph. D. Associate Professor of department

of «Technical Cybernetics named of the Professor R.V. Merkt»

onmu_tk@ex.ua

Odessa National Maritime University

***Abstract.** During heat treatment of parts (quenching, cyaniation, etc.), information on temperature fields in the surface layer of the part material is important.*

The article describes a modified analytical network method for modeling temperature fields in the surface layers of parts during heat treatment. The method is based on the description of temperature change over time by differential operators and conductive heat transfer by finite differences. The methods of difference approximation are used. The results of modeling processes in a thin plate are evaluated by comparison with an analytical solution.

***Keywords:** modelyuvnya, analogy-sitkovy method, temperature, surface of the ball.*

Вступ. У багатьох технологічних процесах обробки металевих виробів використовується термічна обробка поверхні деталей. Температура поверхневих шарів багато в чому визначає кінцеві властивості матеріалів поверхні виробу. Для розрахунку температурних полів в деталях використовуються різні чисельні методи [1].

Метою роботи авторів є розробка модифікованого аналітико-сіткового методу для дослідження розподілу температури в поверхневих шарах виробів при термообробці.

Огляд літературних джерел. Аналітико-сітковий метод володіє абсолютною стійкістю і успішно застосовується при моделюванні динаміки систем з зосередженими параметрами [2; 3]. Аналіз ефективності аналітико-сіткового методу в порівнянні зі звичайними проведено в [4; 5]. Описаний метод можна успішно застосовувати і при моделюванні одновимірною конвективного теплопереносу в каналах [6].

В [6] розглянуті питання використання чисельних методів при моделюванні кондуктивного теплопереносу в огорожі у вигляді плоскої стінки. Однак звичайні чисельні методи мають значну методичну похибку. Крім того ряд різницевих схем рішення задач нестационарної теплопровідності (явна різницева схема, схема Кранка-Ніколсона) не володіють абсолютною стійкістю при певних значеннях коефіцієнтів математичних моделей. При використанні модифікації аналітико-сіткового методу при класичній кінцево-різницевій апроксимації рівнянь моделі (навіть з осереднені значення величин на кроку часу) не може забезпечити достатній рівень достовірності рішення.

Тому має сенс з метою зниження методичної похибки модифікувати аналітико-сітковий метод. Особливості методу розглядаються на прикладі чисельного моделювання кондуктивного теплопереносу в плоскій пластині, охолодженій з обох боків. Розглянута задача має аналітичне рішення (7).

Постановка задачі. Об'єкт дослідження – теплоперенос в огорожі у вигляді плоскої стінки завтовшки $2L$. Задача формулюється в одновимірній постановці. Слід врахувати, що теплоперенос за напрямками, перпендикулярними осі x , відсутній.

Пластина попередньо рівномірно прогріта до температури T_s та занурена в середу з постійною температурою T_e . Коефіцієнт теплообміну на поверхні не змінюється.

Задача розглядається в лінійній постановці, коли властивості матеріалу пластини не змінюються при зміні температури матеріалу деталі.

Одна з пропозицій полягає в тому, що зміна температури матеріалу пристінкового шару в напрямку, перпендикулярному поверхні, апроксимується поліномом другого порядку. Це дозволяє уточнити значення температури поверхні.

Схема теплопереносу в стінці і граничні умови на поверхні показано на рис. 1.

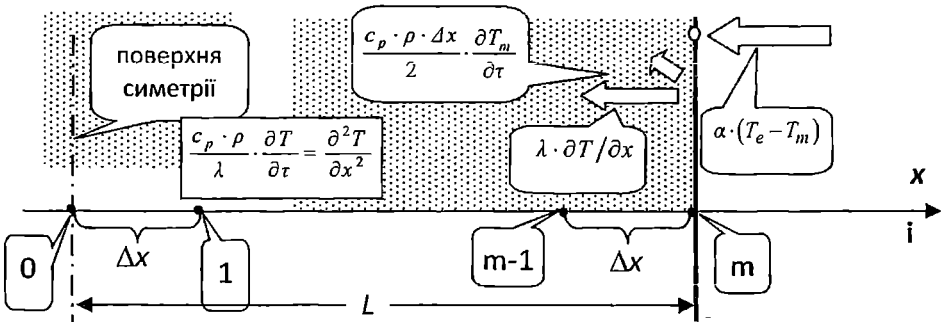


Рис. 1. Схема теплопереносу в стінці

Використані наступні позначення:

T – температура, $^{\circ}\text{C}$;

τ – час, с;

α – коефіцієнти теплообміну на поверхні, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

L – половина товщини стінки, м;

λ – коефіцієнт теплопровідності матеріалу стінки, $\text{Вт}/(\text{К} \cdot \text{м})$;

c_p – питома теплоємність матеріалу стінки, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

ρ – щільність матеріалу стінки, $\text{кг}/\text{м}^3$;

m – кількість відрізків інтегрування по товщині стінки;

Δx – довжина відрізка інтегрування, м.

При моделюванні опис процесів представляється в безрозмірному вигляді.

Кондуктивний теплоперенос в матеріалі стінки відображений в (1).

$$\frac{\partial \theta}{\partial F_0} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2}. \quad (1)$$

Для опису процесу в поверхневому шарі використовується (2).

$$Bi \cdot (\theta_e - \theta_m) = \frac{\Delta X}{2} \cdot \frac{\partial \theta_m}{\partial F_0} + \frac{d\theta}{dX} \Big|_{i=m} \quad (2)$$

В (1), (20) використані безрозмірні змінні (3).

$$Fo = \frac{\lambda \cdot \tau}{c_p \cdot \rho \cdot L^2}, \quad Bi = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}, \quad X = \frac{x}{L}, \quad \theta = \frac{T - T_e}{T_s - T_e}. \quad (3)$$

Опис методу. Метод характерний тим (рис. 2), що використовується звичайна різницева апроксимація по осі X за триточковою схемою та диференційний оператор за часом F_0 .

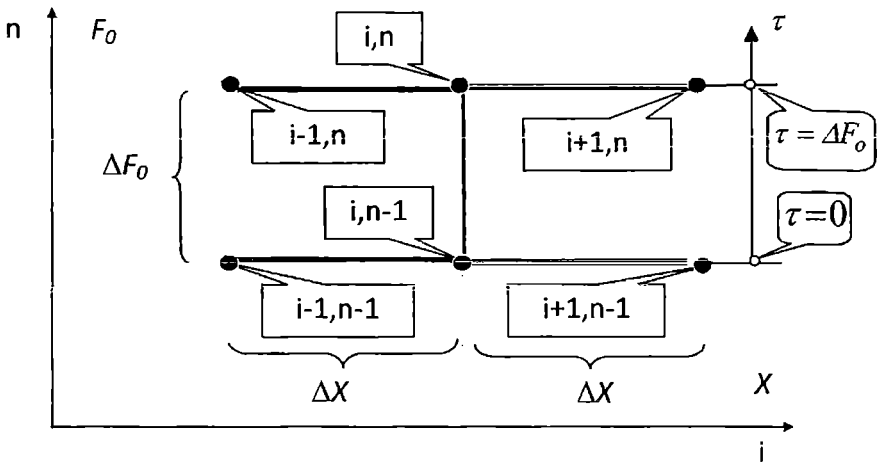


Рис. 2. Схема розташування вузлів сітки в аналітико-сітковому методі

Для вирішення рівнянь (1), (2) розроблено дві модифікації методу.

Варіант *a* – модифікація аналітико-сіткового методу із середніми значеннями параметрів на відрізку ΔF_0 .

Варіант *b* – модифікація аналітико-сіткового методу коли зміна в часі величин θ_{i-1} та θ_{i+1} на відрізьку ΔF_0 відбивається лінійною залежністю (4).

Варіант а. Рівняння (1) приводиться до вигляду (4).

$$\frac{\Delta X^2}{2} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial F_0} + \theta_i = \frac{\theta_{i-1} + \theta_{i+1}}{2}. \quad (4)$$

На відрізьку ΔF_0 вводиться нова вісь τ (рис. 2). З урахуванням усереднення значень в вузлах сітки з індексами $i-1$ та $i+1$ отримуємо (5).

$$\frac{\Delta X^2}{2} \cdot \frac{\partial \theta_i}{\partial \tau} + \theta_i = \frac{\theta_{i-1,n} + \theta_{i+1,n} + \theta_{i-1,n-1} + \theta_{i+1,n-1}}{4}. \quad (5)$$

Аналітичне рішення (5) дозволяє знайти значення $\theta_{i,n}$ (6).

$$\theta_{i,n} = \theta_{i,n-1} \cdot D_1 + \frac{\theta_{i-1,n} + \theta_{i+1,n} + \theta_{i-1,n-1} + \theta_{i+1,n-1}}{4} \cdot D_2, \quad (6)$$

де
$$D_1 = \exp\left(-\frac{2 \cdot \Delta F_0}{\Delta X^2}\right),$$

$$D_2 = 1 - \exp\left(-\frac{2 \cdot \Delta F_0}{\Delta X^2}\right).$$

У площині симетрії ($X = 0$) використовується рівняння (7).

$$\theta_{0,n} = \theta_{0,n-1} \cdot D_1 + \frac{\theta_{1,n} + \theta_{1,n-1}}{2} \cdot D_2. \quad (7)$$

Більш проблематичною є апроксимація рівняння (2) що описує процес в поверхневому шарі. У цьому випадку рівняння (2) перетвориться до виду (8).

$$\frac{\Delta X}{2 \cdot Bi} \cdot \frac{\partial \theta_m}{\partial F_0} + \theta_m = \theta_e - \frac{1}{Bi} \cdot \frac{d\theta}{dX} \Big|_{i=m} \quad (8)$$

З урахуванням усереднення значень в поверхневому шарі на відрізьку ΔF_0 та згідно до рис. 2 рівняння (8) можна представити як (9).

$$\frac{\Delta X}{2 \cdot Bi} \cdot \frac{\partial \theta_m}{\partial \tau} + \theta_m = \frac{1}{2} \cdot \left[\left(\theta_{e_n} - \frac{1}{Bi} \cdot \frac{d\theta}{dX} \Big|_{i=m}^n \right) + \left(\theta_{e_{n-1}} - \frac{1}{Bi} \cdot \frac{d\theta}{dX} \Big|_{i=m}^{n-1} \right) \right]. \quad (9)$$

Аналітичне рішення (9) дозволяє знайти значення $\theta_{m,n}$ (10).

$$\theta_{m_n} = \theta_{m_{n-1}} \cdot D_3 + \frac{1}{2} \cdot \left(\theta_{\epsilon_n} + \theta_{\epsilon_{n-1}} \right) - \left(\frac{1}{Bi} \cdot \frac{d\theta}{dX} \Big|_{i=m}^{(n)} + \frac{1}{Bi} \cdot \frac{d\theta}{dX} \Big|_{i=m}^{(n-1)} \right) \cdot D_4, \quad (10)$$

де $D_3 = \exp\left(-\frac{2 \cdot Bi \cdot \Delta Fo}{\Delta X}\right),$

$$D_4 = 1 - \exp\left(-\frac{2 \cdot Bi \cdot \Delta Fo}{\Delta X}\right).$$

Якість визначення значень $d\theta/dX$ на поверхні пластини істотно позначається на методичній похибці моделювання процесу в поверхневому шарі, а, отже, на рівні достовірності результатів моделювання процесів в пластині. У методах, заснованих на кінцево-різницевої апроксимації зазвичай використовується формула (11).

$$\frac{d\theta}{dX} \Big|_m = \frac{(\theta_m - \theta_{m-1})}{\Delta X}, \quad (11)$$

Для уточнення значення $d\theta/dX$ пропонується формула (12) яка заснована на апроксимації процесу у матеріалі поблизу поверхні.

$$\frac{d\theta}{dX} \Big|_m = \frac{1}{\Delta X} \cdot (0,5 \cdot \theta_{m-2} - 2 \cdot \theta_{m-1} + 1,5 \cdot \theta_m). \quad (12)$$

Варіант в. Рівняння (1) приводиться до вигляду (13).

$$\frac{\Delta X^2}{2} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial F_0} + \theta_i = \frac{\theta_{i-1} + \theta_{i+1}}{2}. \quad (13)$$

Пропонується припущення, що на відрізьку ΔF_0 можна використовувати (14).

$$\theta_{i-1} = \theta_{i-1,n-1} + \frac{\theta_{i-1,n} - \theta_{i-1,n-1}}{\Delta F_0} \cdot \tau, \quad \theta_{i+1} = \theta_{i+1,n-1} + \frac{\theta_{i+1,n} - \theta_{i+1,n-1}}{\Delta F_0} \cdot \tau. \quad (14)$$

На відрізьку ΔF_0 згідно до рис. 2 рівняння (13) з урахуванням (14) можна представити як (15).

$$\begin{aligned} \frac{\Delta X}{2 \cdot Bi} \cdot \frac{\partial \theta_i}{\partial \tau} + \theta_i &= \frac{1}{2} \cdot (\theta_{i-1,n-1} + \theta_{i+1,n-1}) + \\ &+ \frac{\tau}{2 \cdot \Delta F_0} \cdot (\theta_{i-1,n} - \theta_{i-1,n-1} + \theta_{i+1,n} - \theta_{i+1,n-1}) \end{aligned} \quad (15)$$

Аналітичне рішення (15) дозволяє знайти значення $\theta_{i,n}$ (16).

$$\theta_{i,n} = \theta_{i,n-1} \cdot D_5 + D_7 + \left(\left(\frac{\theta_{i-1,n-1}}{2} + \frac{\theta_{i+1,n-1}}{2} \right) - \frac{\Delta X^2}{2} \cdot \left(\frac{\theta_{i-1,n} - \theta_{i-1,n-1}}{2 \cdot \Delta Fo} + \frac{\theta_{i+1,n} - \theta_{i+1,n-1}}{2 \cdot \Delta Fo} \right) \right) \cdot D_6, \quad (16)$$

де $D_5 = \exp\left(-\frac{2 \cdot \Delta Fo}{\Delta X^2}\right),$

$$D_6 = 1 - \exp\left(-\frac{2 \cdot \Delta Fo}{\Delta X^2}\right),$$

$$D_7 = \frac{\theta_{i-1,n} - \theta_{i-1,n-1}}{2} + \frac{\theta_{i+1,n} - \theta_{i+1,n-1}}{2}.$$

Аналогічно рівняння (2), що описує процес в поверхневому шарі перетвориться до виду (17).

$$\frac{\Delta X}{2 \cdot Bi} \cdot \frac{\partial \theta_m}{\partial Fo} + \theta_m = \theta_e - \frac{1}{Bi} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial X} \Big|_m. \quad (17)$$

Пропонується припущення, що на відріжку ΔF_0 виконується (18).

$$\theta_e = \theta_{e_{n-1}} + (\theta_{e_n} - \theta_{e_{n-1}}) \cdot \frac{\tau}{\Delta Fo}, \quad \frac{\partial \theta}{\partial X} \Big|_m = \frac{\partial \theta}{\partial X} \Big|_{m,n-1} + \left(\frac{\partial \theta}{\partial X} \Big|_{m,n} - \frac{\partial \theta}{\partial X} \Big|_{m,n-1} \right) \cdot \frac{\tau}{\Delta Fo}. \quad (18)$$

На відріжку ΔF_0 згідно до рис. 2 рівняння (17) з урахуванням (18) можна представити як (19).

$$\frac{\Delta X}{2 \cdot Bi} \cdot \frac{\partial \theta_m}{\partial \tau} + \theta_m = \theta_{e_{n-1}} + (\theta_{e_n} - \theta_{e_{n-1}}) / \Delta Fo \cdot \tau - \frac{1}{Bi} \cdot \left(\frac{\partial \theta}{\partial X} \Big|_{m,n-1} + \left(\frac{\partial \theta}{\partial X} \Big|_{m,n} - \frac{\partial \theta}{\partial X} \Big|_{m,n-1} \right) / \Delta Fo \cdot \tau \right). \quad (19)$$

Аналітичне рішення (19) дозволяє знайти значення $\theta_{m,n}$ (20).

$$\theta_{m,n} = \left(\theta_{m,n-1} + \frac{1}{Bi} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial X} \Big|_{m,n-1} + D_8 \cdot \left(\frac{\Delta X}{2 \cdot Bi} \right) \right) \cdot \exp\left(-\frac{2 \cdot Bi \cdot \Delta Fo}{\Delta X}\right) - \frac{1}{Bi} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial X} \Big|_{m,n-1} + D_8 \cdot \left(\Delta Fo - \frac{\Delta X}{2 \cdot Bi} \right), \quad (20)$$

де $D8 = (\theta_{e_n} - \theta_{e_{n-1}}) / \Delta Fo - \frac{1}{Bi} \cdot \left(\left(\frac{\partial \theta}{\partial X} \Big|_{m,n} - \frac{\partial \theta}{\partial X} \Big|_{m,n-1} \right) / \Delta Fo \right)$.

Для уточнення значення $d\theta/dX$ використовується формула (12).

Тестування методу. Залежність температури поверхні пластини θ_m від часу показана на рис. 3. Використовувався аналітико-сітковий метод (варіант *b*) при $\Delta Fo = 0,05$; $\Delta X = 0,1$.

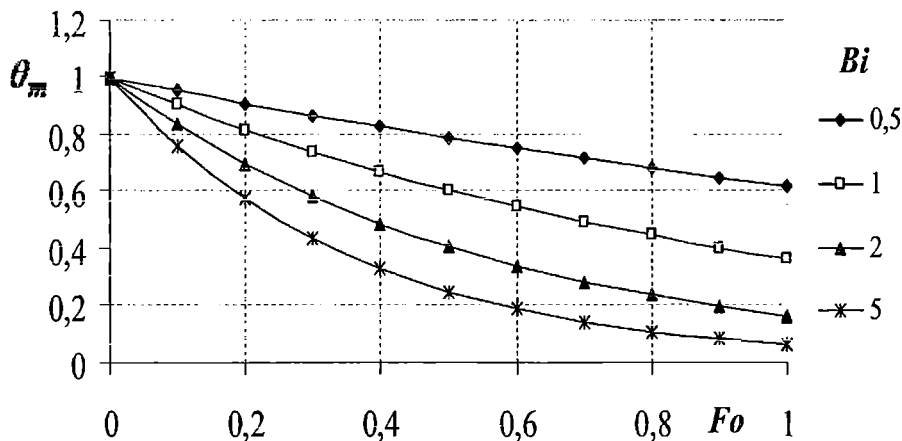


Рис. 3. Залежність θ_m від Fo при різних значеннях Bi

Порівнювалися результати аналітичного рішення [7] з результатами чисельного моделювання.

Відносна похибка δ оцінювалася (рис. 4) за формулою (21).

$$\delta = \theta_{ns} - \theta_a, \quad (21)$$

де θ_{ns} – чисельне рішення;

θ_a – аналітичне рішення.

Проведено порівняння похибки рішення задачі запропонованим модифікованим аналітико-сітковим методом і відомими різницевиими методами (явним, неявним, трапецій).

Слід врахувати, що визначення значення першої похідної по напрямку осі X в поверхневому шарі визначався за формулою (22).

$$\frac{d\theta}{dX} \Big|_m = \frac{1}{\Delta X} \cdot (\theta_m - \theta_{m-1}). \quad (22)$$

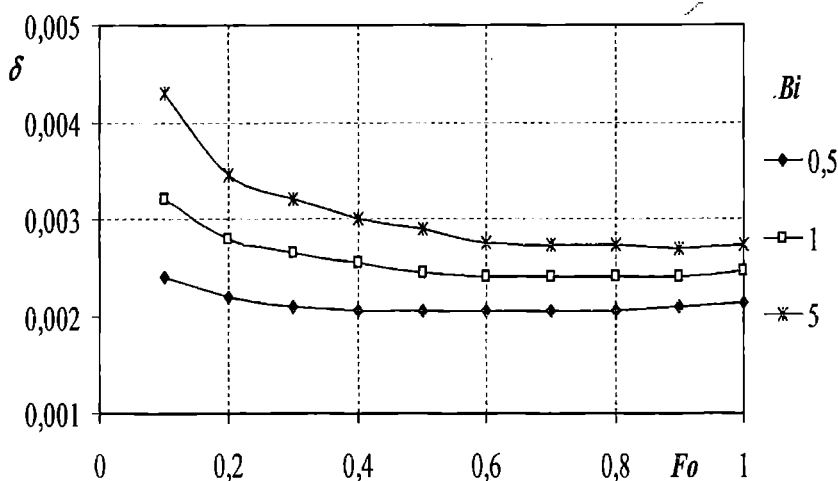


Рис. 4. Залежність δ від Fo при різних значеннях Bi

При різницевих рішеннях використовувалися ті ж значення кроків за часом і координаті.

Теплообмін моделювався при значенні $Bi = 1$.

Результати досліджень представлені в таблиці, наведеній нижче.

Таблиця

Порівняння рівня похибки різних методів вирішення задачі

Метод	Оцінка абсолютної стійкості	Рівень похибки в порівнянні з аналітико-сітковим методом (Варіант b)	
		поверхня	площина симетрії
Явний різницевий метод	$0 < \frac{\Delta X^2}{2} < 1$	2,6	2,35
Неявний різницевий метод	Стійкий	2,23	1,8
Метод трапецій	$0 < \frac{\Delta X^2}{2} < 2$	1,45	1,4
Аналітико-сітковий метод при середніх значеннях параметрів на відрізку (Варіант a)	Стійкий	1,1	1,08
Аналітико-сітковий метод при лінійній зміні значень параметрів на відрізку (Варіант b)	Стійкий	1	1

Результати досліджень показують, що моделювання інтенсивних процесів теплообміну на поверхні деталі при використанні явного і неявного різницевого методів можлива суттєва помилка в оцінці рівня температури матеріалу деталі.

Менший рівень помилки (але істотний) забезпечує метод трапецій.

Найбільш ефективним є аналітико-сітковий метод.

Висновки. Пропонований аналітико-сітковий метод володіє абсолютною стійкістю і малою методичною похибкою. Метод може успішно використовуватися при вирішенні прикладних задач теплообміну деталей з навколишнім середовищем, коли потрібна надійна інформація про температуру в поверхневих шарах. Пропоновані модифікації аналітико-сіткового методу можна використовувати в будівництві для забезпечення ефективної теплоізоляції будівельних об'єктів.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Киперник Е.Г. Исследование температурных полей при местной термической обработке ступицы и корневых сечений лопастей латунных гребных винтов танкеров типа «Прага» / В.Н. Челабчи, В.Е. Гладков, И.А. Яворский // *Технология судостроения*. – 1986. – № 5. – С. 69-73.
2. Меркт Р.В. До питання чисельного моделювання систем з розподіленими і зосередженими параметрами / Р.В. Меркт, В.В. Челабчі, В.М. Челабчі // *Матеріали VIII міжнародної НПК «Наука і освіта '2005». Математичне моделювання*. – Дніпропетровськ: Наука і освіта, 2005. – Т. 23. С. 45-46.
3. Челабчі В.М. Чисельні методи: Навч. посібник / І.А. Тузова, В.В. Челабчи, В.М. Челабчи. – Одеса: ОНМУ, 2012. – 39 с.
4. Меркт Р.В. О выборе численных методов для исследования динамических систем / Р.В. Меркт, В.В. Челабчи, В.Н. Челабчи // *Сб. научных трудов по материалам международной научно-практической конференции «Научные исследования и их практическое применение. Современное состояние и пути развития '2007»*. – Одесса: НИИМФ-ОНМУ, 2007. – Т. 1. – С. 81-84.
5. Челабчі В.Н. Вибір чисельних методів при моделюванні динаміки систем / Т.Д. Панченко, І.А. Тузова, В.В. Челабчі, В.М. Челабчі // *Информационные технологии и средства обучения [Електронний ресурс]*, 2016. – Режим доступу: <http://journal.iitta.gov.ua/index.php/iltt/author/submission/1387>. – Дата доступа: 01.07.2016.

6. Челабчі В.М. Чисельні методи в прикладних розрахунках: Навч. посібник / Т.Д. Панченко, В.І. Стародуб, В.В. Челабчі, В.М. Челабчі. – Одеса: ОНМУ, 2018. – С. 39-64.
7. Кулиниченко В.Р. Справочник по теплообменным расчетам / В.Р. Кулиниченко. – К.: Техника, 2009. – 165 с.

Стаття надійшла до редакції 25.12.2018

Рецензенти:

доктор технічних наук, професор, віце-президент Асоціації українського сейсмостійкого будівництва **К.В. Єгупов**

кандидат технічних наук, доцент кафедри «Технічна кібернетика» ім. проф. Р.В. Меркта Одеського національного морського університету **І.Г. Бугасва**

УДК 620:178.3

**ОБЗОР И АНАЛИЗ
СПОСОБОВ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ГРЕБНЫХ ВАЛОВ**

А.В. Коноплев

доктор технических наук, профессор,
заведующий кафедрой «Машиноведение»

О.Н. Кононова

старший преподаватель кафедры «Машиноведение»

Н.И. Чередарчук

начальник отдела лицензирования, аккредитации
и мониторинга качества образования

В.О. Сологуб

аспирант кафедры «Машиноведение»

Е.К. Рожко

ассистент кафедры «Теоретическая и прикладная механика»

Одесский национальный морской университет

***Аннотация.** Проведен анализ ряда литературных источников с целью обобщения основных факторов, влияющих на усталостную прочность восстановленных гребных валов, а также путей её повышения.*

В результате установлено, что главными причинами снижения характеристик сопротивления усталости являются шлаковые включения и горячие трещины. Основную роль в повышении предела выносливости восстановленных гребных валов играет твёрдость наплавленного металла. Для достижения долговечности наплавленных валов необходимо в качестве финишной технологической операции применять упрочнение наплавленного слоя.

***Ключевые слова:** гребной вал, наплавка, предел выносливости.*

УДК 620:178.3

**ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ
СПОСОБІВ ВІДНОВЛЕННЯ ГРЕБНИХ ВАЛІВ**

А.В. Коноплев

доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Машинознавство»

О.М. Кононова

старший викладач кафедри «Машинознавство»

Н.І. Чередарчук

начальник відділу ліцензування, акредитації
та моніторингу якості освіти

В.О. Сологуб

аспірант кафедри «Машинознавство»

О.К. Рожко

асистент кафедри «Теоретична та прикладна механіка»

Одеський національний морський університет

© Коноплев А.В., Кононова О.Н., Чередарчук Н.И., Сологуб В.О., Рожко Е.К.

Анотація. Проведено аналіз ряду літературних джерел з метою узагальнення основних факторів, що впливають на втомну міцність відновлених гребних валів, а також шляхів її підвищення.

В результаті встановлено, що головними причинами зниження характеристик опору втоми є шлакові включення і гарячі тріщини. Основну роль в підвищенні границі витривалості відновлених гребних валів грає твердість наплавленого металу. Для досягнення довговічності наплавлених валів, необхідно в якості фінішної технологічної операції застосовувати зміцнення наплавленого шару.

Ключові слова: гребний вал, наплавка, межа витривалості.

UDC 620:178.3

REVIEW AND ANALYSIS WAYS OF RESTORATION OF COMING SHAFTS

A.V. Konoplyov

Doctor of Technical Sciences, Professor Head of the Department
of «Machine Science»

O.H. Kononova

Senior Lecturer, Department of «Machine Science»

N.I. Cheredarchuk

Head of Licensing, Accreditation
and monitoring the quality of education

W.O. Sologub

Postgraduate student of the department «Machine Science»

E.K. Rozhko

Assistant of the Department «Theoretical and Applied Mechanics»

Odessa National Maritime University

Abstract. A number of literature sources have been analyzed to generalize the main factors affecting the fatigue strength of the restored propeller shafts, as well as ways to increase it.

As a result, it was revealed that the main reasons for reducing the fatigue resistance characteristics are slag inclusions and hot cracks. The main role in increasing the endurance limit of the restored propeller shafts is played by the hardness of the weld metal. To achieve the durability of welded shafts, close to new ones, it is necessary to apply hardening of the welded layer as the finishing technological operation.

Keywords: propeller shaft, surfacing, limit of endurance.

Постановка проблеми. Совершенствование судоремонтного производства предполагает сокращение продолжительности, повышение качества и снижение стоимости ремонта судов. Наметившаяся общемировая тенденция к ресурсосбережению заставляет по-новому посмотреть на

проблему обеспечения судовых машин и механизмов запасными деталями, которые можно периодически восстанавливать. В первую очередь это требование относится к гребным валам, которые являются ответственными и дорогими деталями.

Гребной вал в процессе эксплуатации подвергается циклическому нагружению, изнашивается в результате трения в подшипниках, а из-за неуравновешенности масс испытывает дополнительные изгибающие моменты, вызванные крутильными колебаниями.

Цель и задачи исследования. Целью исследования является обзор и анализ существующих способов восстановления гребных валов, а также влияние различных факторов на их сопротивление усталости.

Основной материал исследования. Для изготовления гребных валов транспортных, промысловых, специализированных судов, а также судов технического и портового флота используются углеродистые и легированные стали с пределом текучести $\sigma_T=250-800$ МПа и для скоростных судов с $\sigma_T=550-750$ МПа. Это в первую очередь стали марок: 35, 40, 45, 40X, 35XM, 34XMA, 38XBA, 38XNBA, 20X13. У гребных валов, изготовленных из коррозионностойких сталей, предел выносливости с учётом масштабного фактора может достигать 100...150 МПа, а при использовании конструкционных сталей – 40...70 МПа [1]. Для скоростных судов чаще всего применяют аустенитно-мартенситные стали марок: 09X17N6T, 0X15N5D2T, 1X16N4B, 0X17N4D2, 09X17N7Ю [2].

Гребные валы крупнотоннажных судов изготавливают с бронзовыми или биметаллическими облицовками для защиты от морской воды (рисунок), а валы мало- и среднетоннажных судов не имеют облицовок и работают в контакте с морской водой.

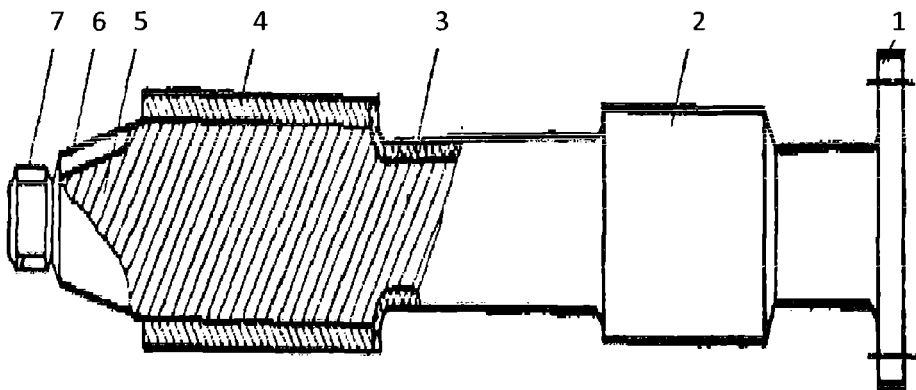


Рисунок. Гребной вал с облицовкой:

- 1 – присоединительный фланец; 2,4 – бронзовые облицовки;
3 – предохранительное покрытие; 5 – конус гребного вала;
6 – ложкообразный шпоночный паз; 7 – резьба под гайку гребного винта

Бронзовые облицовки не обеспечивают должной защиты вала от коррозии и на практике не редки случаи, когда ослабевает посадка облицовки и вода, попадая в подоблицовочное пространство, выступает как дополнительный случайный фактор, способствующий усталостному разрушению вала [3].

Наиболее распространённым способом восстановления гребных валов является наплавка электродной проволокой под флюсом по винтовой траектории с постоянным шагом [4]. Благодаря простоте данный способ легко механизуется и обеспечивает высокое качество наплавки. Более производительным является способ широкослойной наплавки электродной лентой [5]. Этот способ отличается малой глубиной проплавления основного металла, что благоприятно влияет на его структуру в околошовной зоне.

Плазменный способ наплавки токоведущей проволокой, который используется для изготовления новых валов, пока не нашёл широкого применения при их ремонте. Основной причиной тому – невысокая производительность данного способа (4-8 кг/час [6]).

Другие, способы восстановления изношенных деталей, в частности, электроконтактная, вибродуговая, импульсно-дуговая и электрошлаковая наплавки, детонационное напыление, твёрдое осталивание и различные гальванические покрытия пока не нашли применения при восстановлении гребных валов.

На усталостную прочность восстановленных гребных валов кроме основных факторов, влияют также дополнительные, связанные со свойствами наплавленного материала, дефектами сварки и остаточными напряжениями. Наиболее опасными являются сварочные дефекты, которые могут стать источником возникновения и развития усталостных трещин. Эти дефекты представляют собой неспарвары, горячие трещины и шлаковые включения, которые располагаются у границ сплавления. Предел выносливости валов с такими дефектами может снижаться до 32 % [7].

Граница сплавления является ответственным участком за начало разрушения, поскольку она имеет низкие механические характеристики. Вследствие этого разрушение начинается под наплавленным слоем, а не на поверхности, как у ненаплавленных. Установлено, что влияние дефектов проявляется в большей степени, когда они сконцентрированы в месте растягивающих напряжений и, наоборот, снижается, когда дефекты локализованы в зоне сжатия. При этом, если наплавленный металл обладает высокой твёрдостью, то влияние сжимающих напряжений при наличии сварочных дефектов невелико [8].

Место расположения сварочного дефекта также оказывает влияние на сопротивление усталости, в частности, наиболее удалённые от поверхности сварочные дефекты влияют в меньшей степени [9].

Размеры восстановленных валов, имеющих сварочные дефекты, оказывают заметное влияние на их сопротивление усталости. Масштабный фактор таких валов проявляется в большей степени, чем без них [2].

Остаточные напряжения обусловлены неоднородностью пластических деформаций и структурными превращениями, происходящими в наплавленном металле и околошовной зоне. Они могут быть как растягивающими, так и сжимающими. Величина растягивающих напряжений может достигать 500 МПа [10]. Несмотря на столь значительную величину, они не оказывают существенного влияния на сопротивление усталости, поскольку способны релаксировать под действием циклических нагрузок. Для быстрого снятия остаточных растягивающих напряжений иногда применяют локальное пластическое деформирование, ультразвуковую и вибрационную обработку [5].

В случае наличия остаточных сжимающих напряжений в поверхностном слое, включая границу сплавления, предел выносливости увеличивается на 6-20 % [10]. Авторы указанной работы считают, что это обусловлено остаточными напряжениями сжатия, которые препятствуют распространению трещин.

О влиянии свойств наплавленного металла на сопротивление усталости восстановленных гребных валов существуют различные мнения. Существует точка зрения, что пластичность основного и наплавленного металла должна быть одинаковой для обеспечения равнопрочности, однако это не является обязательным условием повышения сопротивления усталости [11]. Исследования, проведенные в работе [12], показывают, что основную роль в повышении сопротивления усталости играет твердость наплавленного металла, хотя и не является радикальным средством.

Толщина наплавленного слоя не оказывает заметного влияния на характеристики сопротивления усталости валов. Более существенное влияние оказывает зона термического влияния. Существует устойчивая точка зрения, что главной причиной ослабления околошовной зоны является химическая неоднородность, которая обусловлена высокой температурой [5].

Все вышеприведенные исследования относятся к валам, наплавленным перлитными сталями. В ряде работ приводятся результаты исследований усталостной прочности валов, наплавленных хромоникелевыми сталями [13; 14]. Оценивая эти результаты, заметим, что до настоящего времени не найден способ, который может обеспечить наплавку без существенного снижения характеристик сопротивления усталости. Испытания образцов показали, что наплавка хромоникелевыми сталями снижает предел выносливости на 26-67 % [5]. Основной причиной его понижения авторы считают сварочные дефекты, в частности шлаковые включения и горячие трещины.

Выводы

1. Облицовки гребного вала не обеспечивают должной защиты вала от коррозии, что заставляет учитывать коррозионный фактор при оценке их циклической долговечности.
2. Основными причинами понижения характеристик сопротивления усталости считают шлаковые включения и горячие трещины.
3. Пределы выносливости валов, восстановленных наплавкой, определяются на базах, превышающих 10^7 циклов.
4. Основную роль в повышении предела выносливости восстановленных гребных валов играет твёрдость наплавленного металла.
5. Предел выносливости восстановленных гребных валов, как правило, ниже чем у новых, поэтому после наплавки необходимо предусмотреть операцию их упрочнения.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Стальниченко О.И., Иоргачёв Д.В., Иоргачёв В.Д. Восстановление деталей судов. – К.: ДП НВЦ «Приоритет», 2014. – 324 с.*
2. *Кравцов Т.Г. Сопротивление усталости валов, наплавленных электродной лентой // Автоматическая сварка. – 1985. – 2. – С. 46-50.*
3. *Балацкий Л.Т. Ремонт гребных валов. – Одесса: Маяк, 1970. – 58 с.*
4. *Кравцов Т.Г., Волков Г.С. Широкослойная наплавка судовых валов ленточным электродом // Сборник «Передовой опыт сварки и наплавки в судоремонте». – ЦБНТИ ММФ. – 1977. – С. 44-46.*
5. *Кравцов Т.Г., Стальниченко О.И., Олейник Н.В. Восстановление деталей наплавкой и оценка их прочности. – К.: Вища школа, 1994. – 251 с.*
6. *Сютъев А.Н., Вайнерман А.Е., Веселков В.Д. Опыт промышленного применения наплавки плазменной струёй с тоководущей присадочной проволокой медных сплавов и нержавеющей сталей. – Л.: ЛДНТП, 1973. – 20 с.*
7. *Кравцов Т.Г., Сторожев В.П. Восстановление деталей при ремонте судов. – М.: Транспорт, 1981. – 120 с.*
8. *Кравцов Т.Г. Влияние свойств литой структуры поверхностного слоя и остаточных напряжений на усталостную прочность // Сварочное производство. – 1981. – № 6. – С. 29-31.*

9. Curney T.R., Smith G.S., Fatigue test on 1,5 in thick transverse bult welds containing slag inclusion // *British Welding Journal*. – 1987. – V. 14. – № 1. – P. 17-38.
10. Шадричев В.А., Смирнов М.А., Сидоркин В.Н. Исследование внутренних остаточных напряжений в образцах из стали 45, наплавленных в углекислом газе проволокой 2Х13 // *Сварочное производство*. – 1973. – № 5. – С. 32-33.
11. Масумото Исао, Томаки Корэаки, Иинума Кацухико. The effect of the weld deposited layer on the fatigue strength of a medium carbon steel // *Есецу гаккайси*. – 1970. – V. 39. – № 5. – P. 127-137.
12. Ибрагимов В.С. Повышение усталостной прочности при восстановлении деталей автоматической наплавкой в углекислом газ. // *Сварочное производство*. – 1982. – № 5. – С. 13-16.
13. Плишкин Н.Н. Автоматическая наплавка судовых гребных валов. – Л.: ЛДНТП, 1970. – 20 с.
14. Лисевич В.И. Гребные валы с облицовками, наплавленными нержавеющей сталью // *Судоремонт флота рыбной промышленности*. – 1970. – № 13. – С. 19-25.

Стаття надійшла до редакції 25.12.2018

Рецензенти:

кандидат технічних наук, професор, завідувач кафедри «Технічне обслуговування та ремонт суден» Одеського національного морського університету **Ю.О. Никифоров**

кандидат технічних наук, доцент кафедри «Технологія матеріалів» Одеського національного морського університету **О.В. Кобзарук**

УДК 624.137.5.012.45:624.154

К РАСЧЕТУ ПОДПОРНОЙ СТЕНЫ КОМБИНИРОВАННОГО ТИПА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ

Ю.Ф. Суходоев

к.т.н., доцент кафедры «Основы и фундаменты»
sukhodoev@ukr.net

И.А. Твардовский

к.т.н., доцент кафедры «Строительная механика»
igortvardovsky@gmail.com

А.М. Чучмай

alexsandrch14061983@gmail.com
к.т.н., старший преподаватель кафедры «Строительная механика»

Одесская государственная академия строительства и архитектуры

Аннотация. Рассматривается расчетная схема воздействия на подпорную стену, состоящего из собственного веса грунта и давления воды, а также фиксированной сплошной равномерно распределенной нагрузки. Конструкция, воспринимающая указанные нагрузки, представляет собой уголковую консольную подпорную стену, опирающуюся на сваи. Предложен расчет устойчивости подпорной стены против сдвига и несущей способности свай. Составлен алгоритм расчета подпорной стены с учетом переменного шага между сваями. Расчет свай выполняется с использованием схемы свайного фундамента по формулам внецентренного сжатия.

Ключевые слова: подпорная стена, слабые грунты, устойчивость, сваи, алгоритм, программа расчета.

УДК 624.137.5.012.45:624.154

ДО РОЗРАХУНКУ ПІДПІРНОЇ СТІНИ КОМБІНОВАНОГО ТИПУ З ВИКОРИСТАННЯМ ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ

Ю.П. Суходоев

к.т.н., доцент кафедри «Основы і фундаменти»
sukhodoev@ukr.net

І.О. Твардовський

к.т.н., доцент кафедри «Будівельна механіка»
igortvardovsky@gmail.com.

Чучмай Олександр Михайлович

к.т.н., старший викладач кафедри «Будівельна механіка»
alexsandrch14061983@gmail.com

Одеська державна академія будівництва та архітектури

© Суходоев Ю.Ф., Твардовский И.А., Чучмай А.М., 2018

Анотація. Розглядається розрахункова схема впливу на підпірну стіну, що складається з власної ваги ґрунту і тиску води, а також фіксованої суцільний рівномірно розподіленого навантаження. Конструкція, яка сприймає зазначені навантаження, являє собою куткову консольну підпірну стіну, що спирається на палі. Запропоновано розрахунок стійкості положення підпірної стіни проти зсуву і несучої здатності паль. Складений алгоритм розрахунку підпірної стіни з урахуванням змінного кроку між палями. Розрахунок паль ведеться з використанням схеми пального фундаменту за формулами позацинтового стиснення.

Ключові слова: підпірна стіна, слабкі ґрунти, стійкість, палі, алгоритм, програма розрахунку.

UDC 624.137.5.012.45:624.154

TO THE CALCULATION OF THE RETAINING WALL OF THE COMBINED TYPE USING THE SOFTWARE

Yu. Sukhodoyev

Ph.D., Associate Professor

of the Department of «Fundamentals and Foundations»

sukhodoev@ukr.net

I. Tvardovsky

Ph.D., Associate Professor of the Department of «Construction Mechanics»

igortvardovsky@gmail.com.

O. Chuchmay

Ph.D., senior lecturer of the Department of «Construction Mechanics»

alexsandrch14061983@gmail.com

Abstract. The design scheme of the effects on the retaining wall consisting of the self-weight of the soil and the water pressure, as well as a fixed continuous uniformly distributed load, is considered. The construction that perceives these loads is an L-shape retaining wall supported by piles. The calculation of the stability of the position of the wall against shear and the bearing capacity of the piles is proposed. Eccentric compression formulas for the pile foundation scheme are applied to provide piles calculation.

Keywords: L-shape retaining wall, weak soils, stability, piles, algorithm, calculation program.

Вступление. Основным в расчете подпорных стен является определение величины и направления, приложенного к ним давления. При расчетах по несущей способности (первая группа предельных состояний) выполняется проверка на устойчивость положения стены против сдвига и прочность грунтового основания.

Постановка задачи. Рассмотреть возможность использования при проектировании подпорных стен расчетной схемы с учетом применения свай, расположенных с переменным шагом между ними.

Основные результаты.

1. Сдвигающая сила F_{sa} определяется по формуле

$$F_{sa} = F_{sa,\gamma} + F_{sa,q},$$

где $F_{sa,\gamma}$ – сдвигающая сила от собственного веса грунта равная

$$F_{sa,\gamma} = P_\gamma \cdot \frac{h}{2};$$

$F_{sa,q}$ – сдвигающая сила от нагрузки, расположенной на поверхности призмы обрушения, равная

$$F_{sa,q} = P_q \cdot h.$$

2. Сумма моментов M_o всех вертикальных и горизонтальных сил относительно оси, проходящей через центр тяжести подошвы для уголко-вых стен (при $\varepsilon \leq \theta_0$) определяется по формулам (рис. 1)

$$M_o = F_{sa} \left[h^* - \operatorname{tg}(\varepsilon + \varphi') \left(\frac{b}{2} - h^* \cdot \operatorname{tg} \varepsilon \right) \right] + \\ + \frac{1}{12} \gamma_1' \cdot \gamma_f (b-t) \cdot \left[h(b-4t) + 6td \right],$$

где γ_f – коэффициент надежности по нагрузке, принимается равным 1,2;

h^* – расстояние от равнодействующей сдвигающей силы до низа подошвы стены

$$h^* = \frac{1}{F_{sa}} \cdot h \cdot \left[\frac{1}{3} F_{sa,\gamma} + \frac{1}{2} \cdot F_{sa,q} \right].$$

3. Интенсивность горизонтального активного давления грунта от собственного веса P на глубине y следует определять по формуле

$$P_\gamma = \frac{y}{h} \left[\gamma \cdot \gamma_f \cdot h \cdot \lambda - c \cdot (K_1 + K_2) \right],$$

где K_1 – коэффициент, учитывающий сцепление грунта по плоскости скольжения призмы обрушения, наклоненной под углом θ_0 к вертикали;

K_2 – коэффициент, учитывающий сцепление грунта по плоскости, наклоненной под углом ε к вертикали.

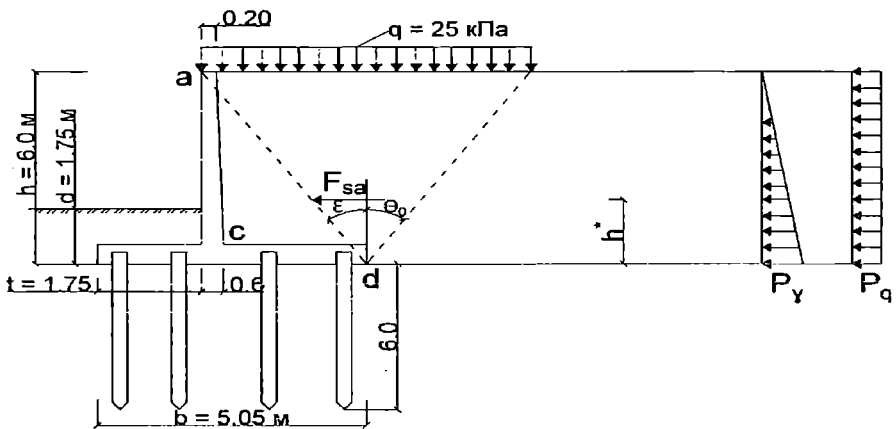


Рис. 1. Расчетная схема подпорной стены на сваях

$$K_1 = \frac{2\lambda \cdot \cos \theta_0 \cdot \cos \varepsilon}{\sin(\theta_0 + \varepsilon)};$$

$$K_2 = \frac{\lambda \cdot \sin(\theta_0 - \varepsilon) \cdot \cos(\theta_0 + \rho)}{\sin \theta_0 \cdot \cos(\rho - \varepsilon) \cdot \sin(\theta_0 + \varepsilon)} + \operatorname{tg} \varepsilon,$$

где ε – угол наклона расчетной плоскости к вертикали;

ρ – угол наклона поверхности засыпки к горизонту;

θ_0 – угол наклона плоскости скольжения к вертикали;

λ – коэффициент горизонтального давления грунта. При отсутствии сцепления грунта по стене $K_2 = 0$.

4. Коэффициент горизонтального давления грунта определяется по формуле

$$\lambda = \left[\frac{\cos(\varphi - \varepsilon)}{\cos \varepsilon} \cdot \left(1 + \sqrt{\frac{\sin(\varphi + \delta) \cdot \sin(\varphi - \rho)}{\cos(\varepsilon + \delta) \cdot \cos(\varepsilon - \rho)}} \right) \right]^2,$$

где δ – угол трения грунта на контакте с расчетной плоскостью (для гладкой $\delta = 0$, шероховатой $\delta = 0,5\varphi$). Значения коэффициента λ приведены в приложении 2 из [3].

5. Угол наклона плоскости скольжения к вертикали θ_0 определяется по формуле

$$\operatorname{tg} \theta_0 = \frac{\cos \rho - \eta \cos \varphi}{\sin \rho - \eta \sin \varphi},$$

где
$$\eta = \frac{\cos(\varepsilon - \rho)}{\sqrt{\lambda} \cdot \cos \varepsilon}.$$

6. При горизонтальной поверхности засыпки $\rho = 0$, при вертикальной стене $\varepsilon = 0$ и при отсутствии трения и сцепления со стеной $\delta = 0$, $K_2 = 0$, коэффициент бокового давления грунта λ , коэффициент интенсивности сил сцепления K_1 и угол наклона плоскости скольжения θ_0 определяются по формулам

$$\begin{cases} \lambda = tg^2 \theta_0; \\ K_1 = 2\sqrt{\lambda}; \\ \theta_0 = 45^\circ - \frac{\varphi}{2}. \end{cases}$$

При $\rho = 0$, $\delta \neq 0$, $\varepsilon \neq 0$ значение угла наклона плоскости скольжения к вертикали θ_0 определяется из условия

$$tg \theta_0 = \frac{\cos \varphi - \sqrt{\lambda}}{\sin \varphi}.$$

7. Интенсивность дополнительного горизонтального давления грунта, обусловленного наличием грунтовых вод P_w , кПа, на расстоянии y_w от верхнего уровня грунтовых вод (рис. 2) определяется по формуле

$$P_w = y_w \cdot \gamma_f \cdot \left(10 - \lambda \cdot \gamma + \frac{16,5\lambda}{1+e} \right),$$

где e – пористость грунта;

γ_f – коэффициент надежности по нагрузке принимается равным 1,1.

8. Интенсивность горизонтального давления грунта от равномерно распределенной нагрузки q (при ее сплошном и фиксированном расположении) на поверхности призмы обрушения следует определять по формуле

$$P_q = q \cdot \gamma_f \cdot \lambda.$$

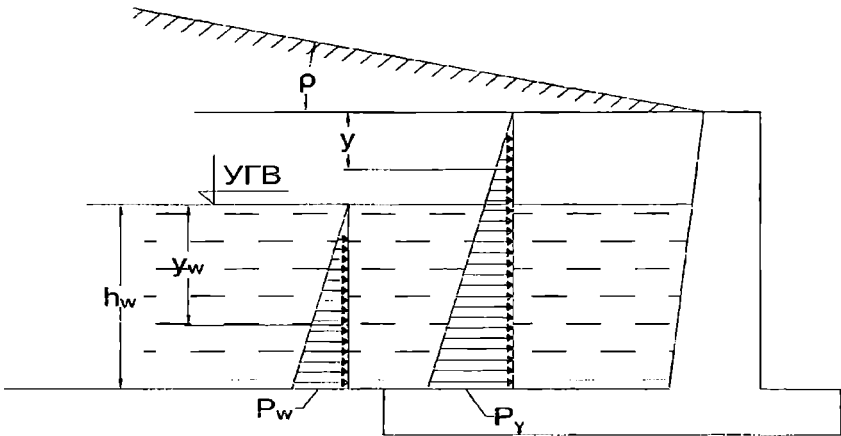


Рис. 2. Схема давления грунта на подпорную стену от собственного веса и давления воды

Расчет подпорных стен с учетом сейсмических воздействий

1. Подпорные стены в районах с сейсмичностью 7 и более баллов должны проектироваться с учетом существующих требований [4; 5].

2. Интенсивность горизонтального давления грунта от собственного веса и от равномерно распределенной нагрузки q , расположенной на поверхности призмы обрушения, следует определять по формулам, приведенным выше, при этом коэффициент горизонтального давления грунта при сейсмическом воздействии λ^* следует определять по формулам

$$\lambda^* = \frac{\cos^2(\varphi - \varepsilon - \omega) \cdot \cos(\varepsilon + \delta)}{\cos \omega \cdot \cos^2 \varepsilon \cdot \cos(\varepsilon + \delta + \omega) \cdot (1 + \sqrt{z})^2},$$

$$z = \frac{\sin(\varphi - \rho - \omega) \cdot \sin(\varphi + \delta)}{\cos(\varepsilon + \delta + \omega) \cdot \cos(\varepsilon - \rho)},$$

где ω – угол отклонения от вертикали равнодействующей веса грунта и временной нагрузки с учетом сейсмического воздействия определяется по формуле

$$\omega = \text{arctg}(A \cdot K_1).$$

При расчете подпорных стен произведение $A \cdot K_1$ следует принимать равным 0,04; 0,08 и 0,16 при расчетной сейсмичности соответственно 7, 8 и 9 баллов [4].

3.1. Высота подпорных стен, выполненных из бетона, бутобетона или каменной кладки, при расчетной сейсмичности площадки 8 баллов не

должна превышать 12 м, а при расчетной сейсмичности 9 баллов не должна превышать 10 м. Высота железобетонных подпорных стен не ограничивается.

3.2. При расположении оснований смежных секций подпорной стены в разных уровнях перепад от одной отметки основания до другой должен производиться уступами с отношением высоты к длине уступа не более, чем 1:2.

3.3. При сооружении подпорных стен из вертикальных сборных элементов по верху стены следует предусматривать монолитный железобетонный пояс на всю длину секции.

3.4. Подпорные стены следует разделять сквозными вертикальными швами на секции длиной не более 15 м с учетом размещения каждой секции на однородных грунтах [1; 2; 3].

Определение давлений под подошвой подпорной стены

1. Сумма проекций всех сил на вертикальную плоскость для уголкового подпорных стен (при $\varepsilon \leq \theta_0$)

$$F_v = F_{sa} \cdot \operatorname{tg}(\varepsilon + \varphi') + \gamma' \cdot \gamma_f \left(\frac{1}{2} h(b-t) + td \right) + \frac{1}{2} \cdot \gamma_f \cdot b^2 \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

где γ_f – коэффициент надежности по нагрузке, принимается равным 1,2.

2. Краевые давления на грунт под подошвой подпорной стены p_{\min}^{\max} , при эксцентриситете e приложения равнодействующей всех вертикальных сил относительно центра тяжести подошвы определяются по формуле

$$p_{\min}^{\max} = \frac{F_v}{b} \left(1 \pm \frac{6e}{b} \right),$$

где F_v – сумма проекций всех сил на вертикальную плоскость;

e – эксцентриситет приложения равнодействующей всех сил относительно оси, проходящей через центр тяжести подошвы подпорной стены определяемый по формуле

$$e = \frac{M_0}{F_v},$$

где M_0 – сумма моментов определяется для уголкового подпорных стен (при $e \leq \theta_0$)

$$M_0 = F_{sa} \left[h^* - \operatorname{tg}(\varepsilon + \varphi') \cdot \left(\frac{b}{2} - h^* \cdot \operatorname{tg} \varepsilon \right) \right] + \frac{1}{12} \gamma' \gamma_f (b-t) [h(b-4t) + 6td].$$

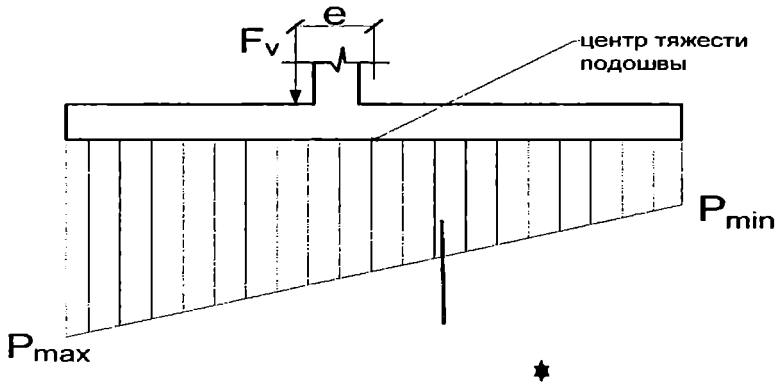


Рис. 3. Схема для определения напряжений под подошвой опорной стенки

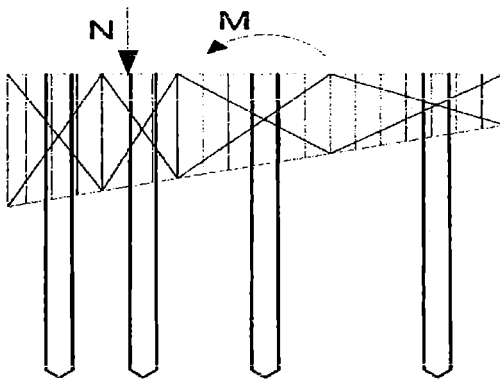


Рис. 4. Схема несимметричного расположения рядов свай при разбивке трапецевидной эпюры напряжений под фундаментной плитой

Порядок проектирования:

1. Задается число рядов свай, затем эпюру напряжений под фундаментной плитой делим на равновеликие по площади трапеции.
2. Центр тяжести каждой трапеции будет указывать положение рядов свай [11].

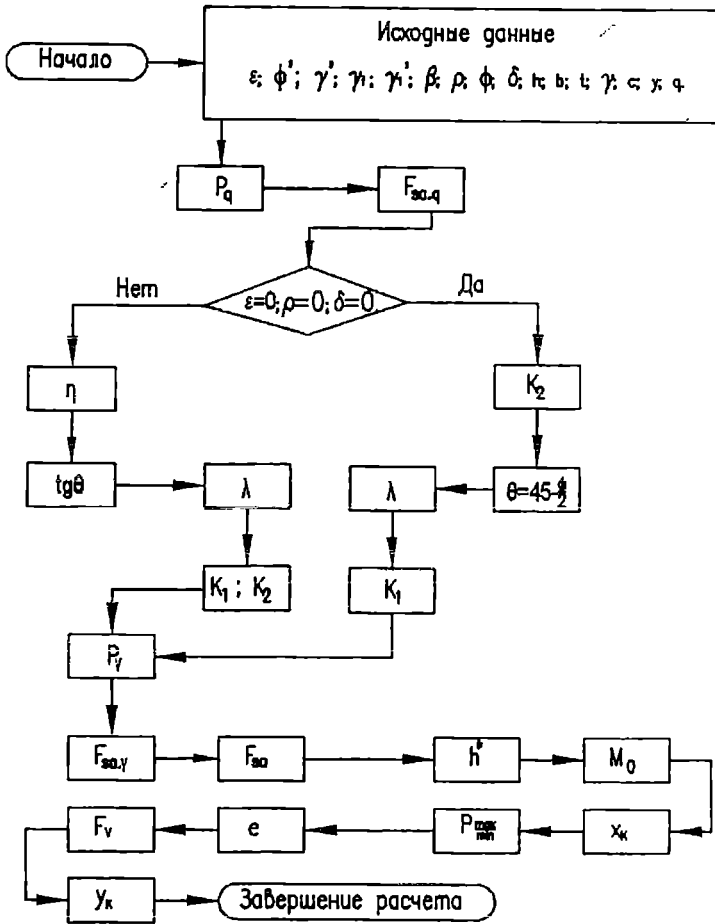


Рис. 5. Блок-схема алгоритма определения расположения свай под фундаментной плитой подпорной стенки для восприятия внецентренно приложенной нагрузки

Заключение. При расчетах подпорных стен по несущей способности, воспринимающих значительные нагрузки, в сложных геологических условиях, целесообразно применение свай. При этом располагать сваи в плане необходимо с учетом момента, действующего на подпорную стену с использованием метода равных по площади частей эпюры давления на основание.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Руководство по проектированию свайных фундаментов / НИИОСП им. Герсеванова. – М.: Стройиздат, 1985. – 479 с.
2. Основания, фундаменты и подземные сооружения: Справочник проектировщика. – М.: Стройиздат, 1980. – 151 с.

3. СНиП 2.09.03-85. Сооружения промышленных предприятий. – М., 1986.
4. СНиП 2.06.07-87. Подпорные стены, судоходные шлюзы, рыбопропускные и рыбозащитные сооружения. – М., 1989.
5. Проектирование подпорных стен и стен подвалов. Справочн. пособие к СНиП 2.09.03-85. – М.: Стройиздат, 1985. – 479 с.
6. ДБН В.1.2-2-2006. Нагрузки и воздействия. Нормы проектирования. Минстрой Украины. – К., 2006. – 80 с.
7. ДБН В.1.1-12-2006. Строительство в сейсмических районах Украины. – К., 2006.
8. ДБН В.2.1-10-2009. Основи та фундаменти споруд. Основні положення проектування. – К.: Мінрегіонбуд України, 2009. – 104 с.
9. ДБН В.2.1-10-2009. Зміна № 1. Основи та фундаменти споруд. Основні положення проектування. – К.: Мінрегіонбуд України, 2011. – 55 с.
10. Алексеев С.И. Механика грунтов, основания и фундаменты / С.И. Алексеев, П.С. Алексеев. – СПб., 2014. – 332с.
11. Суходоев Ю.Ф. Особенности проектирования подпорной стены комбинированного типа / М.П. Дубровский, Ю.Ф. Суходоев, А.А. Стехун. // Вісник Одеського національного морського університету: Зб. наук. праць. – Одеса, 2017. – Вип. 3(52). – С. 184-193.
12. Олбрайт К. Моделирование с помощью Microsoft Excel и VBA: разработка систем поддержки принятия решений: Пер. с англ. – М.: Издательский дом «Вильямс», 2005. – 672 с.
13. Гарбер Г.З. Основы программирования на Visual Basic и VBA в Excel 2007. – М.: СОЛОН-ПРЕСС, 2008. – 192 с.

Стаття надійшла до редакції 30.11.2018

Рецензенти:

доктор технічних наук, професор, директор Науково-дослідного інституту фундаментальних та прикладних досліджень Одеського національного морського університету **К.В. Єгупов**

кандидат технічних наук, доцент кафедри «Морські і річкові порти, водні шляхи та їх технічна експлуатація» Одеського національного морського університету **Н.Н. Хонелія**

UDC 629.5.052.2:531.719.3

**THE EFFECT OF INACCURACIES OF THE AUXILIARY SENSORS
IN THE COURSE OF DATA PROCESSING OF MULTIBEAM SURVEY**

V. Dvoretzky

Ph.D., Associate Professor of the Department of Navigation
dvoretzky_va@mail.ru

I. Izaak

Assistant to the Department of Hydrography and Marine Geodesy
Ivan@hypack.com

National University «Odessa Maritime Academy»

Abstract. *Requirements to different hydrographic surveys are much higher nowadays. They have increased the importance of the determination of all additional corrections to the data. This article is dedicated to different methods and approaches to determination of the corrections for all additional sensors for multi-beam surveying systems.*

Keywords: *correction, echosounder, hydrographic survey, relief of bottom, treatment of results.*

УДК 629.5.052.2:531.719.3

**ВПЛИВ ПОГРІШНОСТЕЙ ДОПОМІЖНИХ ДАТЧИКІВ
ПРИ ОБРОБЦІ ДАНИХ БАГАТОПРОМЕНЕВОЇ ЗЙОМКИ**

В.О. Дворецький

к.т.н., доцент кафедри Судноводіння

І.Е. Ізаак

асистент кафедри Гідрографії та морської геодезії

Національний університет «Одеська морська академія»

Анотація. *Підвищення вимог до проведення різноманітних робіт, пов'язаних з гідрографічними зйомками виявили проблему правильного та повного врахування додаткових поправок до вимірних різними засобами та системами параметрів. У статті представлені методи, способи та прийоми щодо отримання істинних можливостей приборів та систем, що використовуються для отримання додаткової інформації про характер руху судна та про профіль вимірюваної поверхні.*

Ключові слова: *погрішність, ехолот, гідрографічна зйомка, рельєф дна, обробка результатів.*

УДК 629.5.052.2:531.719.3

ВЛИЯНИЕ ПОГРЕШНОСТЕЙ ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ ДАТЧИКОВ ПРИ ОБРАБОТКЕ ДАННЫХ МНОГОЛУЧЕВОЙ СЪЕМКИ

В.А. Дворецкий

к.т.н., доцент кафедры Судовождение

И.Э. Изаак

ассистент кафедры Гидрографии и морской геодезии

Національний університет «Одеська морська академія»

***Аннотация.** Повышение требований к проведению разнообразных работ связанных с гидрографическими съемками выявили проблему правильного и полного учета дополнительных поправок к измеряемым различным средствам и системам параметров. В статье представлены методы, способы и приемы, определяющие истинные возможности приборов и систем, которые используются для получения дополнительной информации о характере движения судна и профиля измеряемой поверхности.*

***Ключевые слова:** погрешность, эхолот, гидрографическая съемка, рельеф дна, обработка результатов.*

General description of the task and its relation to the important scientific and practical tasks. Multibeam technologies are becoming more important for hydrographic surveys and for other types of surveys, for example, for the search and detection of the sunken objects, marine engineering constructions inspection, surveys of the locations of the oil and gas sea platforms and the pipelines. Main parameter to receive the reliable results of the survey is to take into account all possible corrections. This can only be achieved by exploiting methods, procedures and actions that determine true abilities of the equipment and systems used to get additional information about the vessel motion and the profile of the surface.

Analysis of the recent developments and publications dedicated to this problem solution and highlight of the unsolved parts of it. Accordingly to the S-44 Hydrographic Survey Standards by IHO, the full bottom coverage is required for the Special Order, Category 1a and 1b surveys which can only be achieved using multibeam echosounder (MBE) or a combination of the singlebeam and sidescan sonars.

Today a multibeam echosounder has permanently took its place in many hydrographic services around the Globe and in surveying companies (i.e. port authorities, oil and gas companies etc.)

From one hand a multibeam echosounder has advantages compared to more traditional singlebeam sonar such as:

1. Sweep coverage of the bottom.
2. Depending on the relief, the survey with an MBE can be more time effective than the singlebeam survey over the perpendicular planned lines.

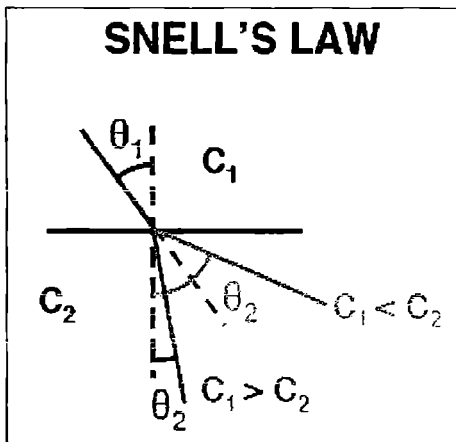
From the other hand, it has some disadvantages such as:

1. Higher cost
2. More levels of freedom and, thus, additional sensors are necessary to measure motion, heading and sound velocity profile.
3. More complicated calibration procedures.

Main task to improve the quality of the survey is to take into account errors due to incorrect performance of the additional sensors (sound velocity profiler, gyro and MRU) and also errors due to incorrect calibration of the multibeam echosounder system. The purpose of this article is to systematize of the information from additional sensors and to estimate of the errors of the data from these sensors.

Details of the research with the justification of the scientific results are followed. Sound Velocity Artifacts. Unlike singlebeam sonar, which requires an average sound velocity in the water column for proper operation, for the multibeam sonar it is important to know the distribution of a sound velocity in the column for correct ray tracing, especially for the non-nadir beams.

By the Snell's Law, the relation between a sinus of the angle of incidence of the falling ray to a velocity should be constant at the boundary of two layers with different properties (figure1).



$$\frac{\sin \theta_1}{c_1} = \frac{\sin \theta_2}{c_2} = \text{ray parameter}$$

Figure 1. Sound Velocity Refraction in the water

As a result, an error in the ray tracing will lead to a banded bottom profile. Such artifact is easy to detect when looking at the cross section profile over the flat bottom. If there is a «smile» in the profile it is an evidence of sound velocity artifacts in the data (figure 2 and 3).

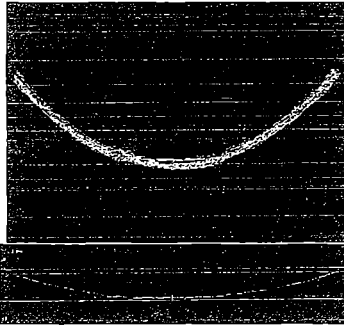


Figure 2. Increased SV

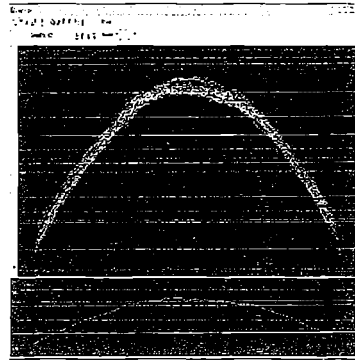


Figure 3. Decreased SV

Heave Artifacts. If there is no heave data or they are incorrect than the flat bottom will look «wavy» (figure 4).

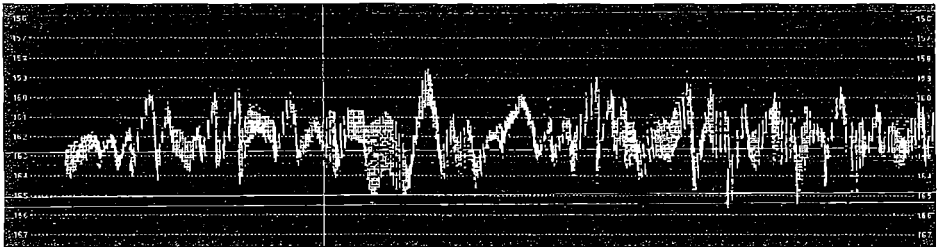


Figure 4. Along track profile with the data not corrected for heave.
Profile view of the data in HYSWEEP Editor (HYPACK)

Roll Artifacts. Roll artifact is increased with the beam angle i.e. it is almost zero at the nadir area and it is maximum on outer beams (figure 5).

Roll measurement may be incorrect in two cases:

1. Roll angular misalignment between the MRU and the MBE sonar head.

As the result, the flat bottom will have some slope.

This artifact can be removed by performing the Patch Test calibration procedure. Two lines run over the flat bottom in reciprocal directions.

2. Bad roll data from MRU or no roll data at all.

Such artifact is easy to detect on a flat bottom if you see asynchronous waves on the sides of the track as shown in the figure 6.

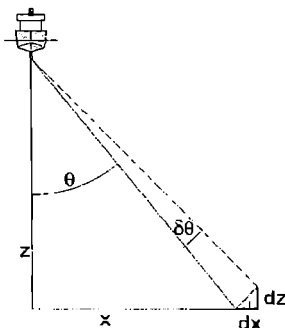


Figure 5. Roll Artifact

Latency Artifacts. There is some time delay between the moment when a GPS has found the position and the moment this data arrives to a computer that is called latency.

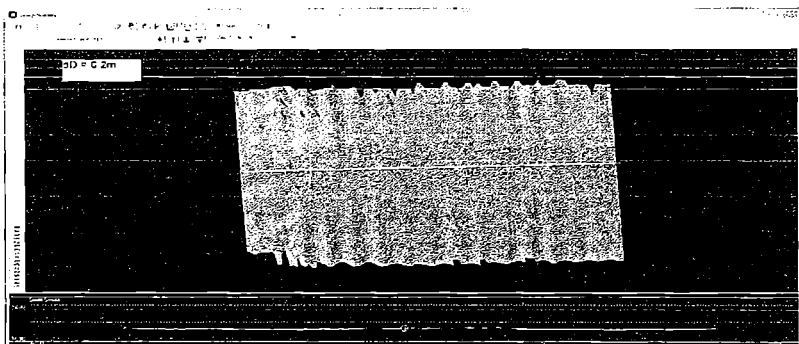


Figure 6. Roll Artifact

If there is latency in the data it can lead to a shift of the real slope. It is easy to detect if you overlay two along track profiles made across the slope in the same direction but with different speed (MBE) or in opposite directions with the same speed (SBE). Figure 7 shows the latency of 1s leads to almost 3.5m shift of the slope at a depth of 8-15 m.

The best way to determine the latency is to perform the Patch Test.

Pitch Artifact It is almost impossible to install the transducer and an MRU fully aligned along all boat reference axes. Angular offset ($\delta\phi$) along the keel (i.e. pitch angle) may lead to bottom position error in both, horizontal and vertical directions (figure 8). For example, 5 degrees pitch angle can result in the vertical error equal to 0,5 % of the depth range. Since the MBE signal is spreading downwards, vertical error (dZ) is negligible compared to the horizontal one (dX).

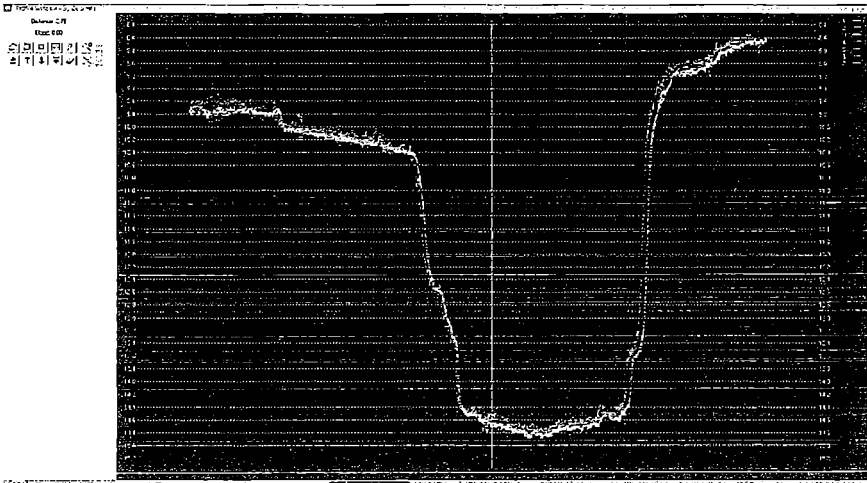


Figure 7. Profile view of the two datasets with the latency artifact along the track across the channel in HYSWEEP Editor

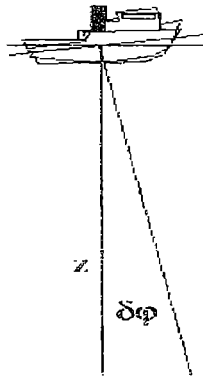


Figure 8. Pitch artifact

Pitch angle is determined by the Patch Test procedure over the slope or over an object on the bottom in the deepest part of survey area. Two runs over the same planned line at opposite directions are necessary.

During post processing of the survey data we have found out that 10 degrees pitch angle resulted in horizontal shift of 7,5 m and vertical shift of 0,05 m at 15 m depth range.

Heading Artifact. Heading artifact result in horizontal error of the bottom detected especially on the outer beams of an MBES. This error is increased with the depth range.

Such an artifact can be found because there is an angular misalignment between the transducer and the vessel frame or MRU frame.

Heading angle can be determined during the Patch Test procedure over the slope or an object on the bottom by running two lines in the same direction offset by one depth distance.

The conclusions and the prospects of the farther study. Hydrographic surveys should follow the international sets of rules and procedures from one hand and are affected by quick changes of the conditions of the relief, survey boat properties as well as by parameters and restrictions of the sensors and automatic complexes involved. All this leads to more attention paid to better estimation of the hydrographic surveys accuracy and to more parameters to determine. Therefore it is more important now to develop some automatic methods to determine artifacts from the additional sensors [3], aimed at integrated combination of the computation abilities of the computers and professional preparation of the personal.

The described problem can be solved by using systematic approach to the studies of the new patterns of the artifacts, their interactions and, as the result, to level up the performance and reliability of the surveys.

REFERENCES

1. *Manual on Hydrography: 2 T. / International Hydrographic Organization. – 2006. – К. – Т.1. – P. 247.*
2. *IHO Standards for Hydrographic Surveys. – S44. – Ed. 5. – Feb. 2008.*
3. *Дворецкий В.А. Автоматизация учета радиолокационной девиации / В. А. Дворецкий // Судовождение: Сб. научн. трудов Одесской национальной морской академии. – Одесса, 2000. – № 2. – С. 47-49.*

Стаття надійшла до редакції 20.11.2018

Рецензенти:

доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри Гідрографії та морської геодезії Національного університету «Одеська морська академія» **І.І. Гладких**

кандидат технічних наук, професор, завідувач кафедри Судноводіння Національного університету «Одеська морська академія» **В.Г. Алексишин**

УДК 621.6.033:656.022.9

МЕТОД ОЦІНКИ ОБСЯГІВ МАЛИХ РОЗЛИВІВ НАФТИ ТА НАФТОПРОДУКТІВ В МОРСЬКИХ ПОРТАХ

О.А. Кравченко

ст. викладач кафедри «Експлуатація флоту і технологія морських перевезень»

Одеський національний морський університет

Анотація. В статті проаналізовано статистичні дані за кількістю розливів нафти та нафтопродуктів в морських портах. Виявлено та класифіковано фактори, що викликають розлив нафти і нафтопродуктів в морських портах, визначено коефіцієнт оцінки обсягу при розливах нафти малих розмірів. В результаті дослідження встановлено, що облік малих розливів нафти і нафтопродуктів є основою для розробки методів по визначенню величини шкоди при малих розливах нафти і нафтопродуктів, а також вироблення рішень щодо прийняття адекватних дій по його ліквідації.

Ключові слова: малі розливи нафти та нафтопродуктів, морські порти, аналіз розливів нафти, коефіцієнт оцінки обсягу розливів.

УДК 621.6.033:656.022.9

МЕТОД ОЦЕНКИ ОБЪЕМОВ МАЛЫХ РАЗЛИВОВ НЕФТИ И НЕФТЕПРОДУКТОВ В МОРСКИХ ПОРТАХ

А.А. Кравченко

ст. преподаватель кафедры «Эксплуатация флота и технология морских перевозок»

Одесский национальный морской университет

Аннотация. В статье проанализированы статистические данные по количеству разливов нефти в морских портах. Выявлены и классифицированы факторы, вызывающие разлив нефти и нефтепродуктов в морских портах, определен коэффициент оценки объемов разливов нефти малых размеров. В результате исследования установлено, что учет малых разливов нефти и нефтепродуктов является основой для разработки методов по определению величины ущерба при малых разливах нефти и нефтепродуктов, а также выработки решений по принятию адекватных действий по его ликвидации.

Ключевые слова: малые разливы нефти и нефтепродуктов, морские порты, анализ разливов нефти, коэффициент оценки объемов разливов.

UDC 621.6.033:656.022.9

**METHOD ASSESSMENT OF THE SIZE OF THE SMALLEST CATEGORY
OIL AND PETROLEUM PRODUCTS SPILLS IN THE SEAPORTS**

A.A. Kravchenko
Senior Lecturer

of the Department «Fleet Operation and Technology of Maritime Transportation»

Odessa National Maritime University

***Abstract.** In article statistical data by the number of oil spills in seaports are analyzed. The factors causing oil and oil products spills in seaports are revealed and classified, the coefficient of assessment of volumes of oil spills of the small sizes is defined. As a result of a research it is established that accounting of small oil and oil products spills is a basis for development of methods by determination of value of damage at small oil and oil products spills and also development of solutions on acceptance of adequate actions for its elimination.*

***Keywords:** small spills of oil and oil products, seaports, analysis of the oil spill, the coefficient estimates on oil spills.*

Постановка проблеми. Розливи нафти і нафтопродуктів становлять значну небезпечку, обумовлюючи великі економічні втрати, приводячи до погіршення екологічної обстановки, впливаючи на стан здоров'я людей.

Збільшення обсягів перевезень нафти і нафтопродуктів морем, збільшення кількості та розмірів суден, що заходять в порти для бункерування, вимагають постійного проведення аналізу причин і обліку обсягів розливів нафти і нафтопродуктів в акваторії портів, для розробки і прийняття адекватних заходів щодо підвищення безпеки з метою зменшення економічних втрат, і екологічних впливів нафти, що розливається у навколишнє середовище.

Організація робіт в морських портах при виникненні надзвичайних ситуацій техногенного або природного характеру, згідно до статті 12 Закону України «Про морські порти України» [1], покладено на Адміністрацію морських портів України, а також на суб'єкти господарювання, які здійснюють свою діяльність у морському порту, які зобов'язані вживати невідкладних заходів для ліквідації наслідків стихійного лиха, аварій та катастроф.

На підставі закону «Про морські порти України», в кожному порту розробляється «Інструкція з управління безпекою судноплавства на акваторії порту». Однак, в документах, вказується лише місце в акваторії порту, де можуть статися розливи нафти і нафтопродуктів. При цьому не вказуються можливі причини розливу нафти, відсутні критерії щодо

визначення розмірів розливів нафти, а відповідно, і рекомендації щодо усунення розливів нафти і нафтопродуктів в залежності від розмірів і причин розливів.

Історично, розливи, як правило, класифікуються за розміром: малі (менше 7 т), середні (7-700 т) і великі (понад 700 т) [2]. Розміри розливів нафти і нафтопродуктів визначають кількість і вид технічних засобів, хімічних препаратів, кількість задіяних суб'єктів при прийнятті заходів щодо запобігання та усунення наслідків розливів в акваторії портів.

Розлив нафти в акваторії морського порту з тих чи інших причин може статися:

- з причалу іншого берегового об'єкта, що межує з акваторією порту (з ливнестоку, з території);

- з судна під час його підходу / відходу і стоянки біля причалу, або під час проходження по акваторії і підхідному шляху до неї.

З огляду на необхідність вдосконалення системи управління безпекою на акваторії порту, актуальним є аналіз причин розливів нафти і визначення критеріїв для оцінки обсягів розливів нафти і нафтопродуктів як наукова основа для вдосконалення заходів щодо забезпечення екологічної безпеки при заході суден в морські порти.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Основні наукові положення щодо аналізу та обліку розливів нафти і нафтопродуктів ґрунтуються на статистичних даних, представлених у звітах світових брокерів, таких як ITOPIF [2], британське суднове агентство Clarksons [3], а також у відомих статистичних дослідженнях ЦНИИМФ [4].

Питання обліку та аналізу розливів нафти і нафтопродуктів присвячено значну кількість наукових робіт. В роботі [5] запропоновано методику визначення розрахункової частоти розливів нафти з двох пошкоджених танків на акваторії морського порту. В роботі [6] розглянуто різні аспекти аналізу ризиків для водних екосистем при аварійних розливах нафти і нафтопродуктів, методика прогнозування екологічних ризиків аварійних нафторозливів на водній поверхні розглянуті в дослідженні [7]. Аналіз техногенних ризиків при проведенні технологічних процесів навантаження, вивантаження і допоміжних операцій при проведенні ремонтних робіт на нафтоналивних резервуарах, виконаний у роботі [8]. Математична модель розтікання нафтової плівки з поверхні моря запропонована в роботі [9].

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми. Більшість робіт присвячено питанням великих розливів нафти при її транспортуванні в морських танкерах при аварійних ситуаціях на судах. Однак цілий ряд питань, пов'язаних з оцінкою обсягу малих розливів нафти і нафтопродуктів, вивчені недостатньо.

При цьому, розливи нафти і нафтопродуктів слід враховувати не тільки при роботі танкерів, але інших торговельних суден, що заходять в порт для здійснення транспортно-технологічних процесів і операцій.

Беручи до уваги середню частоту заходів суден тільки в Одеський порт в 2017 р, і випадків малих розливів нафти і нафтопродуктів при виконанні бункерування, зачистки танків і інших операцій, дослідження причин малих розливів, оцінка їх обсягу, є актуальним науковим завданням.

Мета статті. Таким чином, мета статті – розробити метод оцінки обсягів малих розливів нафти і нафтопродуктів при організації транспортного процесу в морських портах.

Для досягнення поставленої мети необхідно:

- Проаналізувати статистичні дані щодо кількості розливів нафти різних розмірних категорій в портах.
- Класифікувати причини розливів нафти і фактори, які їх викликають.
- Оцінити масу розливів нафти і нафтопродуктів при малих розливах нафти по виявленим факторам.

Виклад основного матеріалу. Аналіз статистичних даних ІТОРФ [2] за період з 2000 по 2017 рр., показує, що кількість і обсяг розливів нафти від 7 до 700 т зменшується, і в 2018 р. ця тенденція збережеться з достовірністю 82 %. При цьому кількість розливів до 7 т не має явно вираженої тенденції до зниження, і обсяг малих розливів нафти і нафтопродуктів близький за масштабами до обсягу великих розливів в 2018 р., (рис. 1).

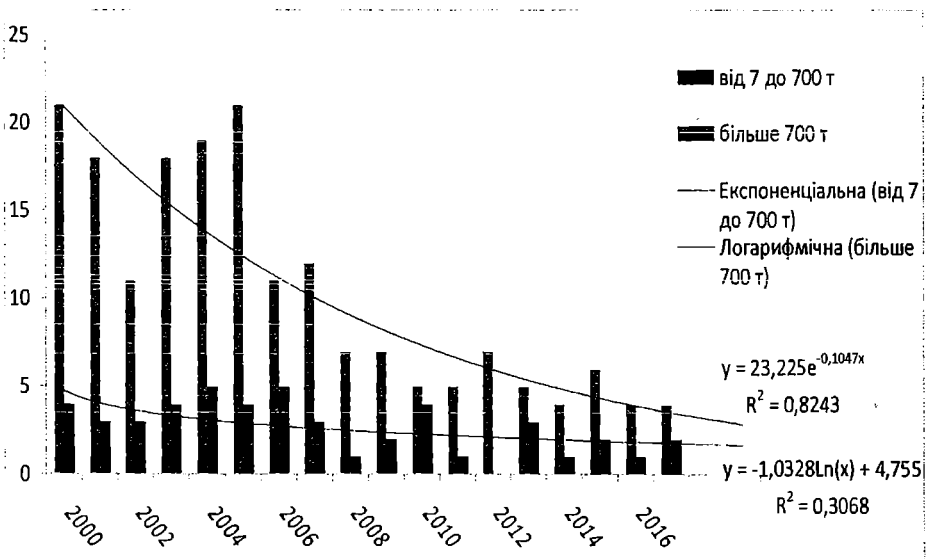


Рис. 1. Середньорічна кількість розливів нафти з суден світового танкерного флоту

З графіка видно, що якщо по великим розливам вживаються заходи для їх запобігання і спостерігається позитивна динаміка щодо зниження рівня забруднень моря нафтопродуктами, то питань запобігання малих розливів нафти приділяється недостатньо уваги з боку вчених. На частку малих розливів нафти припадає найбільша їх кількість, рис. 2 [4].

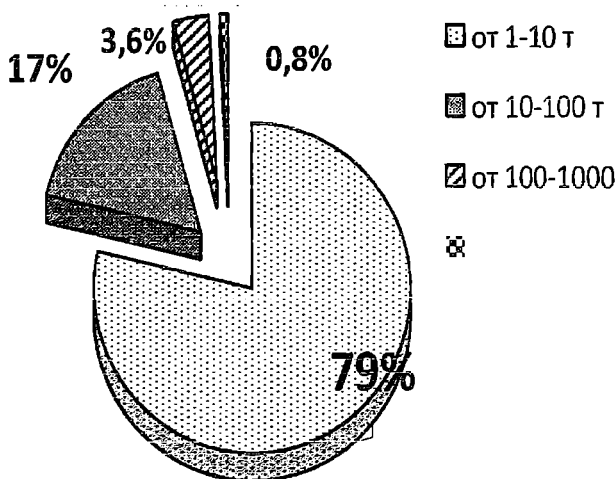


Рис. 2. Статистичні дані по розливам нафти різних обсягів

Такі розливи відбуваються при завантаженні / розвантаженні нафти і нафтопродуктів в / з танкерів, а також при бункеруванні інших суден, які заходять в порт для здійснення транспортно-технологічних процесів і операцій.

За даними аварійних розливів основні проблеми пов'язані з порушенням безпеки, і розливи нафти відбуваються під час виконання вантажно-розвантажувальних робіт у терміналів, загальне число яких за п'ятирічний період перевищує 3000 раз (табл. 1).

Як видно з табл. 1, число малих (менше 7 т) розливів нафти і нафтопродуктів більше при технологічних процесах і операціях (7 864 випадки), ніж при аварійних.

Офіційна статистика фіксує лише ті розливи, при яких виливається більше 8 т нафти, а розлив до 7 т включно вважається просто інцидентом, який не потрібно декларувати і про який годі й сповіщати владу.

Проаналізувавши дані табл. 1, можна оцінити обсяг розливів нафти різних розмірів. Розділимо розливи за такими чинниками:

- пов'язані з операціями в порту;
- пов'язані з аварійними ситуаціями.

Таблиця 1

Причини й кількість розливів нафти та нафтопродуктів різних розмірів

Фактори	Менше 7 т	7-700 т	Більше 700 т	Загалом
Операції				
Завантаження/ розвантаження	3 163	395	42	3 600
Бункерування	571	32	1	604
Інші операції	1 288	183	2	1 473
Невідомі	2 842	762	80	3 684
Всього	7 864	1 372	125	9 361
Аварійні ситуації				
Зіткнення	187	364	136	687
Посадка на міль	240	271	150	661
Пошкодження корпуса	577	101	60	738
Пожежі та вибухи	174	49	53	276
Інші ситуації	1 814	175	32	2 021
Невідомі	3 184	203	13	3 400
Всього	6 176	1 163	444	7 783
Загалом	14 040	2 535	569	17 144

Позначимо малі розливи нафти (від 1-7 т) через М, середні (від 7-700 т) – через С і великі (для розрахунків прийемо 1000 т) – через В, а також сумарну масу (об'єм) розливу як $\sum_{i=1}^I P_{o_i}^{M,C,B}$ – для розливів,

пов'язаних з операціями в порту, і $\sum_{i=1}^I P_{a_i}^{M,C,B}$ – пов'язаних з аварійними ситуаціями.

Сумарну масу (об'єм) розливу визначимо за формулою:

- для розливів, пов'язаних з операціями в порту

$$\sum_{i=1}^I P_{o_i}^{M,C,B} = q^{M,C,B} \cdot N_{o_i}^{M,C,B} \quad (1)$$

$i=1,2,3,4$

- для розливів, пов'язаних з аварійними ситуаціями

$$\sum_{i=1}^I P_{a_i}^{M,C,B} = q^{M,C,B} \cdot N_{a_i}^{M,C,B} \quad (2)$$

$i=1,2,3,4,5,6$

де $q^{M,C,B}$ – маси разових малих, середніх і великих розливів при факторах, пов'язаних з операціями і аварійними ситуаціями відповідно, т;

$N_{o_i}^{M,C,B}$, $N_{a_i}^{M,C,B}$ – число випадків малих, середніх і великих

розливів при факторах, пов'язаних з операціями і аварійними ситуаціями відповідно.

Для розрахунків приймемо 1 т – для разового малого розливу, 8 т – для разового середнього розливу і 701 т – для разового великого розливу. Отримані результати розрахунків представимо в табл. 2.

Таблиця 2

Маса розливої нафти і нафтопродуктів, т

Вид операції/об'єм	1 т	8 т	701 т	Загалом
Операції				
Завантаження/розвантаження	3 163	3 160	29 442	35 765
Бункерування	571	256	701	1 528
Інші операції	1 288	1 464	1 402	4 154
Невідомі	2 842	6 096	56 080	65 018
Всього по операціям	7 864	10 976	87 625	106 465
Аварійні ситуації				
Зіткнення	187	2 912	95 336	98 435
Посадка на міль	240	2 168	105 150	107 558
Пошкодження корпусу	577	808	42 060	43 445
Пожежі та вибухи	174	392	37 153	37 719
Інші ситуації	1 814	1 400	22 432	25 646
Невідомі	3 184	1 624	9 113	13 921
Всього по ситуаціям	6 176	9 304	311 244	326 724
Загалом	14 040	20 280	398 869	433 189

Оцінимо отриманий розлив по кожному фактору через коефіцієнт $K_{o_i}^{M,C,B}$ для розливів, пов'язаних з операціями в порту і $K_{a_i}^{M,C,B}$ для розливів, пов'язаних з аварійними ситуаціями. Визначимо частку розливу по кожному фактору по формулі:

- для розливів, пов'язаних з операціями в порту

$$K_{o_i}^{M,C,B} = \frac{\sum_{i=1}^I P_{o_i}^{M,C,B}}{\sum_{o} P_{o}^{заг}^{M,C,B}} \quad (3)$$

$i=1,2,3,4$

- для розливів, пов'язаних з аварійними ситуаціями

$$K_{a_i}^{M,C,B} = \frac{\sum_{i=1}^I P_{a_i}^{M,C,B}}{\sum_a P_a^{3az^{M,C,B}}} \quad (4)$$

$i=1,2,3,4,5,6$

де $\sum P_o^{3az^{M,C,B}}$, $\sum P_a^{3az^{M,C,B}}$ – загальна маса малих, середніх і великих розливів нафти при факторах, пов'язаних з операціями в порту і аварійними ситуаціями відповідно, т.

Отримані результати представимо в табл. 3.

Таблиця 3

Частка розливу нафти і нафтопродуктів за операціями

Вид операції/об'єм	Менше 7 т	7-700 т	Більше 700 т	Загалом
Операції				
Завантаження/розвантаження	0,40221	0,28790	0,33600	0,33593
Бункерування	0,07261	0,02332	0,00800	0,01435
Інші операції	0,16378	0,13338	0,01600	0,03902
Невідомі	0,36139	0,55539	0,64000	0,61070
Всього по операціям				
Аварійні ситуації				
Зіткнення	0,03028	0,31298	0,30631	0,30128
Посадка на міліну	0,03886	0,23302	0,33784	0,32920
Пошкодження корпусу	0,09343	0,08684	0,13514	0,13297
Пожежі та вибухи	0,02817	0,04213	0,11937	0,11545
Інші ситуації	0,29372	0,15047	0,07207	0,07849
Невідомі	0,51554	0,17455	0,02928	0,04261
Всього по ситуаціям	1	1	1	1

Як видно з табл. 3 найбільше число малих розливів нафти і нафтопродуктів припадає на операції навантаження і вивантаження танкерів (40,2 %). Аварійні ситуації викликають малі розливи нафти з невідомих причин становлять 51 % усієї кількості розлитої маси нафтопродуктів.

Як видно з табл. 4, найбільша частка кількості розлитої нафти і нафтопродуктів припадає на малі розливи нафти при проведенні бункерних робіт, приблизно 37,4 % від усієї розлитої маси нафтопродуктів.

Таблиця 4

Частка розливу нафти і нафтопродуктів за розмірами

Вид операції/об'єм	Менше 7 т	7-700 т	Більше 700 т	Загалом
Операції				
Завантаження/ розвантаження	0,08844	0,08835	0,82321	1
Бункерування	0,37369	0,16754	0,45877	1
Інші операції	0,31006	0,35243	0,33751	1
Невідомі	0,04371	0,09376	0,81253	1
Всього по операціям	0,07386	0,10309	0,82304	1
Аварійні ситуації				
Зіткнення	0,00189	0,02958	0,96852	1
Посадка на міліну	0,00223	0,02016	0,97761	1
Пошкодження корпуса	0,01328	0,01859	0,96812	1
Пожежі та вибухи	0,00461	0,01039	0,98499	1
Інші ситуації	0,07073	0,05459	0,87468	1
Невідомі	0,22872	0,11665	0,65462	1
Всього по ситуаціям	0,01890	0,02848	0,95262	

При аварійних ситуаціях, кількість малого розливу нафти і нафтопродуктів становить 22,9 % від загальної маси розливу при невідомих операціях.

Висновки та пропозиції. Виконаний в статті аналіз статистичних даних виявив, що зниження кількості випадків розливу нафти і нафтопродуктів, спостерігається при великих і середніх обсягах розливів. При цьому, випадки малих розливів нафти і нафтопродуктів не мають такої тенденції і в 2017 році їх кількість наблизилася до кількості середніх і великих розливів. Це є наслідком не достатньої уваги до проблеми малих розливів нафти і нафтопродуктів з боку вчених і відповідальних організацій.

У статті основні причини розливів нафти і нафтопродуктів розділені на дві категорії: що відбулися в результаті аварій і при виконанні технологічних процесів і операцій суден в портах.

Така класифікація дозволила сформулювати чинники, що впливають на розлив нафти і нафтопродуктів в рамках кожної категорії.

Визначено коефіцієнт для оцінки обсягів розливів по кожному фактору в рамках кожної категорії, який дозволяє оцінити частку маси розливої нафти і нафтопродуктів за основними розмірами розливу.

В результаті розрахунків коефіцієнта за розмірами розливу отримані наступні результати: найбільшу кількість нафтопродуктів потрапляє в море при малих розливах нафти при бункеруванні 37,4 % і при інших операціях 31 %.

Найбільша кількість нафтопродуктів, яка потрапляє в море, при середніх розливах, відбувається під час інших операцій суден (35,2 %).

Найбільша кількість нафтопродуктів потрапляє в море, при великих розливах, при завантаженні / розвантаженні танкерів в портах (82,3 %).

Аварійні ситуації, по кожному фактору воляють великі розливи нафти і нафтопродуктів, на частку малих розливів нафти припадає 22,9 % всієї маси розлитої нафти в портах з невідомих причин.

Маса розлитих нафти і нафтопродуктів може характеризувати можливість і здатність рятувальних формувань, які залучаються на відповідному рівні локалізувати розлив і зібрати розливу нафту і нафтопродукти. І, якщо ймовірність травмування або смертей людей при малих розливах нафти і нафтопродуктів невелика, то величина збитку підприємствам, які експлуатують об'єкт, і навколишньому середовищу – значна.

Таким чином, дослідження показало, що облік малих розливів нафти і нафтопродуктів є основою для розробки методів по визначенню величини шкоди при малих розливах нафти і нафтопродуктів, вироблення рішень щодо прийняття адекватних дій по його ліквідації.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Закон України «О морских портах Украины» / Ведомости Верховной Рады Украины (ВВР). – 2013. – № 7. – С. 65. / <http://uazakon.ru/zakon/zakon-o-morskih-portah.html>.
2. ITOPF. *Oil Spill Stats 2017* web. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.itopf.com>.
3. Британское агентство Clarksons. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.clarksons.com>.
4. ЦНИИМФ. Лаборатория экологической безопасности морского транспорта Семанова Г.Н. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.cniimf.ru>.
5. Маценко С.В. О вероятности крупномасштабных аварий танкеров в морских портах // С.В. Маценко, Н.Н. Чура, В.С. Бердников / Сб. научных статей Эксплуатация морского транспорта. ГМА им. Адм. С.О. Макарова. – № 2 (56). – 2009. – С. 69-72.
6. Мохсен Абдульхаким Мохсен Ахмед, Фрумин Г.Т. Анализ риска для водных экосистем при аварийных разливах нефти и нефтепродуктов / Мохсен Абдульхаким Мохсен Ахмед, Г.Т. Фрумин // Современные проблемы науки и образования. – 2009. – № 4. – С. 76-81.

7. *Методика прогнозирования экологических рисков аварийных нефтеразливов на водной поверхности [Текст]: автореф. дис. канд. геогр. наук: 25.00.36 / Мохсен АбдульхакиМ Мохсен Ахмед. – СПб., 2010 г. – 21 с.*
8. *Калиновский А.Я. Визначення техногенних ризиків під час ремонтних робіт на резервуарах з нафтопродуктами / А.Я. Калиновський, В.О. Липовий, А.В. Титаренко / VOL 6. – № 3(26). – 2015. SYSTEMS AND CONTROL PROCESSES. – С. 13-18. [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://journals.urau.ru/tarp/issue/view/3486>.*
9. *Гамзаев Х.М. Моделирование растекания нефтяной пленки по поверхности моря / Х.М. Гамзаев // Прикладная механика и техническая физика. – Т.50. – № 3. – 2009 г. – С. 127-130.*

Стаття надійшла до редакції 22.12.2018 р.

Рецензенти:

доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Експлуатація флоту і технологія морських перевезень» Навчально-наукового інституту морського бізнесу Одеського національного морського університету **О.Г. Шибасєв**

кандидат технічних наук, доцент, ректор Інституту морегосподарства та підприємництва **О.В. Яценко**

УДК 623.48

**КОМПЛЕКСОМЕТРИЧНА МОДЕЛЬ РЕКОНСТРУКЦІЇ ПОРТОВОЇ ЗОНИ
ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ АКУСТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ
ЕКСПЛУАТАЦІЇ БУДІВЕЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ**

Беспалова А.В., к.т.н., професор, Книш О.І., к.т.н., доцент,
Дашковська О.П., к.т.н., доцент, Файзуліна О.А., к.т.н., доцент

Одеська державна академія будівництва та архітектури

Анотація. Виробнича потужність будь-якого механізму може бути ефективно використана, а технічні можливості частин і підрозділів повністю реалізовані за умови, якщо вони будуть ритмічно в різних умовах пересуватися по будівельному майданчику, і в короткі строки в заданий час займати монтажні позиції, вигідні для виконання виробничих завдань. Для забезпечення маневреності ділянок і підрозділів широко використовується інженерна автомобільна техніка. В процесі експлуатації її надійність постійно знижується. Розглянуто показники оцінювання ефективності використання засобів механізації будівельного підприємства. Для регулювання надійності в будівельному виробництві, підвищення ефективності використання споживання паливно-енергетичних ресурсів, необхідно впорядкувати будь-який з варіантів експлуатації машин.

Ключові слова: система засобів механізації, будівельне підприємство, інтервали планово-попереджувальних заходів, безвідмовна робота, енергетична надійність виробництва, ритм енергоресурсів.

УДК 623.48

**КОМПЛЕКСОМЕТРИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РЕКОНСТРУКЦИИ
ПОРТОВОЙ ЗОНЫ С ПРИМЕНЕНИЕМ АКУСТИЧЕСКИХ
ПОКАЗАТЕЛЕЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ СТРОИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ**

Беспалова А.В., к.т.н., профессор, Книш А.И., к.т.н., доцент,
Дашковская О.П., к.т.н., доцент, Файзулина О.А., к.т.н., доцент

Одесская государственная академия строительства и архитектуры

Аннотация. Производственная мощность любого механизма может быть эффективно использована, а технические возможности участков и подразделений полностью реализованы при условии, если они будут оперативно в различных условиях передвигаться по строительной площадке, и в заданное время занимать монтажные позиции. Для обеспечения маневренности участков и подразделений широко используется инженерная автомобильная техника.

© Беспалова А.В., Книш О.І., Дашковська О.П., Файзуліна О.А., 2018

В процессе эксплуатации ее надежность постоянно снижается. Рассмотрены показатели оценки эффективности использования средств механизации строительного предприятия. Для регулирования надежности, повышения эффективности использования потребления топливно-энергетических ресурсов необходимо упорядочить любой из вариантов эксплуатации машин.

Ключевые слова: система средств механизации, строительное предприятие, интервалы планово-предупредительных мероприятий, безотказная работа, энергетическая надежность производства, ритм энергоресурсов.

UDC 623.48

**COMPLEXOMETRIC MODEL OF RECONSTRUCTION
OF THE PORT ZONE WITH APPLICATION OF ACOUSTIC INDICATORS
OF OPERATION OF THE CONSTRUCTION EQUIPMENT**

Bespalova A.V., PhD., Professor, **Knuish A.I.**, PhD., Assistant Professor,
Dashkovskaya O.P., PhD., Assistant Professor,
Faizulina O.A., PhD., Assistant Professor

Odessa State Academy of Civil Engineering and Architecture

***Abstract.** The main constraint on the technical and technological modernization of national construction as whole and individual regions, in particular, is the state of the machine and tractor technical service. Today, supply of construction enterprises with construction machinery is 40-50 % of the regulatory requirements. Over the past 5 years there has been a significant reduction in the machine and tractor systems that had led to reduction of specific energy supply per unit of building area up to 1,2 hp per meter cube (at the rate of 3 hp/mc service), and to increase in the existing equipment load as well as the number of failures. This reduction is also determined by a violation of the ratio between the number of incoming machinery and machinery outgoing because of its wear and tear. Thus, compliance with building time limits of construction production in energy-intensive work depends largely on the service enterprises that are to respond to the equipment failure as quickly as possible and to repair it in a quality manner. Mobile teams carry out maintenance service. Odessa region is characterized by large geographic extent, which is reflected in the increase in transport costs of service companies, outage of construction equipment and, consequently, in building industrial complex effectiveness reduction. The necessity of improving technologies of repair and maintenance of construction machinery is grounded. It is developed a model to optimize service operations. Advantages of the proposed optimization for building organization are marked.*

***Keywords:** system mechanization construction company, the intervals scheduled preventive measures, faultless work, energy reliability production rhythm of energy.*

Вступ. Згідно з проектом розвитку об'єктів портової інфраструктури загального користування для підприємств, розташованих в морському порту «Южний» передбачено: визначення умов та порядку користування акваторією морського порту «Южний» суб'єктами господарювання; організація та забезпечення безпеки судноплавства, охорони суден та портових засобів; визначення умов та порядку фінансування витрат, пов'язаних з утриманням акваторії, під'їзних залізничних та автомобільних шляхів; контроль з боку порту за станом акваторії, виконанням вимог щодо запобігання забрудненню, техногенної та екологічної безпеки, тощо; упорядкування електрозабезпечення суб'єктів господарювання, умов та порядку фінансування витрат, пов'язаних з утриманням діючих та будівництвом нових мереж.

Визначення нормативних умов взаємодії між суб'єктами господарювання на період до 2038 року, пов'язаних з торговельним мореплавством, будівництвом та експлуатацією причальних споруд, терміналів і перевантажувальних комплексів у межах акваторії і території морського порту, передбачає врахування показників енергоефективності відповідно до регламентуючих інстанцій згідно рішенням Кліматичної конвенції (Париж, Франція) та Концепції дії (Бонн, ФРН) [1]. При виконанні будівельних робіт одночасно можуть використовуватися різні види ПЕР: дизпаливо, бензин, газ, зріджений газ, електроенергія, теплова енергія та ін. Для обліку загальної кількості енергоресурсів норму витрат ПЕР пропонується визначати в кількості умовного палива (у.п.), віднесеного до об'єму продукції. Згідно Положень та Рекомендацій [1] по обмеженням використання вугілля та його похідних за зразок (у.п.) в транспортному та енергетичному виробництві використовується насичена пропан-бутанова суміш у об'ємній кількості 1 gal. В якості показника об'єму залишається кількість виробленої продукції (роботи), виражена в конкретних фізичних одиницях, наприклад: м², м³, м, шт., кг, л і тощо. Однак, найбільш зручно в якості вимірювача використовувати умовну величину – одиницю відновлювання засобів механізації при організації будівельно-монтажних робіт. Ступінь довершеності експлуатації засобів механізації та раціональної організації функціонування системи засобів механізації (СЗМ) висвітлені в роботах відомих вчених в області організації і технології будівельного виробництва: Атаєва С.С., Афанасьєва В.О., Гончаренко Д.Ф., Друкованого М.Ф., Ушацького С.А., Черненка В.К., та ін., а в області механізації і автоматизації будівельних процесів – Кудрявцева Е.М., Землякова Г.В., а також у роботах ряду інших вітчизняних і закордонних вчених. Існуючі аналітичні моделі розроблені по методам та алгоритмам раціоналізації та оптимізації парків машин основного призначення. Увага організації робіт допоміжних механізмів та ремонтних агрегатів приділялась у наукових працях Ю.І. Білякова, В.О. Поколенка, В.К. Черненка, Г.В. Лагутіна, О.А. Тугая, О.А. Лозовського, В.І. Доненка та ін.

Мета та задачі. Розробка сучасних науково-теоретичних моделей організації оптимальних систем, засобів механізації будівельних підприємств та метрологічних систем контролю з урахуванням впливу якості використання паливно-енергетичних ресурсів виробництва.

Об'єкти та методи дослідження. Реальні будівельні процеси, застосування системного аналізу для системи засобів механізації будівельного підприємства (СЗМБП). Методологія, методи, управління будівельним виробництвом на підставі діючих стандартів використання паливно-енергетичних ресурсів (ПЕР) та інноваційних досліджень синтетичного походження.

При проведенні досліджень аналізуються енерговитрати засобів механізації, що були умовно розподілені на три основні види:

– засоби механізації та робочі машини, що перебувають на балансі загальнобудівельних підприємств та організацій (ЗМБП) та проходять технічний сервіс на монтажних ділянках порту;

– засоби механізації, що безпосередньо обслуговують монтажні машини та портове обладнання;

– засоби механізації, що виконують спеціалізовані роботи в стаціонарних ремонтно-механічних майстернях.

При обчисленні якості використання паливно-енергетичних ресурсів (ПЕР) виробництва враховувались системи потокового транспортування ПЕР та локального складування в межах робочої ділянки. Досліди розширювались не тільки на експлуатаційну об'єктову частину, а й охоплювали сервісні центри обслуговування засобів механізації (ЗМ) [1]. Синтетичні дослідження реалізовані з використанням принципу енергоакустичної подібності з урахуванням питомого навантаження на енергетичні агрегати машин та агрегатів. Для оперативності проводилось 2D попереднє обстеження будмайданчику з 3D вимірами із залученням квадрокоптера на наступній серії вимірів. Акустичні проміри середовища у 2D, 3D режимах проводились частковою серією випробувань. Натуральні витрати паливо-мастильних речовин встановлювались із використанням ультразвукового витратоміра. Датчики безпосередньо встановлювались на паливомагістраль енергетичної машини, що досліджувалася. Удосконалені системи безконтактного моніторингу витрат ПЕР із залученням моделювання акустичних процесів виробничої ділянки транспортного будівництва Южненського морського торговельного порту (ЮМТП). Завдяки просторовому руху в межах ЮМТП досягалась «закріплення-визначення» витрат ПЕР по машинах та ділянках.

Результати досліджень. Було встановлено, що будь який з варіантів експлуатації машин вимагає економічної оцінки та дослідження методів організації використання ПЕР. Розглянуто показники оцінки ефективності використання ЗМ будівельного підприємства (БП). Досліджено питання взаємної відповідності режимів виконання робіт у складі календарного плану з технічними параметрами, що характеризують пра-

цездатність ЗМ. Встановлені залежності коефіцієнтів енергоефективності ЗМ, при яких експлуатація СЗМБП є доцільною з позиції управління якістю [2; 3].

Для математичної формалізації зазначених моделей припущено, що кожна група ЗМ здатна напрацювати деякий час до тих пір, поки значення енергоефективності залишаються адекватними. В іншому випадку виникає необхідність у сервісному обслуговуванні та ремонті. Кількість ефективних і неефективних ЗМ визначається в кожен момент часу та простору усієї СЗМБП, та стає запорукою резервування ПЕР – тобто енергонадійності ЗМ [4].

Маємо на увазі, що енергонадійність засобів механізації будівельного підприємства – здатність виконувати завдання з початковим рівнем енерговитрат, тобто мати у наявності необхідну кількість ефективних (працездатних) засобів механізації [3; 4]. Порушення останньої умови робить непрацездатною усю СЗМ. Розглянемо можливі випадки надійності СЗМБП в залежності від особливостей побудови ресурсної енергограми робочого процесу [5].

Узагальнена підсумкова модель визначення надійності СЗМ та організації її оптимального обслуговування включатиме наступні дії:

- визначення середнього ефекту за період обслуговування ЗМ;
- визначення середньої тривалості періоду середнього ремонту ЗМ;
- встановлення цільових функцій періоду експлуатаційної надійності ЗМ;
- визначення оптимальної точки періоду проведення примусових заходів по заміні застарілих ЗМ.

Отримана система ідентифікації надійності системи засобів механізації будівельного підприємства для випадків відновлених та невідновлених станів дозволяє перейти до розробки алгоритмів обслуговування ЗМ з урахуванням діючої структури БП та впливу на ресурсне забезпечення зовнішніх умов виробництва [5].

Розглянемо деякі алгоритми базового функціонування підприємства із накладанням впливу факторів та застосуванням комп'ютерного управління ресурсними базами.

В якості модельного об'єкту було прийнято виробництво фондowego будівельного призначення із встановленим штатним складом ЗМ 37 %, відновлювальними ресурсами об'єктового типу з показником не менше 90 % (табл. 1; 2). Інші виробничі втрати компенсуються за рахунок аутсорсінгу послуг та ресурсів. Процесний вплив цих явищ невеликий, якими можна знехтувати.

Таким чином, початкова надійність системи засобів механізації будівельного підприємства знаходилась на рівні 37 %, а автономність функціонування систем ЗМ знаходилась на рівні не менш 85-90 %. Ресурсному аналізу підлягали рухомі відновлювальні дільниці (табл. 3).

Обчислення ресурсів ЗМ проводилось автоматизованим шляхом на базі розробок акустичної лабораторії ОДАБА та з використанням матеріалів програмного забезпечення Г. Землякова (БДТУ, Білорусь). В якості провідних ресурсних ЗМ об'єкту вибрані: екскаватор (табл. 1), автоміксер безперервного циклу (табл. 2) та СЗМБП оперативного обслуговування типу ПАРМ-1М з модернізованим пусковим пристроєм та автономним електрогенеруючим обладнанням (табл. 3). Виробництво, регламентоване з монтажними ділянками, зовнішніми системами водопостачання, електропостачання та зв'язку, знаходилось в межі кошторису проекту.

Таблиця 1

Ресурсна готовність екскаватора типу ЭО-3323А

Об'єкт		Промислова споруда двоповерхова				Підрядник	
№	Дата спостереження	Час спостереження				Тривалість	
		Зміна	Початок	Закінчення	Тривалість		
4	29.05.2018	1	9:00	17:00	7,5 год		
Вид робіт				Об'єм робіт		Вартість робіт	
Розробка ґрунту в «відвал»				168	м ³	306,9	ОВР
Вид витрати ТЭР		Технологічні потреби					
		Земляні роботи					
Енергоспоживач		Час роботи		Кількість ПЕР		Примітка	
Одноковшовий екскаватор із зворотною лопатою		Одиниці вимірювання		№			
				кг. умов. палива			
ЭО 3323А		час	кг.				
Виробничі витрати	При повному навантаженні	2,55	9,48	13,75	37,4		
	При неповному навантаженні	0,55	1,95	4,1	7,7		
	При роботі без навантаження	3,1	10,8	15,66	42,6		
	Разом:	6,2	22,23	33,51	87,6		
Втрати	Лишня робота	1,55	2,79	4,045	11		
	Непередбачені роботи	0,1	0,356	0,516	1,4		
	Разом:	1,65	3,14	4,56	12,4		
Всього:		5,81	7,85	25,4	100,0		
Пітомі витрати ПЕР						0,124	кг.ум.п.

Таблиця 2

*Ресурсна готовність
автомобільного бетонозмішувача IVECO-Trakker 380*

Об'єкт		Промислова споруда двоповерхова				Підрядник	
№	Дата спостереження	Час спостереження				Тривалість	
		Зміна	Початок	Закінчення			
6	30.05.2018	1	8:00	15:00		7,5 год	
Вид робіт				Об'єм робіт		Вартість робіт	
Бетонування фундаменту та колонної основи				168	м ³	124,2	ОВР
Вид витрат ПЕР		Технологічні потреби					
		Бетонні роботи					
Енергоспоживач			Час роботи		Кількість ПЕР		Примітка
Автомобільний бетонозмішувач					№		
			Одиниці вимірювання				
IVECO-Trakker 380			час	кг	кг умов. палива	%	
Виробниче навантаження	При повному навантаженні		4,27	26,4	38,28	67,4	
	При неповному навантаженні		0,82	5,077	7,36	12,97	
	При роботі без навантаження		0,95	5,88	8,53	15,03	
	Разом:		6,04	37,36	54,17	95,4	
Витрати	Лишня робота		0,18	1,11	1,61	2,84	
	Непередбачувана робота		0,1	0,66	0,95	1,76	
	Разом:		0,28	1,77	2,56	4,6	
Всього:			6,32	39,13	56,75	100	
Питомі витрати ПЕР						0,457	$\frac{\text{кг}}{\text{ум. л.}}$

Режим роботи транспортних мереж повністю забезпечує потреби забудовника. Тимчасові мережі забезпечують виробничі потреби згідно добового графіку енергопостачання та водопостачання. Додаткових накопичувальних станцій паливно-мастильних матеріалів проектом не передбачено. Сміття, бруд та відходи виробництва частково утилізувались згідно проектної документації. Загальний утилізаційний об'єм протягом дослідів не перевищував 8 % обсягу внутрішнього виробництва. Ресурсний вплив виробників відстежувався на рівні технічного нагляду, а координація дій внутрішніх потужностей знаходилась в колі диспетчерської служби БП. В зоні дії БП залишались матеріальні та кадрові потоки. Чергова система організації руху робітничого складу домінує над конвеєрною, рівень спеціалізації бригад становив не менше 42 %.

Таблиця 3

Ресурсна готовність ділянки оперативного обслуговування ПАРМ-1М

Об'єкт		Промислова споруда двоповерхова			Підрядник		
№	Дата спостереження	Час спостереження				Тривалість	
		Зміна	Початок	Закінчення	Тривалість		
5	30.05.2018	1	9:00	17:00	7,5 год		
Вид робіт				Об'єм робіт		Вартість робіт	
Технічний сервіс обладнання				168	м ³	06,9	ОВР
Вид витрат ПЕР		Технологічні потреби					
		Слюсарні роботи					
Енергоспоживач		Час роботи	Кількість ПЕР				Примітка
Ділянка оперативного обслуговування СМ			№				
		ПАРМ-1М		Одиниці вимірювання			
		час	кг	кг умов. палива	%		
Виробничі витрати	При повному навантаженні	1,73	1,62	13,75	37,4	Розподіл навантаження ОВР ведеться по умовній ділянці ЭО-3323А, тимчасові одиниці відповідають резерву «електроенергія»	
	При неповному навантаженні	0,35	0,504	4,1	7,7		
	При роботі без навантаження	2,08	1,92	15,66	42,6		
	Разом:	4,16	4,044	33,51	87,6		
Втрати	Лишня робота	1,55	0,497	4,045	11		
	Непередбачені роботи	0,1	0,063	0,516	1,4		
	Разом:	1,65	0,56	4,56	12,4		
Всього		5,81	4,604	38,07	100		
Питомі витрати ПЕР						0,124	кг.ум.п.

Згідно з дослідними даними (табл. 3) максимальний операційний час обслуговування системи засобів механізації встановив 5,81 години, що не перевищує змінної потреби на локальній ділянці – 7,5 години. Після обстеження інших ланцюгів системи засобів механізації відтворюється загальнооб'єктова стратегія технічного сервісу інших потокових ділянок.

Оптимізація показників ефективності експлуатації системи засобів механізації в процесі виконання будівельних робіт здійснюється шляхом визначення максимального значення коефіцієнту готовності всіх типів систем з відповідним оптимальним періодом технічного огляду [6].

На завершальному етапі дослідження було сформовано методику обґрунтування способів забезпечення реалізації будівельних потоків та діяльності будівельного підприємства, яка дозволяє враховувати амортизаційну політику будівельного підприємства [7]. Проаналізовано витрати на механізацію БП. В якості критеріїв обрано систему економічних характеристик по забезпеченню реалізації проектів БП [8; 9; 10]. Остаточний вибір критерію ефективності визначається окремою задачею.

Висновки. Практичне використання отриманих результатів та дослідження програмних рішень експлуатації системи засобів механізації будівельного підприємства дозволили встановити значний ефект від використання запропонованих організаційних заходів. Результати впровадження розроблених моделей в практику організації будівництва підприємств Одеського регіону довело актуальність цих досліджень. На основі математичного моделювання організаційно-управлінських процесів календарного забезпечення будівельного виробництва з урахуванням технологічних показників експлуатації системи засобів механізації отримані моделі організації технічної складової діяльності будівельного підприємства у вигляді керованих технічних процесів з урахуванням впливу умов виробництва та зовнішніх факторів.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. FCCC/SBSTA/2018/L.11 *Вспомогательный орган для консультирования по научным и техническим аспектам Сорок восьмая сессия Бонн, 30 апреля-10 мая 2018 года.*
2. Кулік М.В. *Моделювання організаційно-технологічних параметрів раціонального використання систем механізації / М.В. Кулік // Містобудування та територіальне планування: Зб. наук. праць – К.: КНУБА, 2012. – № 46. – С. 309-315.*
3. Кулік М.В. *Оновлення методики визначення ефективності використання засобів механізації в будівництві / М.В. Кулік // Будівельне виробництво: Міжвідомчий науково-технічний збірник. – К.: НДІБВ, 2012. – № 53. – С. 32-36.*
4. Бильченко А.В. *Мультиперспективные модели процесса эксплуатации мостовых сооружений / А.В. Бильченко, А.Г. Кислов // Мости та тунелі: теорія, дослідження, практика. – 2014. – Вип. 6. – С. 14-17.*
5. Лобакова Л.В. *Організаційне моделювання реконструкції будівель при їх перепрофілюванні: Автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: 05.23.08 / Лобакова Лілія В'ячеславівна. – Одеса, 2016. – 21 с.*
6. Болтянский В.Г. *Оптимальное управление дискретными системами / В.Г. Болтянский. – М.: Наука, 1973. – 448 с.*

7. *Організація застосування пересувних засобів метрологічного обслуговування: Навч. посібник.* – К.: НУОУ ім. Івана Черняховського, 2013. – 360 с.
8. *Состояние и перспективы развития автомобильной техники Вооруженных Сил Республики Беларусь.* – Режим доступа к сайту: <http://www.armytagby.ru>.
9. *Спецавтомобиль КУПАВА на базе шасси МАЗ-631705-261 с кузовом 673140 [Электронный ресурс].* – Режим доступа: <http://www.8e.ru/print/4017.php>.
10. *Автомобили КраЗ-6322-02, КраЗ-63221-02, КраЗ-6446-02. Руководство по эксплуатации 6322-02-3902010 РЭ.* – Кременчуг, 2014. – 262 с.

Стаття надійшла до редакції 20.12.2018

Рецензенти:

доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Залізо-бетонні, кам'яні конструкції та транспортні споруди» Одеської державної академії будівництва та архітектури **Є.В. Клименко**

доктор технічних наук, академік, професор кафедри «Матеріалознавство та технологія матеріалів Одеського національного політехнічного університету **В.Г. Лебедєв**

УДК 656.615:658.589

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ СРОКОВ ЗАМЕНЫ ОБОРУДОВАНИЯ
С УЧЕТОМ ИЗНОСА И ИЗМЕНЕНИЙ ЕГО РЫНОЧНОЙ СТОИМОСТИ**

И.А. Лапкина

д.э.н., профессор,
зав. кафедрой «Управление логистическими системами и проектами»
lapkina@ukr.net

Н.А. Малаксиано

к.ф.-м.н., доцент,
доцент кафедры «Управление логистическими системами и проектами»
malax@ukr.net

Одесский национальный морской университет

***Аннотация.** Исследуются вопросы обоснования оптимальных сроков службы перегрузочного оборудования с учетом его физического и морального износа, а также с учетом изменений рыночной стоимости оборудования. В качестве основного показателя эффективности использования оборудования взят показатель ЕАС (Equivalent Annual Cost). В результате проведенного исследования предложена методика расчета оптимальных сроков замены оборудования. Исследования показали, что при планировании стратегий обновления оборудования в ряде случаев целесообразно существенно сократить срок эксплуатации машин старого типа. Предложенная методика позволяет обосновывать как оптимальное время замены оборудования, так и оптимальный возраст приобретаемого оборудования.*

***Ключевые слова:** замена оборудования, эффективность использования оборудования, физический износ, моральный износ, Equivalent Annual Cost.*

УДК 656.615:658.589

**ВИЗНАЧЕННЯ ТЕРМІНІВ ЗАМІНИ ОБЛАДНАННЯ
З УРАХУВАННЯМ ЗНОСУ І ЗМІН ЙОГО РИНКОВОЇ ВАРТОСТІ**

І.О. Лапкіна

д.е.н., професор,
зав. кафедри «Управління логістичними системами та проектами»
lapkina@ukr.net

М.О. Малаксіано

к.ф.-м.н., доцент,
доцент кафедри «Управління логістичними системами та проектами»,
malax@ukr.net

Одеський національний морський університет

***Анотація.** Досліджуються питання обґрунтування оптимальних термінів служби перевантажувального обладнання з урахуванням його фізичного і морального зносу, а також з урахуванням змін ринкової вартості обладнання. В якості основного показника ефективності використання обладнання вибрано показник ЕАС (Equivalent Annual Cost). В результаті проведеного дослідження запропоновано методику розрахунку оптимальних термінів заміни обладнання. Дослідження показали, що при плануванні стратегій оновлення обладнання у ряді випадків доцільно істотно скоротити термін експлуатації машин старого типу. Запропонована методика дозволяє обґрунтовувати як оптимальний час заміни обладнання, так і оптимальний вік обладнання, що планується придбати.*

***Ключові слова:** заміна обладнання, ефективність використання обладнання, фізичний знос, моральний знос, Equivalent Annual Cost.*

UDC 656.615:658.589

DETERMINATION OF REPLACEMENT TERMS OF EQUIPMENT TAKING INTO ACCOUNT DETERIORATION AND CHANGES OF ITS MARKET VALUE

I.O. Lapkina

doctor of economic sciences, professor,
head of department of «Management of logistics systems and projects»
lapkina@ukr.net

M.O. Malaksiano

PhD, associate professor,
department of «Management of logistics systems and projects»
malax@ukr.net

Odessa National Maritime University

***Abstract.** Issues of substantiation of the optimal service life of the handling equipment are examined, taking into account wear and tear, obsolescence and changes in the equipment market value. The EAC (Equivalent Annual Cost) was used as the key performance indicator. As a result of the study, a method for planning equipment replacement terms was proposed. Studies have shown that when planning strategies for upgrading equipment in some cases it is advisable to reduce the life time of old-type machines. The proposed method allows to substantiate both the optimal time for equipment replacement and the optimal age of the equipment being purchased.*

***Keywords:** equipment replacement, equipment use efficiency, deterioration, obsolescence, Equivalent Annual Cost.*

Введение. Модернизация и своевременное обновление оборудования является важным фактором, определяющим эффективное развитие многих предприятий. Поэтому развитие методов обоснования оптимальных сроков службы оборудования имеет большой практический интерес.

Оптимальное время замены оборудования зависит от ряда факторов. Одним из ключевых факторов, определяющих сроки службы оборудования, является физический износ, который проявляется в возрастании количества поломок и росте операционных издержек на оборудование. Вместе с тем на сроки замены оборудования влияет уровень его морального износа, который определяется доступностью на рынке более эффективных или более дешевых аналогов данного оборудования. Также при выборе оптимальных сроков оборудования необходимо учитывать динамику изменения рыночной стоимости как нового, так и бывшего в употреблении оборудования. В большинстве случаев выбор оптимальных сроков обновления оборудования определяется не каким-то одним фактором, а совокупным влиянием всех перечисленных факторов.

В настоящее время ряд украинских предприятий, и в том числе многие предприятия транспортной отрасли, нуждаются в модернизации оборудования. Поэтому большую актуальность имеют вопросы развития теоретических методов, позволяющих эффективно исследовать практические задачи, связанные с обоснованием оптимальных сроков перехода на оборудование нового типа.

Вопросы обоснования оптимальных сроков замены оборудования имеют большое практическое значение. Их изучению посвящен ряд работ разных авторов. Исследования в этом направлении продолжают активно развиваться. В работе [1. С.156-168] для нахождения оптимальных сроков замены оборудования используется метод динамического программирования. В статьях [2-4] исследованы задачи определения оптимальных сроков ремонтов сложного портового оборудования. Вопросы ускоренного определения предела выносливости деталей машин и элементов конструкций, а также вопросы оперативной оценки долговечности новых и восстановленных деталей изучены в работах [5; 6]. Проблемы оптимизации системы технического обслуживания и ремонта средств механизации исследованы в [7]. Вопросы устойчивого функционирования транспортных систем в условиях неравномерного грузопотока и обоснование выбора структуры парка оборудования изучены в публикациях [8; 9]. В [10] изучена задача определения оптимальных сроков службы оборудования с учетом возможности его реставрации. Оптимизации резерва парка портовых перегрузочных машин и определению остаточного ресурса оборудования посвящены работы [11; 12]. В работах [13-15] исследованы оптимальные сроки замены оборудования в условиях неопределенности. В работе [16] использованы многокритериальные оценки для уменьшения рисков при планировании ремонтов и замен сложного портового оборудования, функционирующего в условиях неполностью определенного грузопотока. В статье [17] обоснованы сроки перехода на оборудование нового типа с учетом физического и морального износа, однако не были учтены изменения рыночной стоимости оборудования.

Постановка задачі. Целью данной работы является обоснование оптимальных сроков службы оборудования с учетом его физического и морального износа, а также с учетом изменений рыночной стоимости оборудования.

Изложение основного материала исследования. Будем учитывать не только то, что рыночная стоимость оборудования зависит от его возраста T , но и то, что даже для однотипного оборудования одного и того же возраста T его рыночная стоимость в разные моменты времени t может отличаться. Обозначим через $A_o(T, t)$ стоимость оборудования старого типа, бывшего в употреблении на протяжении T лет, в момент времени t , дол., а через $A_n(T, t)$ – стоимость оборудования нового типа, бывшего в употреблении на протяжении T лет, в момент времени t , долл. Будем считать, что интенсивность операционных расходов, а также стоимость монтажа и демонтажа оборудования зависят только от текущего возраста оборудования. Пусть $c_o(T)$ – средняя интенсивность операционных расходов оборудования старого типа после его эксплуатации в течение T лет, дол./год, а $c_n(T)$ – средняя интенсивность операционных расходов оборудования нового типа после эксплуатации в течение T лет, долл./год. Для обозначения стоимости монтажа и демонтажа будем использовать следующие обозначения:

$S_{o,m}$ – стоимость монтажа и сопутствующие издержки для оборудования старого типа, долл.;

$S_{n,m}$ – стоимость монтажа и сопутствующие издержки для оборудования нового типа, долл.;

$S_{o,d}$ – стоимость демонтажа и сопутствующие издержки для оборудования старого типа, долл.;

$S_{n,d}$ – стоимость демонтажа и сопутствующие издержки для оборудования нового типа, долл.

Обозначим r – годовую ставку процента при непрерывном наращении. Тогда современная стоимость капитальных расходов, приведенных к моменту времени t_1 , для оборудования старого типа, уже бывшего в употреблении на протяжении T лет, при его использовании от момента времени t_1 до момента времени t_2 находится по формуле

$$PV(C_{o, cap}(T, t_1, t_2)) = A_o(T, t_1) + S_{o,m} - A_o(T + t_2 - t_1, t_2) \cdot e^{-r \cdot (t_2 - t_1)} + S_{o,d} \cdot e^{-r \cdot (t_2 - t_1)}. \quad (1)$$

Современная стоимость операционных расходов, приведенных к моменту времени t_1 , для оборудования старого типа, уже бывшего в употреблении на протяжении T лет, при его использовании от момента времени t_1 до момента времени t_2 равна

$$PV(C_{o,oper}(T, t_1, t_2)) = \int_0^{t_2-t_1} c_o(\tau + T) \cdot e^{-r\tau} d\tau. \quad (2)$$

Таким образом, современная стоимость общих расходов, приведенных к моменту времени t_1 , для оборудования старого типа, уже бывшего в употреблении на протяжении T лет, при его использовании от момента времени t_1 до момента времени t_2 равна

$$\begin{aligned} PV(C_{o,total}(T, t_1, t_2)) &= PV(C_{o,cap}(T, t_1, t_2)) + PV(C_{o,oper}(T, t_1, t_2)) = \\ &= A_o(T, t_1) + S_{o,m} - A_o(T + t_2 - t_1, t_2) \cdot e^{-r(t_2-t_1)} + \\ &+ S_{o,d} \cdot e^{-r(t_2-t_1)} + \int_0^{t_2-t_1} c_o(\tau + T) \cdot e^{-r\tau} d\tau. \end{aligned} \quad (3)$$

Для сравнения эффективности работы оборудования на временных интервалах различной длины используем показатель EAC (Equivalent Annual Cost). EAC равняется современному значению расходов на оборудование, умноженному на $CRF(t, r)$ (Capital Recovery Factor), где

$$CRF(t, r) = \frac{e^r - 1}{1 - e^{-r \cdot t}}. \quad (4)$$

Таким образом, значение EAC для оборудования старого типа, уже бывшего в употреблении на протяжении T лет, при его использовании от момента времени t_1 до момента времени t_2 находится по формуле

$$EAC_o(T, t_1, t_2) = PV(C_{o,total}(T, t_1, t_2)) \cdot \frac{e^r - 1}{1 - e^{-r(t_2-t_1)}}. \quad (5)$$

Аналогично, для оборудования нового типа, уже бывшего в употреблении на протяжении T лет, при его использовании от момента времени t_1 до момента времени t_2 значение EAC равно

$$EAC_n(T, t_1, t_2) = PV(C_{n,total}(T, t_1, t_2)) \cdot \frac{e^r - 1}{1 - e^{-r(t_2-t_1)}}, \quad (6)$$

где

$$\begin{aligned} PV(C_{n,total}(T, t_1, t_2)) &= \\ &= A_n(T, t_1) + S_{n,m} - A_n(T + t_2 - t_1, t_2) \cdot e^{-r(t_2-t_1)} + \\ &+ S_{n,d} \cdot e^{-r(t_2-t_1)} + \int_0^{t_2-t_1} c_n(\tau + T) \cdot e^{-r\tau} d\tau. \end{aligned} \quad (7)$$

В качестве нулевой точки отсчета времени может быть выбран любой фиксированный момент времени. Функции изменения стоимости оборудования в зависимости от его возраста могут быть получены на основании регрессионного анализа имеющихся данных и экспертных оценок. Рассмотрим портовые контейнерные перегружатели старого и нового типа, для которых функции изменения стоимости соответственно равны $A_o(T, t) = 240 \cdot (1 - 0,01 \cdot T^{0,69}) \cdot (1 - 0,81 \cdot T^{0,06})$, тыс. долл., и $A_n(T, t) = 195 \cdot (1 - 0,06 \cdot T^{0,48}) \cdot (1 - 0,63 \cdot T^{0,16})$, тыс. долл. Средняя динамика операционных расходов описывается с помощью функций $c_o(t) = 75,07 + 0,21 \cdot t^{2,11}$, тыс. долл./год, и $c_n(t) = 60,52 + 0,22 \cdot t^{2,52}$, тыс. долл./год, полученных с помощью регрессионного анализа по фактическим данным использования оборудования. Расходы, связанные с транспортировкой, монтажом и вводом в эксплуатацию, а также с демонтажем и выводом из эксплуатации для оборудования старого и нового типа соответственно равны $S_{o,m} = 19,1$ тыс. долл., $S_{o,d} = 12,8$ тыс. долл., $S_{n,m} = 9,5$ тыс. долл., $S_{n,d} = 3,5$ тыс. долл. Годовая процентная ставка, приведенная в долях, принята равной $r = 0,10$.

На рис. 1 представлены графики изменений $EAC_o(0, 0, t_2)$ и $EAC_n(0, 0, t_2)$, показывающие динамику изменения значений EAC в зависимости от времени окончания срока службы t_2 для оборудования старого и нового типа при условии, что это оборудование было приобретено в момент времени $t_1 = 0$ и до этого не использовалось ($T = 0$). При этом минимальные значения EAC для оборудования старого и нового типа достигаются при $t_2^{o*} = 12,73$ и $t_2^{n*} = 7,91$ и соответственно равны $EAC_o(0, 0, t_2^{o*}) = 127,40$ и $EAC_n(0, 0, t_2^{n*}) = 111,07$. Все численные расчеты по формулам (1)-(7), необходимые для построения графиков и нахождения оптимальных значений, были реализованы в среде математических вычислений Maple.

Рассмотрим динамику изменения показателей EAC для оборудования старого и нового типа при условии, что приобретаемые машины ранее уже были в эксплуатации. На рис. 2, 3, а также в табл. 1, 2 представлены результаты вычислений EAC при различных возрастах приобретаемого оборудования T и разных значениях времени окончания срока службы оборудования t_2 . При этом предполагается, что время начала использования оборудования $t_1 = 0$.

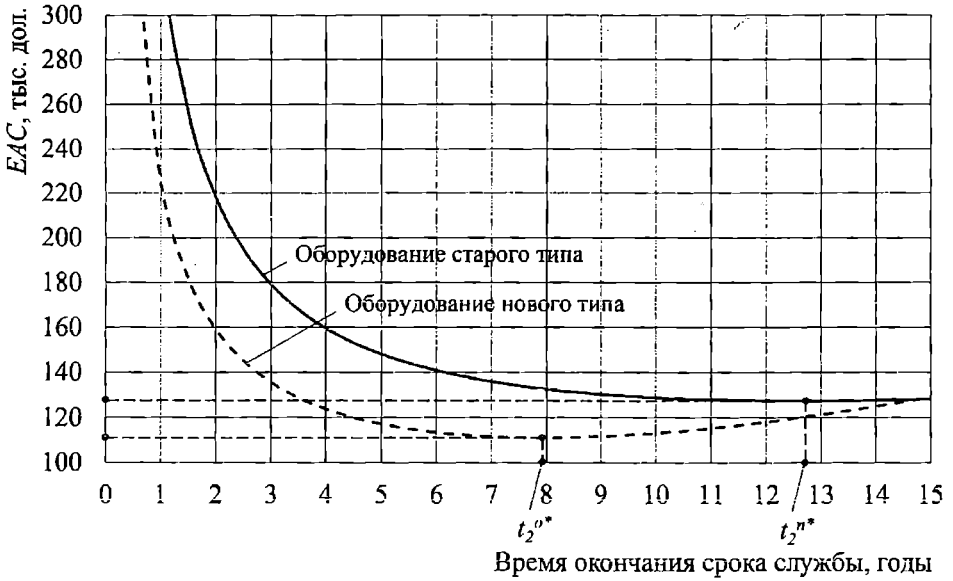


Рис. 1. Графіки изменения ЕАС для оборудования старого и нового типа в зависимости от времени окончания срока службы

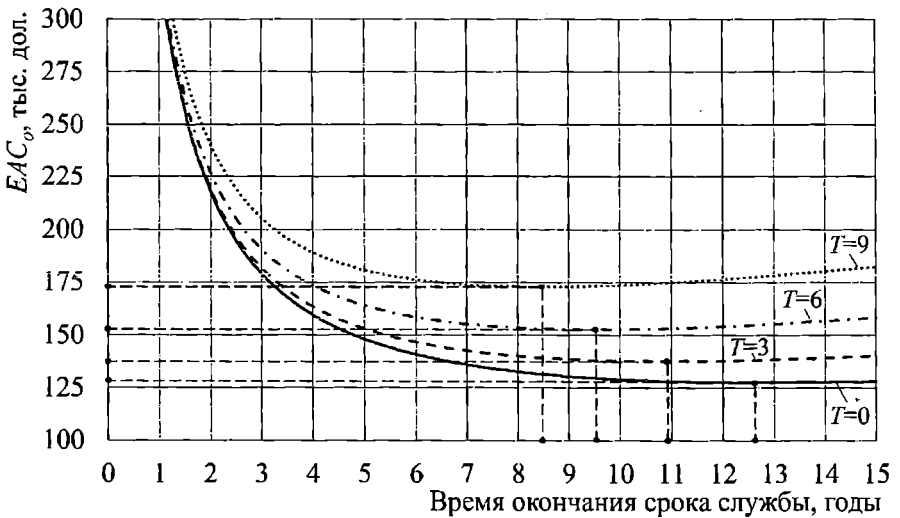


Рис. 2. Графіки изменения ЕАС для оборудования старого типа в зависимости от времени окончания службы и его возраста в момент приобретения

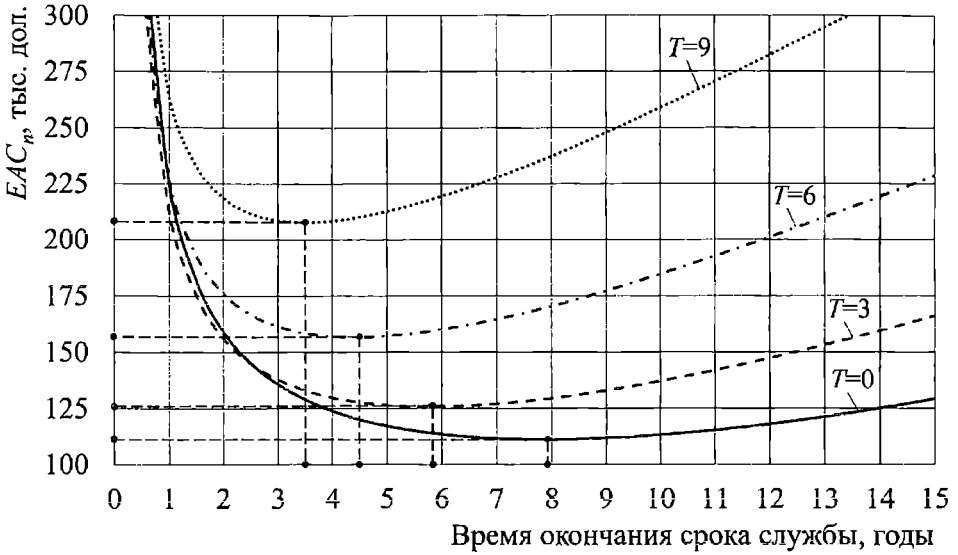


Рис. 3. Графики изменения ЕАС для оборудования нового типа в зависимости от времени окончания службы и его возраста в момент приобретения

Таблица 1

Значения $EAC_o(T, 0, t_2)$ для оборудования старого типа в зависимости от его возраста в момент приобретения и времени окончания срока службы

Возраст оборудования в момент его приобретения (T), лет	Время окончания срока службы оборудования (t_2), лет							
	1	3	5	7	9	11	13	15
0	333,03	179,09	148,07	135,82	130,25	127,91	127,41	128,05
3	331,14	181,79	152,96	142,48	138,47	137,53	138,31	140,12
6	336,58	190,72	163,93	155,19	152,73	153,21	155,29	158,28
9	348,17	205,63	180,89	173,90	173,03	174,97	178,37	182,56

Таблиця 2

Значения $EAC_n(T, 0, t_2)$ для оборудования нового типа
в зависимости от его возраста в момент приобретения
и времени окончания срока службы

Возраст оборудования в момент его приобретения (T), лет	Время окончания срока службы оборудования (t_2), лет							
	1	3	5	7	9	11	13	15
0	225,40	135,54	117,07	111,54	111,65	115,21	121,21	129,03
3	212,99	137,65	126,28	126,84	132,73	141,85	153,20	166,14
6	227,35	161,51	157,30	164,64	177,09	192,53	209,94	228,64
9	264,25	208,56	212,60	227,76	247,68	270,28	294,47	319,56

В табл. 3 представлены значения t_2^{o*} , являющиеся решениями задачи оптимизации

$$EAC_o(T, 0, t_2) \xrightarrow{t_2} \min, \quad (8)$$

а также значения t_2^{o*} , являющиеся решениями задачи оптимизации

$$EAC_n(T, 0, t_2) \xrightarrow{t_2} \min \quad (9)$$

при $t_1 = 0$ и различных фиксированных значениях T .

Таблиця 3

Оптимальные значения времени окончания срока службы
и соответствующие им значения EAC для оборудования старого
и нового типа в зависимости от возраста приобретаемых машин

Возраст оборудова- ния в момент его приобре- тения (T), лет	Оптимальные значения для оборудования старого типа		Оптимальные значения для оборудования нового типа	
	время окончания срока службы (t_2^{o*}), лет	значение $EAC_o(T, 0, t_2^{o*})$, тыс. долл.	время окончания срока службы (t_2^{n*}), лет	значение $EAC_n(T, 0, t_2^{n*})$, тыс. долл.
0	12,73	127,40	7,91	111,07
3	10,91	137,53	5,79	125,63
6	9,52	152,64	4,42	156,77
9	8,43	172,91	3,50	207,70

Исследуем оптимальные сроки службы при переходе от оборудования старого типа на оборудование нового типа, которое сопоставимо по производительности со старым, а также изучим вопрос целесообразности приобретения бывшего в употреблении оборудования и его оптимальный возраст в момент приобретения. Предположим, что в течение первого цикла, длящегося от момента времени t_1 до момента времени t_2 , планируется использовать оборудование старого типа. При этом предполагается, что в момент времени t_1 это оборудование уже было в употреблении на протяжении T_1 лет. Затем на протяжении второго цикла, длящегося от момента времени t_2 до момента времени t_3 , планируется использовать оборудование нового типа. При этом допускается, что приобретаемое оборудование нового типа ранее уже было в употреблении, и его возраст в момент времени t_1 составлял T_2 лет. В таком случае современная стоимость общих расходов в течение этих двух циклов находится по формуле

$$EAC_{on}(T_1, T_2, t_1, t_2, t_3) = [PV(C_{o, total}(T_1, t_1, t_2)) + PV(C_{n, total}(T_2, t_2, t_3)) \cdot e^{-r(t_2-t_1)}] \cdot \frac{e^r - 1}{1 - e^{-r(t_3-t_1)}}. \quad (10)$$

Таким образом, значение EAC для двух полных циклов использования оборудования старого и нового типа зависит от возраста приобретаемого оборудования T_1 и T_2 , а также от выбора моментов времени начала и окончания использования этого оборудования t_1 , t_2 и t_3 .

Предположим, что оборудование старого типа уже находится в эксплуатации, начиная с момента времени $t_1 = t_1^0$. Таким образом, задача обоснования выбора времени перехода на оборудование нового типа сводится к задаче нахождения таких T_2 , t_2 и t_3 , при которых выражение (10) достигает минимума, при условии, что значения $T_1 = T_1^0$ и $t_1 = t_1^0$ фиксированы

$$EAC_{on}(T_1^0, T_2, t_1^0, t_2, t_3) \xrightarrow{T_2, t_2, t_3} \min. \quad (11)$$

Будем обозначать $T_2 = T_2^{**}$, $t_2 = t_2^{**}$ и $t_3 = t_3^{**}$ – значения, при которых выражение (11) достигает своего минимума.

Положим $t_1 = t_1^0 = 0$ и рассмотрим ситуацию, когда оборудование старого типа, приобретённое в момент времени t_1^0 , ранее не использовалось (т.е. $T_1^0 = 0$), а также ситуации, когда это оборудование до

момента времени t_1 уже было в эксплуатации на протяжении $T_1^0 = 3$, $T_1^0 = 6$ или $T_1^0 = 9$ лет. Для решения задачи оптимизации (11) используем численные методы, реализованные в среде Maple. Результаты вычислений представлены в табл. 4.

Таблица 4

Оптимальный возраст оборудования нового типа и даты начала и окончания его использования при переходе от оборудования старого типа к оборудованию нового типа

Возраст оборудования старого типа в момент времени t_1^0 , (T_1^0), лет	T_2^{**}	t_2^{**}	t_3^{**}	Срок службы старого оборуд., $t_2^{**} - t_1^0$, лет	Срок службы нового оборуд., $t_3^{**} - t_1^0$, лет	$EAC_{on}(T_1^0, T_2^{**}, t_1^0, t_2^{**}, t_3^{**})$, тыс. долл.
0	0,00	7,96	16,47	7,96	8,50	116,11
3	0,00	5,50	14,21	5,50	8,72	120,06
5	0,00	3,20	12,18	3,20	8,98	124,94
7	0,00	1,25	10,41	1,25	9,17	128,83

Как видно из табл. 4, оптимальное время перехода на оборудование нового типа t_2^{**} , а также его оптимальный возраст T_2^{**} и дата окончания использования t_3^{**} существенно зависят от состояния того оборудования старого типа, на смену которому оно приходит. Расчеты показали, что для всех рассмотренных случаев оптимальный возраст оборудования нового типа в момент его приобретения $T_2^{**} = 0$. На рис. 4 представлены графики изменения значений EAC при переходе от оборудования старого типа к оборудованию нового типа. Сплошной линией представлена кривая изменения значений EAC для оборудования старого типа, а пунктирной – кривая значений EAC для оборудования нового типа.

Из рис. 4 видно, что значение t_2^{o*} существенно превосходит значение t_2^{**} , а t_3^{**} превосходит $t_2^{**} + t_2^{n*}$. Сопоставляя значения в табл. 3 и 4, можно увидеть, что при покупке нового оборудования ($T_1^0 = 0$) старого типа его оптимальный срок службы при условии замены на оборудование такого же типа составляет 12,76 года, но если это оборудование планируется заменить на оборудование нового типа, то оптимальный срок службы старого оборудования сокращается до 7,96 лет.

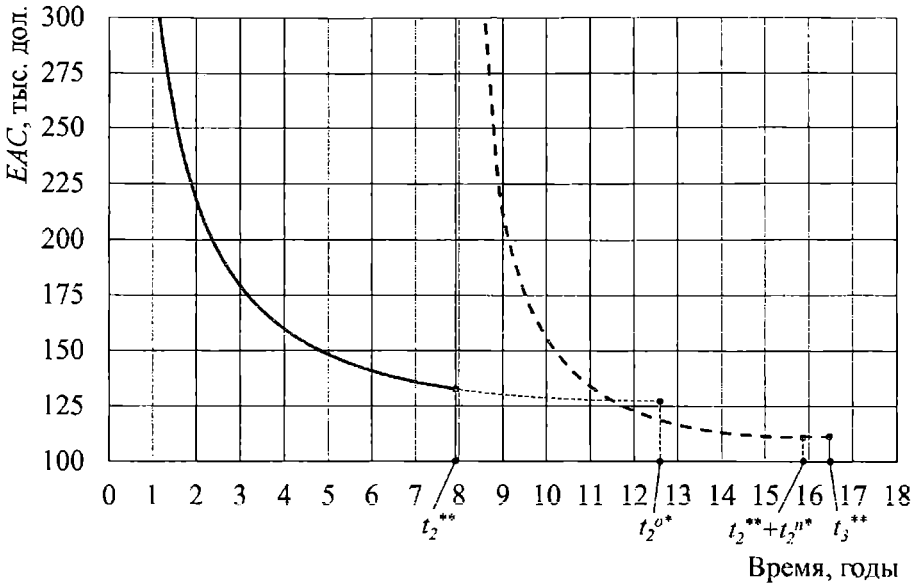


Рис. 4. Графіки змінення ЕАС при переході
 от обладнання старого типу к обладнанію нового типу

Заключення. Вибір оптимальних моментів часу для заміни обладнання і оптимальних строків служби обладнання суттєво залежать як от технічного стану і показателів ефективності експлуатації обладнання старого і нового типу, так і от змін ринкової цінності обладнання. В роботі запропонована методика розрахунку оптимальних строків заміни обладнання при переході на обладнання нового типу. Вмєстє з підвищенням показателів ефективності використання обладнання більше значення має стійкість даних показателів ефективності к можливим впливам різних випадкових факторів. Во многих случаях текущие расходы на оборудование подвержены случайным колебаниям, причем степень неопределённости таких расходов становится все больше по мере увеличения времени эксплуатации оборудования. Изменение рыночной стоимости оборудования также может быть подвержено существенным колебаниям. Поэтому практический интерес имеет развитие предложенных в данной работе методов для обоснования оптимальных сроков замены оборудования с учетом устойчивости показателей эффективности использования оборудования.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Беллман Р. Прикладные задачи динамического программирования / Р. Беллман, С. Дрейфус / Под ред. А.А. Первозванского. – М.: Наука, 1965. – 460 с.
2. Lapkina I. Elaboration of the equipment replacement terms taking into account wear and tear and obsolescence / I. Lapkina, M. Malaksiano // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2018. – Vol. 3. № 3 (93). – P. 30-39.
3. Малаксиано Н. А. Об оптимальных сроках ремонтов сложного портового оборудования / Н.А. Малаксиано // *Вісник Дніпропетровського університету. Серія: Економіка*. – 2012. № 6, – Вип. 3. – С. 186-195.
4. Malaksiano N. On the optimal repairs and retirement terms planning for complex port equipment when forecast level of employment is uncertain / N. Malaksiano // *Economic cybernetics*. – 2012. – № 4-6 (76-78). – P. 49-56.
5. Коноплєв А.В. Классификация методов ускоренного определения предела выносливости деталей машин и элементов конструкций / А.В. Коноплєв, С.В. Курочкина, Ю.А. Никифоров // *Проблеми техніки*. – 2014. – № 1. – С. 26-33.
6. Коноплєв А.В. Сравнительная оперативная оценка долговечности новых и восстановленных деталей / А.В. Коноплєв, О.Н. Кононова, А.Г. Кобаков // *Вісник ОНМУ: 36. наук. праць*. – Одеса: ОНМУ, 2017. – № 1, – Вип. 50. – С. 92-99.
7. Остпачук А.А. Управление системой технического обслуживания и ремонта средств механизации грузового терминала / А.А. Остпачук, А.О. Немчук // *Восточно-европейский журнал передовых технологий*. – 2012. – Вып. 1. – № 11(55). – С. 14-15.
8. Lapkina I.O. Optimization of the structure of sea port equipment fleet under unbalanced load / I.O. Lapkina, M.O. Malaksiano, M.O. Malaksiano // *Actual Problems of Economics*. – 2016. – Vol. 9. – Issue 183. – P. 364-371.
9. Lapkina I.O. Modelling and optimization of perishable cargo delivery system through Odesa port / I.O. Lapkina, M.O. Malaksiano // *Actual Problems of Economics*. – 2016. – Vol. 3. – Issue 177. – P. 353-365.
10. Malaksiano N.A. On the stability of economic indicators of complex port equipment usage / N.A. Malaksiano // *Actual Problems of Economics*. – 2012. – Vol. 12. – Issue 138. – P. 226-233.

11. Немчук А.О. Оптимизация резерва парка портовых перегрузочных машин / А.О. Немчук, Н.Ф.Зубко // Підійомно-транспортна техніка. – 2017. – № 2. – С. 57-65.
12. Немчук А.О. Определение остаточного ресурса металлоконструкции козлового крана / А.О. Немчук, М.А. Стариков // Труды Одесского политехнического университета. – 2008. – Вып. 2(30). – С. 36-39.
13. Lapkina I. Estimation of fluctuations in the performance indicators of equipment that operates under conditions of unstable loading / I. Lapkina, M. Malaksiano // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2018. – Vol. 1. – Issue 3(91). – P. 22-29.
14. Лапкина И.А. О повышении устойчивости показателей эффективности при планировании сроков обновления сложного оборудования / И.А. Лапкина, Н.А. Малаксиано // Вісник ОНМУ: Зб. наук. праць. – Одеса: ОНМУ, 2018. – № 1. – Вип. 54. – С. 207-217.
15. Nguyen T.P. K Optimal maintenance and replacement decisions under technological change with consideration of spare parts inventories / T.P.K Nguyen, T.G. Yeung, B. Castanier // International Journal of Production Economics. – 2013. – Vol. 143. – Issue 2. – P. 472-477.
16. Малаксиано Н.А. Использование многокритериальных оценок для уменьшения рисков при планировании ремонтов и замен сложного портового оборудования, функционирующего в условиях неполностью определенного грузопотока / Н.А. Малаксиано // Методи та засоби управління розвитком транспортних систем: Зб. наук. праць ОНМУ. – 2013. – № 1 (20). – С. 7-27.
17. Lapkina I. Elaboration of the equipment replacement terms taking into account wear and tear and obsolescence / I. Lapkina, M. Malaksiano // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2018. – Vol. 3. – 3 (93). – P. 30-39.

Стаття надійшла до редакції 29.10.2018

Рецензенти:

доктор технічних наук, професор, проректор з навчально-організаційної роботи Одеського національного морського університету
А.В. Шахов

кандидат технічних наук, доцент, ректор Інституту морегосподарства і підприємництва **О.В. Яценко**

УДК 005.8

ОСНОВНИ ІНСТРУМЕНТИ ФОРСАЙТ-МЕТОДОЛОГІЇ У ПРОГРАМАХ РОЗВИТКУ

Л.С. Чернова

к.т.н., доцент кафедри «Інформаційні управляючі системи і технології»

Національний університет кораблебудування ім. адмірала Макарова

Анотація. У статті проведено аналіз причин невдачі минулих програм, у яких за звичай концентрується увага на своєчасність результатів програм, витриманість межі бюджету, відповідність результатів визначеним параметрам якості. В інших випадках аналіз показує, що програма виконана успішно, діяльність команди благополучно завершена, розрахунки з постачальниками закінчено, але запитання, чи дійсно завдяки реалізації програми було досягнуто усіх результатів, не завжди має відповідь. Тому приведена форсайт-методологія є, у першу чергу, методологією прогнозування.

Ключові слова: форсайт-методологія, управління програмами, експертне прогнозування, команда програми.

УДК 005.8

ОСНОВНЫЕ ИНСТРУМЕНТЫ ФОРСАЙТ-МЕТОДОЛОГИИ В ПРОГРАММАХ РАЗВИТИЯ

Л.С. Чернова

к.т.н., доцент кафедры «Информационные управляющие системы и технологии»

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова

Аннотация. В статье проведен анализ причин неудач прошлых программ, в которых обычно концентрируется внимание на своевременность результатов программ, выдержанность бюджетных рамок, соответствие результатов определенным параметрам качества. В других случаях анализ показывает, что программа выполнена успешно, деятельность команды благополучно завершена, расчеты с поставщиками закончены, но вопрос, действительно ли благодаря реализации программы были достигнуты все результаты, не всегда имеет ответ. Поэтому, приведенная форсайт-методология является, в первую очередь, методологией прогнозирования.

Ключевые слова: форсайт-методология, управление программами, экспертное прогнозирование, команда программы.

© Чернова Л.С., 2019

UDC 005.8

THE MAIN TOOLS OF FORESIGHT-METHODOLOGY IN THE DEVELOPMENT PROGRAMS

L.S. Chernova

Candidate of Technical Sciences, Associate Professor
Department of information management systems and technologies

National University of Shipbuilding named after Admiral Makarov

Abstract. *The article analyzes the causes of past programs failures, which usually focuses on the timeliness of program results, the sustainability of the budget boundary, the responsibility of the results to the determined quality parameters. In other cases, the analysis shows that the program was successfully completed, the team's operations were completed safely, payments to suppliers was completed, but is not always answered the question – whether the realization of the program actually achieved all results. Therefore, the foresight methodology is firstly a forecasting methodology.*

Keywords: *foresight methodology, program management, expert forecasting, program team.*

Вступ. Застарілі моделі прогнозування в умовах мінливої економічної ситуації і неоднозначних кроків світових регуляторів вже просто не можуть дати економістам, аналітикам і експертам точну картину світу. А без цього взагалі неможливо вибудовування ефективної соціальної та економічної політики. Найважливіше, що зараз нікому не потрібні просто прогнози, які не підкріплені практичною частиною, тому сам по собі сегмент прогнозування в останні роки сильно змінився, хоча базою залишилися звичні методи. Особливо значущим старіння базових економічних моделей відбулося після кризи 2008 року, коли стало зрозуміло, що компанії і уряди не готові до подібних викликів і проблем, оскільки їх ніхто не прогнозував або просто не сприймав всерйоз. Взаємна інтеграція галузей науки, економіки, промисловості і величезне число «мертвих зон», яких раніше взагалі прогнозисти намагалися не стосуватися, має на увазі необхідність нового підходу.

Особливо це можна побачити на прикладі такої сучасної галузі, як управління проектами та програмами. При проведенні аналізу причини невдачі минулих програм, ми за звичай концентруємо увагу на наступних питаннях: були результати програми своєчасними, витримано межі бюджету, чи відповідають визначеним параметрам якості результати. В інших випадках аналіз може показати, що програма виконана успішно, діяльність команди благополучно завершена, розрахунки з постачальниками закінчено, а зацікавлені особи та користувачі задоволені.

Набагато рідше звучить питання, найбільш доцільне ніж усі інші, а саме, чи дійсно завдяки реалізації програми було досягнуто усіх переваг, що були прописані й передбачені у період реалізації програми.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Серед основних наукових підходів в області управління проектами і програмами слід виділити наступні: системний і програмно-цільовий (В.М. Глушков, Б.З. Мільнер, Р.С. Поспелов, А. Іріков, Д. Кліланд і ін.); теорію управління складними системами (Є.А. Дружинін, М.Д. Месаровіч, І. Такахара, Н.Н. Моїсеєв, Ю.Б. Гермейер, В.Л. Волковіч, В.С. Міхальовіч); класичну теорію управління проектами на базі стандарту РМВОК (В.І. Воропаєв, С.Д. Бушуєв, Н.С. Бушуєва, А.І. Белоконь, В.А. Рач, Р.Б. Тянь, В.Д. Шапіро, І.І. Мазур, Б.А. Демідов і ін.); систему знань з управління інноваційними проектами і програмами підприємств – Р2М (С.Д. Бушуєв, Н.С. Бушуєва, Хіроші Танака, Шигенобу Охара) [1-19].

Основним принципом програмно-цільового підходу є планування від цілей до засобів [4, 17]. Підхід передбачає комплексне системне вирішення проблем з врахуванням всіх істотних факторів, зв'язків і обмежень, а також припускає відповідальність всіх виконавців за досягнення поставленої мети.

Складність, різноманіття проблем і системних ситуацій, що виникають в системі організації, вимагає розробки формальних процедур організації і управління. Для цього, на початковому етапі, відповідно до програмно-цільового підходу, необхідно виділити ціль (цілі) проекту. Досягнення бажаного результату засновано на ієрархії цілей, основні методи, побудови яких описані в роботах [5; 20; 21].

Теорію управління інноваційними проектами і програмами підприємств було запропоновано у 2009 році [22]. Систематизаторами методів і моделей управління інноваційними проектами і програмами підприємств є автори Бушуєв С.Д., Бушуєва Н.С., Хіроші Танака, які сформулювали нове «якісне бачення», що адаптоване до умов розвитку технологічних кластерів України [11; 18]. Також, до позитивної характеристики цього наукового підходу безперечно відноситься те, що в основу його покладено механізми допомоги підприємствам у розвитку і поширеному використанні інновацій у виробничій діяльності.

Мета дослідження. Традиційні підходи до управління програмами та проектами як і раніше застосовуються багатьма організаціями. Але ми вважаємо, що такі методи втрачають свою ефективність у турбулентному середовищі. Тому запропоновані інструменти форсайт-методології у програмах розвитку, які у першу чергу є методологією прогнозування.

Викладення основного матеріалу. Оскільки форсайт-методологія є у першу чергу методологією прогнозування, то вона й включає у себе основні моделі та методи прогнозування, що в свою чергу поділяються на два класи:

- експертне прогнозування;
- формальне прогнозування.

Експертне прогнозування має на увазі формування майбутніх значень експертом, тобто людиною, що володіє глибокими знаннями в певній галузі. Експерт при цьому часто використовує математичний апарат, проте в даному виді прогнозування математичний апарат є лише допоміжним обчислювальним інструментом. Основою ж є знання та інтуїція експерта, а тому іноді ці методи називають інтуїтивними.

Експертне прогнозування застосовується тоді, коли об'єкт прогнозування або занадто простий, або, навпаки, настільки складний, що аналітично врахувати вплив зовнішніх факторів неможливо. Експертні методи прогнозування не передбачають розробку моделей прогнозування і відображають індивідуальні судження фахівців (експертів) щодо перспектив розвитку процесу. До таких методів належать такі методи:

- метод експертних оцінок;
- метод історичних аналогій;
- метод передбачення за зразком;
- нечітка логіка;
- сценарне моделювання «що-якщо».

Особливої уваги у методології форсайтингу потребує питання про підбір експертів, які повинні мати високий рівень компетентності.

В процесі обробки результатів експертного опитування потрібно проведення аналізу узгодженості думок експертів за допомогою коефіцієнта конкордації та оцінки достовірності результатів експертного опитування за допомогою методу Дельфі, що дозволяє мати судження про достовірність результатів експертного опитування.

Метод Дельфі, розроблений Хелмером та Делкі, є одним з основних методів проведення експертиз. Зараз він являє собою, по сутності, групу методів, об'єднаних загальними вимогами до організації експертних процедур й за формою отримання експертних оцінок.

У методі Дельфі передбачається створення умов, що забезпечують найпродуктивнішу роботу експертної ради. Це отримується анонімністю процедури з одного боку, та можливістю поповнити інформацію про предмет експертизи з іншого. Поєднання цих двох факторів і визначає метод Дельфі. Ще одна важлива властивість – зворотній зв'язок, що дозволяє експертам коригувати свої судження з урахуванням проміжних усереднених оцінок і пояснень експертів, що відстоюють крайню точку зору. Для реалізації зворотного зв'язку необхідна багаторівнева процедура. Експертизи за методом Дельфі проводяться найчастіше у чотири тури.

На першому турі експертам повідомляється мета експертизи та формулюються питання, відповіді на які є основним змістом експертизи. Питання представляють кожному експерту окремо у вигляді анкети, іноді їх супроводжують пояснювальною запискою. Для цієї мети можна використовувати електронну пошту. Якщо питання, що подаються експертам,

досить складні, то доцільна попередня розробка моделі досліджуваної системи, щоб правильно орієнтувати експерта, конкретизувати цілі, та предмет експертної процедури, показати характер можливих відповідей.

На успіх експертизи впливає представлення експерту додаткової інформації про предмет експертизи. Інформація отримана від експерту поступає у розпорядження до аналітичної групи, що забезпечує організацію, проведення, та обробку проміжних та кінцевих результатів експертизи. Аналітична група визначає експертів, що виказали крайні точки зору, що дали саму високу й саму низьку оцінку альтернативі, усереднену думку експертів – медіану, верхню та нижню квартилі, тобто значення альтернативи, що підлягає оцінюванню, вище и нижче яких знаходяться 25 % чисельних значень оцінок. Відстань між квартилями характеризує розбіжність експертних оцінок, їх середньоквадратичне відхилення й тим самим характеризує узгодженість точок зору експертів.

На другому турі дельфійської процедури експертам пред'являють усереднену оцінку експертної ради й обґрунтування експертів, що виказали крайні точки зору. Обґрунтування пред'являються анонімно, без вказівки експертів, що їх виказали. Після отримання додаткової інформації експерти корегують свої оцінки. Скоригована інформація знову поступає до аналітичної групи. Третій та четвертий тури не відрізняються від другого. Характерною особливістю методу Дельфі є розбіжність оцінок експертів, що зменшується від тура до тура, та їх узгодженість, що збільшується. Однак, іноді спостерігається поляризація різних точок зору, що може пояснити наявність серед експертів представників різних наукових шкіл, фахівців різних профілів. Корисність дельфійських процедур у цьому випадку складається з визначення точок зору груп експертів. Наявність поляризованих точок зору експертів може стати й наслідком неоднакової інтерпретації базової інформації, недостатньо чітко сформульованих питань, або неоднотайно зрозумілих цілей експертизи.

У деяких випадках узгодження точка зору експертів може бути отримана вже після другого чи третього турів. Тоді необхідність проведення наступних турів відпадає. При деяких дослідженнях виникла потреба проведення не менш ніж п'яти турів. У наш час не існує кінцевої думки про кількість турів у методі Дельфі.

Таким чином, анонімність мислень, обґрунтованість точок зору експертів, що дали крайні точки, зворотній зв'язок, що реалізується за допомогою багаторівневою процедури – основні особливості методу Дельфі.

На основі методу експертних оцінок та сценаріїв побудованом методику так званого міні-форсайтингу яка має назву «Світлофор».

Крок 1. Пояснення цілей і планів.

На початку сесії ведучий повинен виступити з коротким повідомленням, що пояснює мету проведення сесії, формат роботи, а також плани

щодо використання результатів. У культурі ігр такий виступ називається настановною доповіддю.

У роботі з майбутнім в рівній мірі важливі методики, що ґрунтуються на правому і лівому півкулях.

Далі робота відбувається в кілька так званих тактів, в ході кожного з яких група (або групи) працюють з певним типом карток. У першому такті важливим є чітке визначення предмета роботи і його кордонів. Бажано, щоб результати обговорення були зафіксовані у вигляді відповідей на питання, набору визначень і базових схем.

Такти, які йдуть один за одним і є теми (ключові питання для обговорення) в груповій роботі. Нижче представлені приклади таких тем:

- тренди / тенденції;
- формати (соціальна відповідь на виклик);
- ключові події;
- технології;
- загрози;
- законодавство (нормативні акти).

Як правило, робота ведеться в складі кількох груп, виділених провідником сесії.

Крок 2. Тренди.

Другим тактом роботи є внесення в більшу карту з лінією часу карток трендів, що розміщуються в лівому полі карти.

Вельми важливо давати, або погоджувати з учасниками, чітке визначення поняття «тренд» (від англ. Trend - тенденція), розуміння якого розмилося в повсякденному вживанні.

Тренд (від англ. Trend – тенденція) – це довгострокова тенденція зміни досліджуваного часового ряду. Тренди можуть бути описані різними рівняннями – лінійними, логарифмічними, статечними і так далі. Фактичний тип тренда встановлюють на основі підбору його функціональної моделі статистичними методами, або згладжуванням вихідного часового ряду. Тренд в економіці – це напрямок переважного руху показників. Зазвичай розглядається в рамках технічного аналізу, де мають на увазі спрямованість руху цін або значень індексів. Чарльз Доу відзначав, що при висхідному тренді наступний пік на графіку повинен бути вище попередніх, при низхідному тренді наступні спади на графіку повинні бути нижче попередніх.

Розрізняють такі їх види:

- підвищувальний (висхідний, бичачий) – ринок зростає;
- знижувальний (спадний, ведмежий) – ринок падає;
- флет (горизонтальний, бічний) – тренд відсутній – рух спостерігається в горизонтальному діапазоні.

На графіку часто малюють лінію тренда, яка на висхідному тренді з'єднує дві або більше западини ціни (лінія знаходиться під графіком, візуально його підтримуючи і підштовхуючи вгору), а на низхідному

тренді з'єднує два, або більше піку ціни (лінія знаходиться над графіком, візуально його обмежуючи і придавлюючи вниз). Трендові лінії є лініями підтримки (для висхідного тренда) і опору (для спадного тренда). Поняття «бичачий» і «ведмежий» використовуються за аналогією з поняттями «бики» і «ведмеді». Типи тренда:

- основний (первинний) – триває 1-3 роки;
- вторинний (проміжний, середньостроковий) – від 3-х тижнів до 3-6 місяців;
- незначний (короткостроковий) – менше трьох тижнів.

Методи оцінки тренда:

- Параметричні. Розглядають тимчасовий ряд, як гладку функцію від t : $X_t = f(t)$, $t = 1 \dots n$; При цьому спочатку виявляють один або кілька допустимих типів функцій $f(t)$; потім різними методами (наприклад, МНК) оцінюють параметри цих функцій, після чого на основі перевірки критеріїв адекватності вибирають остаточну модель тренда. Важливе значення для практичного застосування мають лінеарізуємі тренди, тобто тренди, які приводяться до лінійного вигляду щодо параметрів використання тих чи інших алгебраїчних перетворень.

- Непараметричні. Це різні методи згладжування вихідного тимчасового ряду – ковзаючі середні (проста, зважена), експоненціальне згладжування. Ці методи застосовуються як для оцінки тренда, так і для прогнозування. Вони корисні в разі, коли для оцінки тренда не вдається підібрати підходящу функцію.

Трендові лінії широко використовуються в технічному аналізі. На даний момент існує безліч методів їх побудови і інтерпретації. Лінія тренда – це пряма лінія, що з'єднує як мінімум два піки цін на графіку руху курсу валюти (активу). Також потрібно відзначити, що в межах розвитку основного тренда, який йде по одній лінії, може формуватися безліч другорядних трендів, які формуються за додатковими трендовими лініями.

Трендові лінії можуть пробиватися цінної також, як рівні підтримки і опору. Показуючи цим закінчення поточного тренда. Існує три види ліній тренду:

1. Висхідна – будується по мінімумам хвиль висхідного тренда і виступає в ролі лінії підтримки. На рис. 1 показана висхідна лінія тренду і нижні точки, за якими вона була побудована.

2. Низхідна – будується по вершинах хвиль ведмежого тренда і виступає в ролі лінії опору. На рис. 2 показана спадна лінія тренда і верхні точки, за якими вона була побудована.

3. Горизонтальна – з'єднує рівні за значенням максимуми або мінімуми, які часто по черзі змінюють один одного. Така лінія малюється при горизонтальному русі. Виступає одночасно в ролі горизонтальні ліній підтримки і опору. На рис. 3 показані горизонтальні лінії тренда і верхні/нижні точки, за якими вони були побудовані.

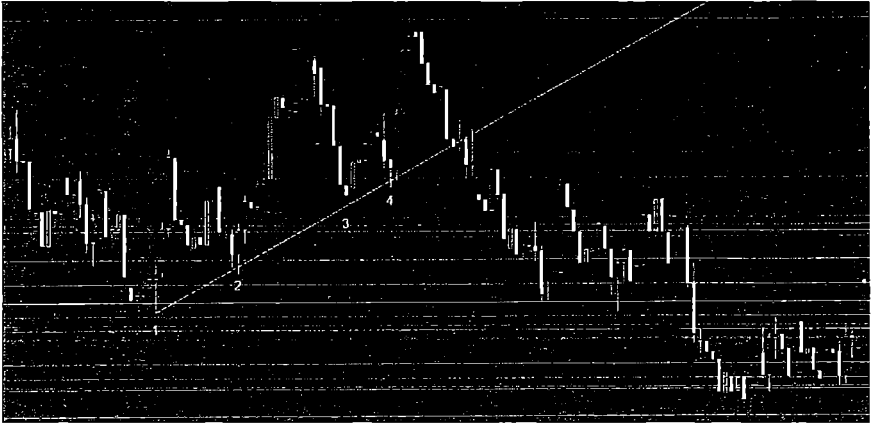


Рис. 1. Приклад висхідної лінії тренду

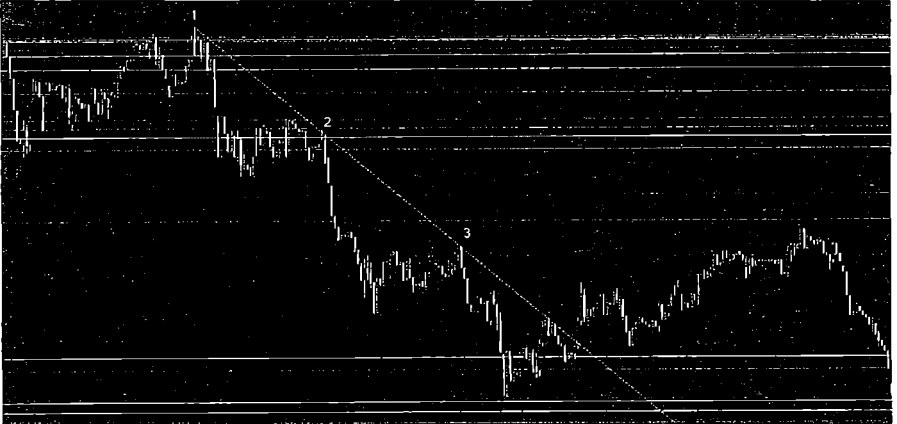


Рис. 2. Низхідна лінія тренду

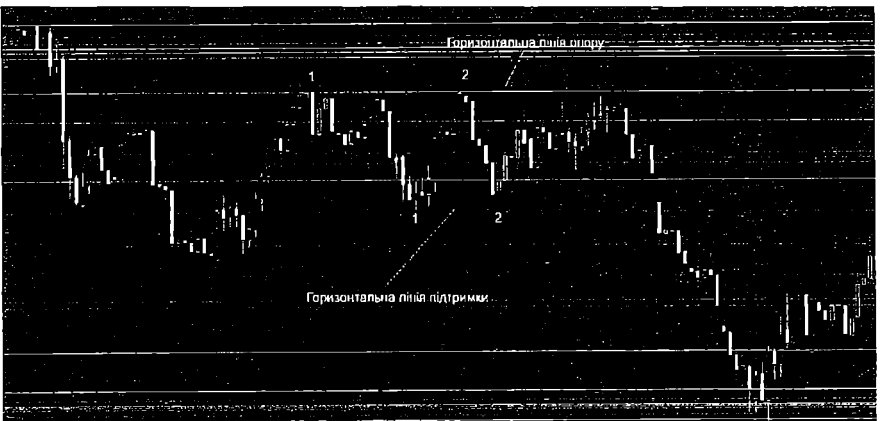


Рис. 3. Горизонтальна лінія тренду

Лінії тренду класифікуються за ступенем важливості за допомогою чотирьох показників: тимчасовий масштаб. Чим на більш високому часовому масштабі будується лінія тренду, тим важливішою вона є. Тобто лінія тренду побудована на денному графіку показує більш тривалий і стійкий тренд, ніж лінія тренду побудована на годинному графіку.

Чим довше трендова лінія, тим вона міцніша. Тому що, показує настрої трейдерів на більш тривалому проміжку часу. Чим більше разів ціна торкнулася лінії тренду, тим стійкіше вважається цей тренд. Трендова лінія, від якої ціна відскочила три і більше разів, вважається більш стійкою до пробиття, ніж лінія, яка має два відскоки. Чим більше кут нахилу між лінією тренду і горизонталлю від якої вона будувалася, тим сильніше тренд визначається цією лінією. Якщо лінія йде під великим кутом – це говорить нам про сильний імпульсний рух. Якщо лінія формується полого, тренд слабкий, і формує, як правило, корекційну хвилю. Трендова лінія є актуальною до тих пір, поки ціна не пробиває її в протилежну поточному тренду сторону. Показуючи тим самим закінчення поточного тренду.

Для правильності формулювання трендів учасникам важливо домовитися про трендове середовище.

Тренд показує, що щось змінюється, а не саму сутність, це зміна інтенсивності ознаки. Добре мати можливість вимірювання зміни і підтверджувати статистику.

На карті тренди позначаються прямими лініями, що виходять з карток старту тренда (зазвичай зліва, на самому початку тимчасової лінії карти, в сьогоднішньому дні). В окремих випадках (наприклад, при акценті на опис трендів на противагу наступним тактам роботи) і за рішенням модератора, можуть використовуватися додаткові позначення, що описують специфічні типи трендів:

- стійкий (значення тренда з часом буде посилюватися) - суцільна лінія;
- невизначений (значення з часом буде змінюватися) - хвиляста лінія;
- згасаючий (значення з часом буде зменшуватися) - переривчаста лінія.

Згодом тренди можуть міняти свій характер, що позначається зміною лінії. В умовах роботи в спрощеному форматі ведучий пропонує учасникам готовий набір трендів.

Крок 3. Генеруються і прикріплюються на карту картки форматів. Важливо дати визначення форматів.

Формати - соціальні відповіді на виклик трендів - того, що відбувається в середовищі. Прикладом формату в ринку навчання є так звані сіті-класи – виступи цікавого спікера. По суті, у відповідь на самотність сучасного міста городяни спочатку думають про те, куди себе подіти, а

вже потім – де і як вчитися. Звідси сучасні терміни «соціально прилаштувати вечір» і «корисно утилізувати дозвілля».

Кроки 4-7. Технології, події, загрози та нормативні акти.

Генеруються і прикріплюються на карту картки технологій, подій, погроз і нормативних актів. На карту також можуть бути додані інші об'єкти залежно від цілей форсайта.

Дуже важливо для практичності реалізації міні-форсайта не зацікнення на тому, що трапиться в зв'язку з захоплюючими увагу трендами, а методично приділяти час рішенням, що робити.

У деяких випадках, в залежності від тимчасових обмежень і особливостей завдань, на сесіях 3-7 кроки можуть бути розділеними, наприклад, окремі кроки генерації форматів, генерації загроз, генерації нормативних актів. Також вони можуть бути об'єднані або скорочені.

До 5-7 кроків карта стає вже досить насиченою сутностями. І модератор групи проводить міні-збірки, звертаючи увагу на зв'язку об'єктів одного часового горизонту (по вертикалі), цікаві паралелі між розвитком трендів (по горизонталі), а також допомагає учасникам виявити і зафіксувати причинно-наслідкові, або тематичні зв'язки між сутностями, що лежать на різних трендах, наприклад, «когнітивну освіту», що зв'язує між собою картки «розподілений університет», «адаптивний підручник», «система ігрових репутацій» і т. д. Деякі особливо значущі зв'язки наносяться на карту у вигляді намальованих ліній або за допомогою нитки.

Проведення міні-збірок змісту карти – важливий технічний прийом, що дозволяє учасникам форсайта утримувати результати в максимально повному обсязі. При такій збірці поняття сценарію визначається як сукупність подій, які можуть призвести до певного результату. Виходячи з вже більш об'ємної картини події можна не тільки наклеювати точково на певну дату, а й аналогічно діаграмі Ганта відзначити цілими періодами.

Крок 8. Підсумкова збірка.

Заключним кроком є підготовка групою доповіді за результатами своєї роботи (наприклад, у вигляді презентації) і короткий виступ з нею перед учасниками інших груп форсайт-сесії (в тому випадку, коли форсайт-сесія проводилась в складі кількох груп). Для цього групою вибирається доповідач. Після виступу представників груп з доповідями провідний форсайт-сесії підводить підсумки заходу, інтегруючи результати роботи окремих груп в єдину картину в контексті цілей і завдань заходу в цілому.

В рамках компанії вдалим рішенням є використання для фіксації реакції на кожну зовнішню зміну, певне в форсайті, у вигляді можливого сценарію, шаблону бізнес-моделі. Хороша ця діяльність також для того, щоб «розім'яти картинками майбутнього» аудиторію перед стратегічною сесією.

Учасники, розбившись на групи, виписують рекомендації на майбутнє відповідно за трьома рубриками:

- 1) продовжити ... (зелене світло світлофора);
- 2) перестати ... (червоне світло);
- 3) почати ... (жовте світло).

Дана техніка іноді використовується в розгорнутому вигляді, коли фліпчарти команд задалегідь розмічаються п'ятьма рубриками: 1) продовжувати ...; 2) частіше ...; 3) рідше ...; 4) перестати ...; 5) почати ...

Часто, хоча і не завжди, проводиться ще один крок для виділення на сформовані групи так званих ставок. Ставки – це пріоритети ключового суб'єкта, зацікавленого в результатах форсайта (замовник форсайта). Вони позначають ті області або суті на карті, проектні дії щодо яких є, на думку групи, найбільш важливими в контексті завдань форсайта. Проекти і ставки можуть бути відзначені прямо на карті, або у вигляді окремих тез на фліпчарті.

Висновки. Системи, що забезпечують управління програмами розвитку на підприємстві, далеко перевершують можливості типових «настільних» інструментів управління проектами й приносять усій організації набагато більше цінності. Особливо, коли ці системи побудовано на основі форсайт-орієнтованої методології.

Розглянуто основні методики форсайтингу, що побудовані на основі експертного оцінювання.

Розроблено й наведено методику міні-форсайтингу, що носить назву світлофор, відповідно до типу прийняття фінальних рішень:

- 1) продовжити ... (зелене світло світлофора);
- 2) перестати ... (червоне світло);
- 3) почати ... (жовте світло).

Наведено та обгрунтовано основні типи трендів, що використовуються при реалізації форсайтингу.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Глушков В.М. *Макроэкономические модели и принципы построения ОГАС.* – М.: Статистика, 1975. – 160 с.
2. Мильнер Б.З. *Организация программно-целевого управления.* – М.: Наука, 1980. – 376 с.
3. Поспелов Г.С., Ириков В.А., Курилов А.Е. *Процедуры и алгоритмы формирования комплексных программ.* – М.: Наука, 1985. – 424 с.
4. Клиланд Д. *Системный анализ и целевое управление / Пер. с англ.* – М.: Б. и М., 1974. – 280 с.
5. Дружинін Є.А. *Методологічні основи ризик-орієнтованого підходу до управління ресурсами проектів і програм розвитку техніки: дис. ... доктора техн. наук: 05.13.22 / Дружинін Євген Анатолійович.* – Харків, 2006. – 593 с.

6. Месарович М., Мако Д., Такахара И. Теория иерархических многоуровневых систем: Пер. с англ. – М.: Мир, 1973. – 344 с.
7. Гермейер Ю.Б., Моисеев Н.Н. О некоторых задачах теории иерархических систем управления // Проблемы прикладной математики и механики. – М.: Наука, 1971. – С. 30-43.
8. Волкович В.Л. Модели и алгоритмы автоматизированного проектирования сложных систем управления. – К.: Наукова думка, 1984.
9. Михалевич В.С., Кукса А.И. Методы последовательной оптимизации в дискретных сетевых задачах оптимального распределения ресурсов. – М., 1983.
10. Воропаев В.И. Функциональные модели управления проектной деятельностью для разных заинтересованных сторон // Управление проектами и программы. – № 4. – 2014.
11. Бушуев С.Д. Креативные технологии управления проектами и программами: Монография / С.Д. Бушуев, Н.С. Бушуева и др. – К.: Sammit-kniga, 2010. – 768 с.
12. Белоконь А.И. Анализ значимости заинтересованных сторон проекта / А.И. Белоконь, С.А. Маланчий, С.В. Антоненко, Т.В. Коцюба, Т.А.Д. Алкубалайт // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. – 2018. – № 2. – С. 81-94.
13. Рач В.А. Проблеми захисту інформації в управлінні проектами в епоху економіки знань / В.А. Рач // Управління проектами та розвиток виробництва. – 2009. – № 2. – С. 156-160.
14. Гян Р.Б., Иванов С.В. Инвестиционные проекты в рамках стратегического управления предприятием: Монография. – Д.: Маковецкий, 2009. – 404 с.
15. Мазур И.И., Шапиро В.Д., Ольдерогге Н.Г., Полковников А.В. Управление проектами. – М.: Омега-Л, 2014. – 959 с.
16. Бушуев С.Д. Управление проектами: Основы профессиональных знаний и система оценки компетентности проектных менеджеров (National Competence Baseline, NCB UA Version 3.0) / С.Д. Бушуев, Н.С. Бушуева. – К.: ІРІДІУМ, 2006. – 208 с.
17. Бушуева Н.С. Модели и методы проактивного управления программами организационного развития: Монография. – К.: Наук. світ, 2007. – 199 с.
18. Хироши Танака. Комплексное управление мультипроектами в подрядных организациях // Управление проектами и программы. – № 2. – 2006.
19. Шигенбу Охара. Применение методологии P2M в гражданском строительстве и анализ результатов // Управление проектами и программы. – № 3. – 2005.

20. Грашина М. Основы управления проектами. / М. Грашина, В. Дункан. – СПб.: Питер, 2006. – 208 с.
21. Пархоменко О.М. Управление машиностроительным предприятием: функции, организационная структура, кадры: Уч. пособие. / О. Пархоменко, А. Осиевский. – Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т «ХАИ», 2000. – 160 с.
22. Руководство по управлению инновационными проектами и программами: Т. 1, версия 1.2 : Пер. на рус. язык / Под ред. С.Д. Бушуева. – К.: Наук. світ, 2009. – 173 с.

Стаття надійшла до редакції 19.12.2018

Рецензенти:

доктор технічних наук, професор, проректор з наукової роботи
Національного університету кораблебудування імені адмірала Макарова
В.С. Блінцов

доктор технічних наук, професор, професор кафедри Морського
приладобудування Національного університету кораблебудування імені
адмірала Макарова **Б.М. Гордеєв**

Наукове видання

ВІСНИК ОДЕСЬКОГО НАЦІОНАЛЬНОГО МОРСЬКОГО УНІВЕРСИТЕТУ

Збірник наукових праць

Випуск 4 (57)

Засновник – Одеський національний морський університет

*Українською, російською
та англійською мовами*

Видається з червня 1997 р.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи
ДК № 4242 від 26.12.2011 р.

Підписано до друку з оригінал-макету 20.12.2018.
Формат 70x108/16. Папір офсетний. Ум. друк. арк. 13,4.
Замовлення № 178.

Надруковано у Видавництві ОНМУ
65029, м. Одеса, вул. Мечникова, 34.
Тел. 728 31 14