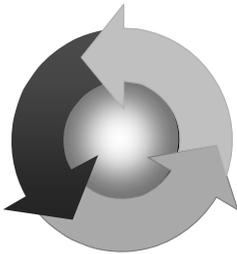


ISSN 1815-6770

Министерство образования и науки Украины
ОДЕССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

Судовые энергетические установки



Научно-технический сборник

Выпуск 23

Одесса
2009

ББК 39.46
С 89
УДК 629.123.066

Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. Вып. 23. – Одесса: ОНМА, 2009. – 117 с.

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

Для научных работников и специалистов.

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

Адрес редакционной коллегии: 65029, Одесса, ул. Дидрихсона, 8, Одесская национальная морская академия (ОНМА), кафедра СЭУ.

Контактные телефоны редакции (048) 733-49-24, 733-23-52.

e-mail: seu@ma.odessa.ua

Компьютерная вёрстка Шакун С.Н.

Утверждено учёным советом ОНМА, протокол № 11 от 25.11.2009

© Одесская национальная морская академия

Содержание

<i>Коллегаев М.А.</i> Формализация системы управления безопасностью судовой энергетической установки.....	4
<i>Сандлер А.К., Сандлер А.А.</i> Волоконный датчик давления для высокотемпературных систем топливоподготовки.....	17
<i>Ерыганов А.В.</i> Уравнения движения центробежного измерителя скорости в период пуска двигателя.....	23
<i>Тверская С.Е.</i> Методика расчета теплоотдачи дисков роторов газотурбинных двигателей на нестационарных режимах работы.....	31
<i>Карьянский С.А.</i> Постановка задач экспериментального исследования стратификации двухфазного потока типа “грунт-вода”.....	37
<i>Денисов В.Г.</i> Повышение эффективности судовых энергетических установок.....	43
<i>Кирич А.В.</i> Определение термического КПД цикла дизеля, работающего с газотурбинным наддувом.....	48
<i>Абрамов В.А.</i> Анализ влияния определяющих факторов и их взаимодействий на величину второй смешанной константы диссоциации угольной кислоты в морской воде.....	53
<i>Рященко Б.П.</i> Анализ процесса глубокой очистки льяльных вод судов с учетом теории турбулентности.....	68
<i>Молодцов Н.С.</i> Методологические основы восстановления работоспособности сопряжений деталей судовых технических средств технологическими методами.....	74
<i>Богач В.М., Молодцов Н.С.</i> Особенности технического обслуживания сопряжений деталей ЦПГ при восстановлении их работоспособности.....	82
<i>Левченко А.А.</i> Система управления износостойкостью деталей судовых технических средств.....	90
<i>Половинка Э.М., Панасенко В.В.</i> Особенности систем топливоподдачи дизелей с бессливными форсунками.....	95
<i>Тарапата В.В.</i> Выбор методов восстановления трибосопряжений прецизионных деталей средств транспорта.....	101
Рефераты.....	110
Правила оформления и представления рукописей для сборника «Судовые энергетические установки».....	116

УДК 519

Колегаев М.А.
ОНМА

ФОРМАЛИЗАЦИЯ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ БЕЗОПАСНОСТЬЮ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

Обеспечение безопасности представляет сложную политическую, экономическую и научную проблему. Эксплуатация потенциально опасных сложных технических систем, которым является судно с его энергетической установкой, показала, что традиционные научные подходы их исследования, которые базируются на детерминированных и стохастических моделях требуют новых методов и подходов в решении этой проблемы. Авторы разных концепций [1-3] теории безопасности подчеркивают, что создание общей теории безопасности дало бы возможность подойти к анализу и поиску решений обеспечивающих безопасность с общих методологических позиций.

Целью настоящей работы построение элементов общей теории безопасности, которые посвящены формализации описания системы управления безопасностью судовой энергетической установкой.

Данное направление формализации рассматривает построения элементов теории управления безопасностью судовой энергетической установкой (СЭУ) морских транспортных судов, которая бы содержала концептуальные вопросы защиты СЭУ в целом и ее основных элементов независимо от их функционального назначения. Научные основы данного подхода к проблеме безопасности развиты в трудах В.Д. Могилевского [1, 2], Егорова А.И. [3] и др. В них используется анализ результатов нелинейной динамики и теории систем, которые на базе теории управления вместе с теоретико-множественным формализмом позволяют получить обобщенную интерпретацию процессов, которые угрожают существованию и нормальному функционированию СЭУ. Этот подход к изучению безопасности базируется на отделиении в пространстве состояний системы сфер безопасности и их следующей трансформации на множественном числе возмущений. В этих работах предлагаются оценки безопасности, разработаны структуры поддержки безопасности.

Современная СЭУ состоит из большого числа машин и механизмов Основным функциональным назначением её является обеспечение сохранной перевозки грузов морем.

Таким образом, задано некоторое множество элементов системы СЭУ $\{V_i\}$, $i \in I$. Тогда модель системы можно определить как некоторое собственное подмножество произведения декартов:

$$S_{ys} \subset \prod_i V_i \quad (1)$$

Для анализа динамики такой системы наиболее информативными объектами являются входной и выходной [2, 3] сигналы — в соответствии с множествами $X_{ВХ}$ и $X_{ВЫХ}$. Тогда систему можно характеризовать как принадлежность

$$S_{ys} \subset X_{ВХ} \times X_{ВЫХ} \quad (2)$$

Для динамических систем дополнительно устанавливается взаимосвязь между положениями элементов СЭУ в разные промежутки времени через функции перехода состояний. Для практического приложения следует сделать следующие комментарии.

Во-первых, наиболее рационально через $X_{ВЫХ}$ выразить множество системы S , $X_{ВЫХ} = S$, которое наиболее информативно описывает динамику СЭУ.

Во-вторых, необходимо детализировать множество входных сигналов $X_{ВХ}$. Последняя величина является объединением двух множеств: множеством внешних возмущений (входных параметров) Σ и множеством внутренних возмущений Ξ (внутренних параметров).

Внешние возмущения, к которым можно отнести и начальные условия СЭУ — S_n , предопределены взаимодействием системы с внешней средой (воздушным и морским бассейнами). Внутренние же возмущения в раках СЭУ связаны с априорно недостаточным математическим описанием СЭУ.

Внутренние возмущения Ξ условно, разделим относительно их проявлений на: структурные S_i и параметрические P . Возмущения S_i приводят к изменениям структуры (трансформации связей в системе) и являются наиболее сильными с точки зрения влияния на динамику СЭУ. Вторые приводят к вариации параметров, вызывает бифуркационные изменения динамики с разрушительными последствиями. Тогда управляющее воздействие можно записать:

$$X_{ВХ} = \Sigma \times \Xi = \Sigma \times S_i \times P \quad (3)$$

В-третьих, необходимо раскрыть в рамках существующей СЭУ с учетом ее конфигурации и материальной реализации механизм преращения входных влияний в системе. Для этого в первую очередь

рассмотрим множественное число допустимых управлений U . Управление СЭУ осуществляется с помощью превращения замеренной информации о состоянии системы S , которая превращается в конечное множество сигналов Y . В этой операции принимает участие также множество погрешностей Ψ . Все эти превращения можно охарактеризовать с помощью оператора

$$A : T \times S \times \Psi \Rightarrow Y, \quad (4)$$

где T — время, множество вещественных чисел.

Полученное управляющее воздействие тесно связано с погрешностями Φ , которые состоят из методических и инструментальных.

Существенной для нахождения управления безопасностью является формулировка цели как состояния СЭУ — $S_{ц}$, позволяющей реализовать функциональное назначение судна как транспортного средства.

Для достижения определенной цели необходимо ввести показатель ее выполнения — критерий качества функционирования системы J .

Наконец, важным для оценки функционирования СЭУ является имеющийся ресурс I .

Тогда процесс выполнения безопасного управления СЭУ можно представить оператором

$$\in B : T \times Y \times S_{ц} \times J \times I \times \Phi \Rightarrow U. \quad (5)$$

Эти процессы можно компактно описать в виде соотношения

$$\in C^{(1)} : T \times S_n \times \Sigma \times S_t \times P \Rightarrow S \quad (6)$$

или, учитывая процедуру превращения информации в системе, как

$$\in C^{(2)} : T \times S_c \times \Sigma \times S_t \times P \times Y \times U \Rightarrow S, \quad (7)$$

что позволяет вместе с операторами (4), (5) записать алгоритм функционирования СЭУ. Таким образом, оператор C представляет математическую модель управления безопасностью СЭУ.

На следующем этапе формализации необходимо выполнить условное разделение систем — СЭУ и среды. Ключевым признаком, который отличает СЭУ от среды, является то обстоятельство, что в них действуют разные законы. При отделении системы от среды и разработки ее математической модели основной проблемой является их разграничение, а также существование численных связей между ними. Выполним это разделение аналогично [1], для чего заменим

двусторонние связи односторонними. Именно такой подход, позволяет рассматривать систему и среду как одно целое, что означает отсутствие необходимости в изучении взаимодействия двух систем, что достаточно сложно.

Таким образом, имеем две системы: собственно СЭУ, динамика которой характеризуется выражением (6), и окружающую среду.

Для того чтобы отличить вторую систему, будем помечать ее с помощью индекса *.

Формально приведенную процедуру можно представить следующим образом:

$$\begin{aligned} \text{а) } C : T \times S_n \times \Sigma^* \times \Xi \Rightarrow S; \\ \text{б) } C^* : T \times S_n \times \Sigma \times \Xi^* \Rightarrow S^*, \end{aligned} \quad (8)$$

где связь между системами проявляется через возмущение Σ , которое образуется с помощью второй системы. Влияние на вторую систему выразим через операторы

$$\begin{aligned} \text{а) } D : T \times S \Rightarrow \Sigma; \\ \text{б) } D^* : T \times S^* \Rightarrow \Sigma^*. \end{aligned} \quad (9)$$

В таком случае для каждой из систем существование другой равнозначно появлению дополнительной обратной связи и дополнительного входа к начальным условиям. Общую схему взаимодействия можно представить как на рис. 1.

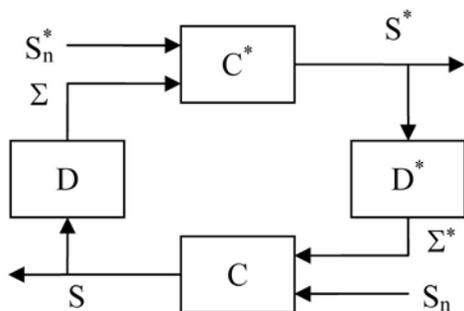


Рис. 1. Взаимодействие СЭУ и окружающей среды

В случае такого представления задачи изучение проблемы управления безопасностью можно достичь за счет обращения оператора связи в нуль.

Так, при изучении внутренней безопасности $D^* \equiv 0$, а в случае внешней — $-D^* \equiv 0$. Таким образом, превращаем двусторонние связи в односторонние. После чего имеем дело с замкнутой системой.

Отсюда следует, что суть понятия «угроза» скрыта в самой СЭУ и возникает в процессе ее эксплуатации и взаимодействия со средой. Если система замкнута, то угроза содержится во внешних возмуще-

ниях Σ . Для того, чтобы обнаружить механизм появления угроз в открытых системах, необходимо провести анализ динамики взаимодействия СЭУ и окружающей среды. При этом под понятием «опасность» для СЭУ понимают потерю ее целостности, а как следствие — ее поэлементное разрушение.

В рамках такого подхода определение предмета исследования формулируется следующим образом — теория безопасности является наукой про исключение режимов функционирования системы, которые угрожают ее существованию и мероприятия по их предотвращению.

Данный предмет исследования рассматривается в рамках модели, которая описывается с помощью операторов (4), (5), (7). Воздействие окружающей среды вводится через внешние возмущения Σ . В таком случае необходимо рассматривать две функции: внешнюю, которая определяет влияние объекта на среду, и внутреннюю, которая характеризует свойство сопротивления объекта действию среды. Соответственно, различают постановки задач исследования внутренней и внешней функций безопасности: в первом случае главное внимание уделяется динамике среды в условиях влияния со стороны СЭУ, а во втором случае наиболее интересным является поведение СЭУ относительно окружающей среды.

Внутренняя безопасность — это критерий целостности СЭУ или показатель ее гомеостаза. Безопасность характеризует способность СЭУ поддерживать свое нормальное функционирование в условиях влияния среды и внутренних возмущений.

Внешняя безопасность — это способность СЭУ взаимодействовать с окружающей средой без нарушения ее гомеостаза. При этом влияние СЭУ на среду не приводит к необратимым изменениям значений параметров, которые характеризуют ее состояние, и которые считаются допустимыми.

Таким образом, методологическую основу теории управления безопасностью СЭУ с точки зрения теоретико-множественной концепции составляет теория взаимодействия систем. Именно при их взаимодействии образуются угрозы существования каждой из них или для обеих вместе. Тогда управление безопасностью СЭУ — это комплексный критерий оценки качества, который характеризует как ее динамику, так и ее техническое воплощение.

Следовательно, теоретико-множественная концепция рассматривает управление безопасностью СЭУ как показатель ее качества и

целостности. Объективным показателем безопасности системы является ее состояние в процессе эксплуатации. Поэтому о безопасности системы в первую очередь делают выводы по ее динамике, которая характеризуется такими показателями: устойчивостью, качеством переходных процессов, управляемостью, идентифицированностью. Изменение этих характеристик приводит к ухудшению качества управления системой, прекращение выполнения ею функционального назначения частичного или полного разрушения ее элементов.

В таком случае общая задача формулирования оценки безопасности заключается в разработке такой оценки, с помощью которой в ходе эксплуатации СЭУ количественно определяется угроза разрушения системы с целью своевременного принятия мероприятий для их предотвращения. Такую оценку можно получить с помощью параметров траектории движения системы в виде функционала

$$\in J_{\sigma} = J_{\sigma}(t, s, u, \sigma, \zeta), s \in S, u \in U, \sigma \in \Sigma, \zeta \in \Xi \quad (10)$$

Принципиальная схема формирования показателя эффективности управления безопасностью J_{σ} на основе всех информационных потоков в системе приведено на рис. 2.

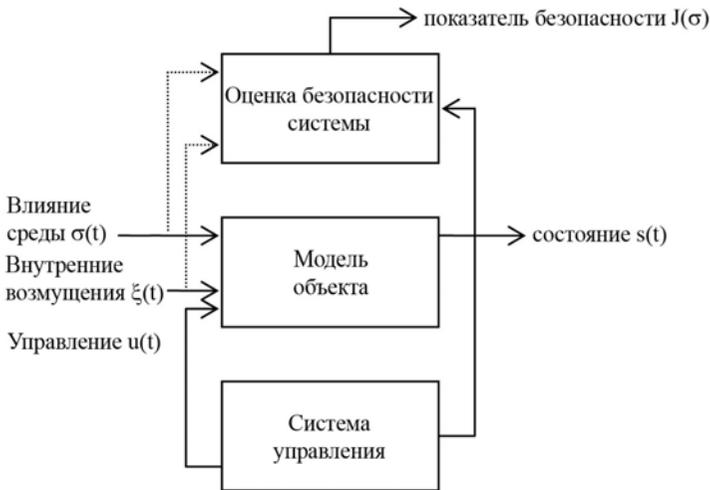


Рис. 2. Схема формирования показателя эффективности управления безопасностью СЭУ

Для его нахождения разделим пространство состояний системы на две области, которые описывают полное множественное число всех состояний системы

$$-S = S_0 \cup S_6,$$

где S_0 — множественное число опасных состояний существования системы; S_6 — множество всех безопасных состояний. Тогда задача сводится к построению множественного числа S_6 , что в свою очередь означает необходимость нахождения границы этого множественного числа Γ_6 , которое содержит всю информацию о безопасности системы. В таком случае показатель безопасности Γ_6 является мерой отклонения текущего состояния системы S от границы Γ_6 (рис. 3).

Этот предел можно найти путем наблюдения за системой или методами математического моделирования. В последнем случае перебирают все подозрительные влияния на систему и проверяют реакцию на них, что позволяет выделить катастрофические состояния, то есть найти Γ_6 .

Однако такой подход не совсем удовлетворяет практические потребности. Для него характерна принципиальная задержка при принятии решений: факт аварийности режима устанавливается лишь после того, как он произошел, что исключает прогноз и проведение защитных мероприятий. Выход из данной ситуации находят в уменьшении участка безопасности, ее модификации ($S_{6м}$ и соответственно $\Gamma_{6м}$)

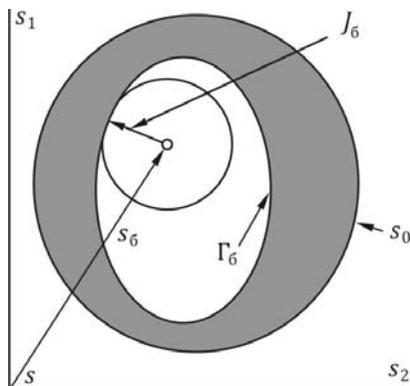


Рис. 3. Показатель безопасности в пространстве состояний

Такой подход дает возможность создать некоторый «запас», повысить уровень защищенности системы.

Приведенное выше можно детализировать, если допустить, что участок безопасности $S_{6м}$ удалось построить. Тогда задача заключа-

ется в перечислении этого пространства состояний на пространство входных влияний: параметрических S_{\ddagger}^p и внешних (влияний среды)

S_{\ddagger}^{Σ} возмущений. Тогда, используя (8), можно записать

$$\in C^{(1)} : T \times S_{\text{бм}} \Rightarrow \{\Sigma, \Xi\}. \tag{11}$$

Поскольку на практике трудно установить вклад каждого возмущения в состояние системы, то предлагается участки безопасности строить отдельно для каждого входящего влияния:

$$\in N_p^{-1} : T \times S_{\ddagger}^p \tag{12}$$

$$\in N_{\Sigma}^{-1} : T \times S_{\ddagger}^{\Sigma} \Rightarrow \Sigma. \tag{13}$$

Суть такого построения заключается в установлении соответствия предела $\Gamma_{\text{бм}}$ множественного числа $S_{\text{бм}}$ пределам в пространствах параметров и влияний среды, соответственно S_{\ddagger}^p и S_{\ddagger}^{Σ} , для чего методами математического моделирования определяют соответствующие предельные значения указанных величин, превышения значений которых может привести к разрушению системы. При этом для каждого уровня внешних влияний рассматривают свое множественное число допустимых значений параметров системы (рис. 4).

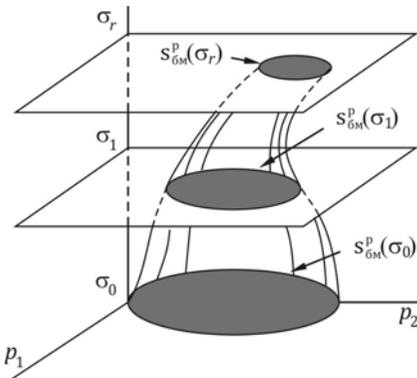


Рис. 4. Деформация параметрического участка безопасности при разных возмущениях

Горизонтальная плоскость рисунка является множественным числом параметров $p = \{p_i\}$, $i = 1, 2$, где выделен участок безопасности S_{\ddagger}^p . На ординате отложены внешние возмущения $\sigma \in \Sigma$ для трех конкретных значений $\sigma_0, \sigma_s, \sigma_r$.

Для разных уровней возмущений участок S_{\ddagger}^p изменяется, будучи функцией σ .

В результате указанных преобразований были получены два взаимосвязанных множества: участ

стки безопасности S_{\ddagger}^p и S_{\ddagger}^{Σ} , построенные в пространствах, входя-

щих влияний и флуктуационных параметров соответственно. Это дало повод авторам концепции прийти к выводу, что для оценки безопасности желательно перейти от изучения состояния системы к наблюдению за входными сигналами, что означает замену анализа последствий анализом причин.

Таким образом, для разработки управления безопасностью СЭУ необходимо:

- иметь модель объекта управления;
- синтезировать алгоритм управления, который бы обеспечивал необходимое развитие системы, ее движение к цели с учетом имеющихся ресурсов и ограничений относительно изменений параметров движения;
- для этого необходимым является выполнение условий управляемости, наблюдаемости и идентифицируемости.

Эти условия являются обязательными, для разработки управляемую систему безопасности СЭУ.

Далее рассмотрим основные положения разработки основных элементов системы управления безопасностью СЭУ с использованием системного подхода к изучению безопасности. Это является проявлением синтезирующего начала в методологии построения элементов теории безопасности, в которой все накопленные знания в этой области построены в виде логической непротиворечивой единой схемы.

Основными элементами задачами теории управления безопасностью согласно [2] можно представить следующие:

- получение знаний о процессах обеспечения безопасности при организации эксплуатации различных СЭУ; их теоретическое обобщение;
- выяснение взаимосвязей между отдельными направлениями и аспектами исследований безопасности и формирование на их основе элементов единой системы теории управления безопасностью СЭУ;
- разработка структуры системы управления СЭУ, обоснование ее целей и задач, места и роли основных компонентов, при организации функционирования судна как транспортного средства;
- разработка концепций, программ и предложений относительно обеспечения комплексной безопасности жизнедеятельности пассажиров и членов экипажей судов;

- выяснение закономерностей и тенденций относительно обоснования показателей и критериев постоянного безопасного развития судоходства.

Решение такой задачи выполним в рамках известных положений теории системного анализа [4].

Система управления безопасностью (СУБ) — система на высшем уровне иерархии, выполняет задание поддержки гомеостаза СЭУ путем принятия возмущений на себя, а также обеспечения ее непрерывного функционирования. Но в ее функции не входит борьба с аварийными режимами, чрезвычайными ситуациями разного уровня и тому подобное, когда идет речь о сохранении СЭУ. Именно поэтому СУБ отводится место на более высоком уровне, главной задачей которой является сохранение работоспособности СЭУ и гарантирования заданных условий ее функционирования в условиях существования угроз.

Для управления системами в случае возникновения угрожающих ситуаций используются два принципа:

- принцип локальности, суть которого — создание условий прекращения распространения опасных тенденций развития;
- принцип глобальности, когда действие угрозы распространяется на всю СЭУ и ее прекращение нуждается в широком спектре принятия управленческих решений на уровне экипажа судна.

Как отмечалось выше, информация о появлении аварийного режима целесообразно получать в результате анализа положения векторов параметров системы p векторов возмущений σ внутри модифицированных участков безопасности $S_{\text{бм}}^p$ и $S_{\text{бм}}^\Sigma$. То есть, в пространстве возмущений p необходимо рассчитать критерий (расстояние) до предела $\Gamma_{\text{бм}}^p(\sigma)$;

$$\in J_{16} = \min \rho \left\| p - \Gamma_{\text{бм}}^p(\sigma) \right\|. \quad (14)$$

Оценкой может быть предельная величина

$$\in J_{26} = \left\{ \rho \leq \rho_{\text{доп}} \right\}, \quad (15)$$

где $\rho_{\text{доп}} = \rho \left\| p - \Gamma_{\text{бм}}^p(\sigma) \right\|$.

Аналогично за аварийное состояние можно признать факт его принадлежности к пределу

$$\in J_{36} = \{p \in \Gamma_{6M}^p(\sigma)\}. \quad (16)$$

Предложенные два вида оценок — непрерывной (14) и предельных (15), (16) — позволяют авторам данной концепции по-разному формировать управление. Вариант (14) применяется при условии, когда СУБ осуществляет непрерывное управление системой и обеспечивает безопасное состояние ее функционирования. Варианты (15), (16) используются, когда управление СЭУ происходит с помощью предварительно разработанного регламента, адекватного ситуации, которая образовалась. Результатом последнего может быть структурная перестройка внутренних связей СЭУ, которая является наиболее значительным способом влияния на нее.

С помощью обобщения опыта эксплуатации СЭУ можно без особого труда выделить опаснейшие тенденции развития процессов в СЭУ, которые приводят к быстрому достижению Γ_{6M}^p . В таком случае рационально выделить некоторое окружение предельного участка и аппроксимировать его:

$$\Gamma_{6M}^p = f[p(\sigma), \sigma] \in. \quad (17)$$

Все эти упрощенные аналоги предлагается использовать для определения угроз и управление безопасностью СЭУ. Среди механизмов обеспечения безопасности СЭУ рассматриваются два: внешний и внутренний.

Внешний защитный механизм направлен на вспомогательные судовые системы для упорядочения взаимодействия СЭУ и среды. Его задачей являются сдерживание внешних возмущений, которые угрожают существованию СЭУ или служат причиной недопустимые отклонения состояния безопасности от заданного значения, обеспечения параметров номинирующих процесс эксплуатации СЭУ обеспечивающий выполнение, прежде всего функционального назначения судна как транспортного средства.

Таким образом, внешний механизм принадлежит к более высокому уровню иерархии, чем внутренний, так как он непосредственно взаимодействует со средой. Для его успешного функционирования в первую очередь нужна информация о состоянии среды, на основе которой его собственные устройства управления смогут определить корректирующее влияния.

К такой информации относятся:

- информация о цели функционирования СЭУ и ее элементов;

- данные о текущем состоянии СЭУ и ее элементов для коррекции необходимого регулирующего воздействия на СУЭ и ее элементы.
- Внутренний защитный механизм должен решать такие задания:
- сдерживать негативные влияния со стороны среды, которые преодолели внешнюю защиту;
- противостоять структурным возмущениям, вызванным, в том числе и самими элементами СЭУ;
- содействовать СЭУ выполнению ее функционального назначения.

Таким образом, выполнение этих функций имеет целью поддержку системного гомеостаза и в этом плане они отличаются от задач, которые решаются традиционной системой управления.

Следовательно, система управления безопасностью систем должна включать такие положения:

- анализ опасных явлений и разработку математических моделей с помощью нелинейной динамики и синергетики со следующим подтверждением адекватности аналитических моделей с помощью проведения натурного или вычислительного эксперимента, в случае если эти эксперименты могут вызвать разрушение элементов СЭУ;
- описание критических процессов в общие схемы развития катастрофы и составления детальной модели, которая базируется на анализе причинно-следственных связей данной подсистемы СЭУ;
- определение методов влияния на подсистему и синтез алгоритмов управления ею со следующей проверкой эффективности влияния управления на развитие катастрофы;
- процесс управления должен базироваться на мониторинговых наблюдениях состояния системы, прогнозировании развития событий на основе использования иерархической двухуровневой модели и управления на нижнем уровне.

Система управления существенно упрощается, если удастся сформировать единую модель с очевидными независимыми каналами управления отдельными машинами и механизмами СЭУ.

Выводы.

Очевидно, сегодня рано говорить о создании общей теории безопасности, которая опиралась бы на строгий теоретический фунда-

мент и с помощью которой можно было бы целенаправленно влиять на возникающие угрозы. В настоящей работе формализована процедура создания элементов системы управления безопасностью СЭУ.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мозгалеvский В.Д. Введение в теорию управления безопасностью систем // Проблемы безопасности при чрезвычайных ситуациях. – 2001. – №4. – С. 215-236.
2. Егоров А.И. Основы теории управления / А.И. Егоров. – М.: Физматлит, 2004. – 504 с.
3. Качинський А.Б. Засади системного аналізу безпеки складних систем / за заг. ред. акад. НАН України В.П. Горбуліна / А.Б. Качинський. – К.: Євроатлантикінформ, 2006. – 336 с.
4. Антонов А.В. Системный анализ. – М.: Высш. школа, 2004. – 454 с.

УДК 681.7.068

Сандлер А.К., Сандлер А.А.
ОНМА

ВОЛОКОННЫЙ ДАТЧИК ДАВЛЕНИЯ ДЛЯ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНЫХ СИСТЕМ ТОПЛИВОПОДГОТОВКИ

Тенденция постоянного роста мировых цен на нефтепродукты требует незамедлительного решения ряда задач по эффективному использованию топлив на судах. Более 60% транспортных перевозок в мире составляют перевозки морем. Для снижения затрат на топливо осуществляется крупномасштабный перевод судовых двигателей на дешевые высоковязкие асфальтосодержащие сорта топлив. Поставки потребителям таких топлив осуществляется в состоянии неопределенности, обусловленной влиянием на характеристики углеводородов условий хранения и транспортировки.

В таких условиях возникает необходимость постоянного мониторинга характеристик топлива. Существующие типы датчиков, входящие в состав систем топливоподготовки, не всегда отвечают решению возрастающего круга задач, связанных с автоматизацией процесса эксплуатации энергетической установки при переходе к безвахтенному обслуживанию. Существует объективная необходимость в новых типах первичных преобразователей, инвариантных к дестабилизирующим факторам (ДФ) как контролируемой, так и внешней среды [1].

В наибольшей степени негативному влиянию ДФ на подвержены чувствительные элементы датчиков. Это влияние находит свое отражение в появлении в информационном сигнале значительной неинформативной составляющей (сигнала помехи). К числу наиболее ДФ, в наибольшей степени инициирующих появление неинформативного сигнала, относится температура.

В датчиках, использующих отвод давления с помощью отводной трубки или капилляра с жидкостью, высокая температура тяжелых сортов топлив способствует образованию в отводных трубках конденсат или сублимат. Наличие этих продуктов в элементах измерительного тракта, существенно ухудшает частотные характеристики всей измерительной системы [2].

В датчиках давления тензорезистивного и пьезоэлектрического типов рост температуры среды вызывает изменение сопротивления, модуля упругости и линейных размеров [3]. Эти изменения приводят

к значительной температурной погрешности нуля и понижению чувствительности датчиков давления. Долговременная эксплуатация датчиков возможна только при условии понижения уровня показателей надежности или метрологических характеристик.

В сложившейся ситуации наиболее актуальным является решение таких противоречивых проблем, как повышение стабильность и точность измерений датчиков одновременно с расширением диапазона показателей надежности и долговечности. При этом наибольшие трудности вызывает решение этих проблем в совокупности, но именно этого требует практика использования датчиков. В связи с этим необходимо искать новые подходы к построению высокостабильных датчиков, к совершенствованию их структур и принципов функционирования [4].

Целесообразным представляется решение проблемы на основе использования волоконно-оптических технологий [5, 6, 7]. Решение основывается на особых свойствах кварцевого стекла – материала, используемого для изготовления чувствительных элементов волоконно-оптические датчики давления (ВОДД). В температурном диапазоне 250 ... 750 К легированное кварцевое стекла обладает наименьшим гистерезисом из всех известных материалов; коэффициент температурного расширения составляет $5 \cdot 10^{-7}$ 1/К; прирост величины модуля упругости порядка 6%. Эти свойства позволяют создавать чувствительные элементы, контактирующие непосредственно с высокотемпературной средой без дополнительных элементов и электродов питания.

В настоящее время разработано множество принципов построения и различных конструктивных реализаций ВОДД. Для отбора оптимальной конструкции ВОДД топлива и масла серийные датчики были испытаны на экспериментальном стенде (рис. 1).

Первым был испытан широко распространенный ВОДД амплитудного типа. В состав такого датчика входят призма, мембрана из силиконового материала с отражающим слоем и волоконные световоды [5]. Датчики такого типа хорошо зарекомендовали себя в фармацевтической и пищевой промышленности. Результаты испытаний показали что:

- в температурном диапазоне топлива от 310 К и выше для поддержания номинальной точности измерения необходимо использовать дополнительные устройства температурной коррекции;

- при температурах порядка 370 ... 400 К наблюдается интенсивная деструкция силиконовых мембран при взаимодействии с тяжелыми сортами топлив.

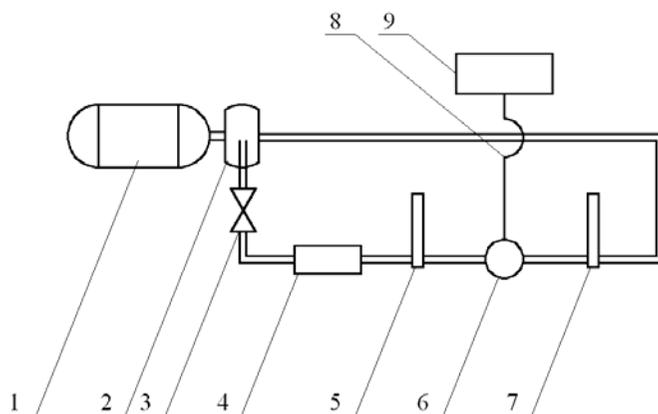


Рис. 1. Схема экспериментального стенда: 1 – электродвигатель; 2 – насос; 3 – клапан; 4 – топливоподогреватель; 5 – термометр; 6 – ВОДД; 7 – контрольный манометр; 8 – волоконная линия; 9 – оптический рефлектометр.

На следующем этапе исследований был испытан поляризационный ВОДД. Датчик этого типа используется в установках химических производств и был оценен как устройство, более полно соответствующее требованиям задачи контроля давления топлива и масла. Датчик этого типа представляет собой ограниченный фланцами фрагмент трубопровода. На внешней цилиндрической поверхности трубопровода, обработанной по 14 классу чистоты, навит отрезок волоконного световода в виде многовитковой катушки [8, 9].

Анализ рабочих характеристик ВОДД в условиях стендовых испытаний показал следующее:

- датчик обеспечивает измерения в диапазоне до 420 К при относительной влажности 10 ... 15 %;
- при повышении влажности до 50 ... 70% сенсорный элемент требует сложных технологических мер по защите контактной шлифованной поверхности на трубопроводе для предупреждения паразитирующей модуляции на корродированных участках;
- нарушения геометрии укладки катушки под воздействием механических ДФ приводят к резкому искажению выходного сигнала;

Анализ одних из самых распространенных конструкций ВОДД позволил сформировать круг требований к датчику давления для топливных и масляных систем. Датчик представлялся как компромиссная конструкция, в которой использованы элементы, выполненные из однородных материалов, отсутствует необходимость термодатчика при нарушении геометрии и свойств чувствительных элементов и одновременно сохраняется высокий уровень чувствительности амплитудных и рабочего диапазона поляризационных ВОДД.

Для проверки теоретических предположений была создана модель ВОДД. Модель представляет собой фрагмент трубопровода, во внутренней проточке которого располагается чувствительный элемент. В качестве чувствительного элемента использован тороидальный световод. Внешняя поверхность тороидального световода через герметические вводы сообщается с излучающим и приемным световодами. Внутренняя поверхность чувствительного элемента покрыта отражающим защитным слоем. Суммарная толщина тороидального световода и отражающего слоя подобрана так, чтобы не нарушать геометрию проходного сечения трубопровода (рис. 2) [10].

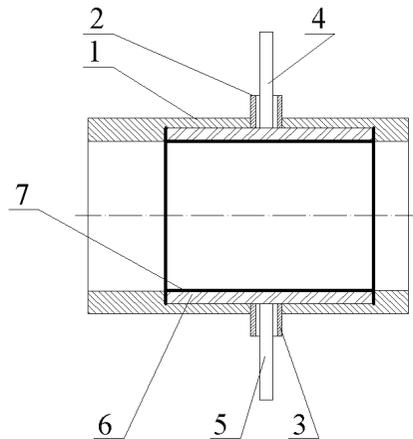


Рис. 2. Волоконно-оптический датчик давления (разрез в диаметральной плоскости): 1 – цилиндрическая вставка, 2 – ввод, 3 – вывод; 4 – излучающий световод; 5 – принимающий световод, 6 – сенсорный элемент, 7 – отражающий слой

При изменении величины давления происходит нарушение условий полного внутреннего отражения света, которое возникает как

отклик на изменения показателя преломления тороидального световода. Нарушение условий полного отражения света в чувствительном элементе находит свое отображение в изменении величины интенсивности светового излучения.

Таким образом, сенсорный элемент в ВОДД был использован в качестве оптического затвора, пропускная способность которого пропорциональна величине давления.

Исследование модели на стенде в условиях применения тяжелого топлива при температуре 360 ... 400 К и относительной влажности 40 ... 72 % показали что:

- дополнительная погрешность, вызываемая ДФ, в указанном выше диапазоне не превышает 0,12 ... 0,14 % на 10 К;
- за счет расположения сенсорного элемента непосредственно в потоке рабочей среды отсутствуют отложения твердых фракций топлива, искажающие передаточную характеристику измерительного канала;
- отсутствие линии электрического питания датчика делает процесс измерения абсолютно искровзрывобезопасным.

В целом результаты испытаний подтвердили принципиальное соответствие разработанного ВОДД требованиям к приборам контроля давления в топливных и масляных системах судовых энергетических установок.

ЛИТЕРАТУРА

1. Нікольський В.В. Основи створення пристроїв п'єзоактивної механіки для систем керування двигунами внутрішнього згорання: дис.... докт. техн. наук: 05.13.05. – Одеса, препринт 2005. – 230 с.
2. Стучебников В.М. Измерение давления высокотемпературных сред. Разработка, производство, применение и метрологическое обеспечение средств измерения давления и вакуума // Тез. докл. IX Междунар. науч.-техн. семинара. – СПб: ВНИИМ, 2004. – С. 54-56.
3. Лиманова Н.И. Датчики механических величин, инвариантные к дестабилизирующим факторам: дис. ... докт. техн. наук: 05.13.05. – Самара, препринт 2006. – 285 с.
4. Камкин, С.В., Возницкий, И.В., Шмелев, В.П. Эксплуатация судовых дизелей. – М.: Транспорт, 1990. – 344 с.
5. Большаков, В.Ф., Гинзбург, Л.Г. Подготовка топлив и масел в судовых дизельных установках. – Л.: Судостроение, 1978. – 151 с.

6. Бусурин, В.И., Носов, Ю.Р. Волоконно-оптические датчики: физические основы, вопросы расчета и применения. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 256 с.
7. Красюк, Б.А., Семенов, О.Г., Шереметьев, А.Г. Световодные датчики. – М.: Машиностроение, 1990. – 254 с.
8. Гуляев, Ю.В., Меш, М.Я., Проклов, В.В. Модуляционные эффекты в волоконных световодах и их применение. – М.: Радио и связь, 1991. – 150 с.
9. Бусурин В.И., Лярский, В.Ф., Садовников, В.И., Удалов, Н.П. Оптоэлектронные преобразователи на основе управляемых световодных структур. – М.: Радио и связь, 1984. – 228 с.
10. Сандлер, А.К., Сандлер, О.А. Волоконно-оптический датчик тиску: Деклараційний патент України № 21859, МПК (2006) G01M 11/00. – заявл. 19.09.2006. // опубл. 10.04.2007, бюл. № 4.

УДК 681.532.55

Ерыганов А.В.
ОНМА

УРАВНЕНИЯ ДВИЖЕНИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ИЗМЕРИТЕЛЯ СКОРОСТИ В ПЕРИОД ПУСКА ДВИГАТЕЛЯ

Моделирование процессов, происходящих в механико-гидравлических регуляторах частоты вращения (РЧВ) непрямого действия, при переходных процессах с большими отклонениями от равновесного состояния (например, пуске), имеет ряд характерных особенностей. В литературе [1 - 3] приводятся уравнения движения регулятора для равновесных состояний, или для малых отклонений. Наиболее сложным для описания переходных состояний является движение центробежного измерителя скорости, т.к. одни его части совершают поступательное движение (золотник), а другие (грузики измерителя) – сложное вращательное движение. Вывод уравнений движения центробежного измерителя скорости РЧВ непрямого действия предлагается произвести для регулятора типа ВРН-30.

Для моделирования движения системы, состоящей из золотника и грузиков, можно применить уравнение Лагранжа. Рассматриваемая система имеет две степени свободы, так как закон изменения во времени частоты вращения измерителей скорости считается заданным. Последнее обстоятельство вытекает из того, что влияние движущихся деталей (самих по себе) на динамику изменения частоты вращения измерителя мало: мощность, отводимая от кривошипа двигателя, для регулятора является настолько большой, что её можно считать бесконечной и принять, что приводной валик регулятора вращается с частотой вращения кратной частоте вращения кривошипа. В качестве обобщённых координат рекомендуется взять угол отклонения наружных грузиков от вертикали θ и удлинение пружины изодрома z (рис. 1). Такой выбор продиктован тем, что эти координаты независимы друг от друга и движение других деталей может быть описано при известных законах изменения упомянутых координат.

Движение золотника и измерителя частоты вращения описывается двумя уравнениями:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta} = \frac{\delta A(\delta \theta)}{\delta \theta}; \quad (1)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\delta A(\delta z)}{\delta z}. \quad (2)$$

где T – суммарная кинетическая энергия системы, A – работа, t – время.

Суммарная кинетическая энергия состоит из нескольких составляющих: кинетическая энергия вращательного движения грузиков в переносном движении T_1 ; кинетическая энергия вращательного движения грузиков в относительном движении T_2 ; кинетической энергии поступательного движения золотника и частей жёстко с ним соединённых T_3 ; кинетической энергии поступательного движения исполнительного поршня изодрома T_4 .

Кинетическая энергия вращательного движения грузиков в переносном движении T_1 определяется суммой

$$T_1 = T_{11} + T_{12} + T_{13} + T_{14};$$

$$T_{11} = \frac{I_1^z \omega^2}{2}; T_{12} = \frac{I_2^z \omega^2}{2}; T_{13} = \frac{I_3^z \omega^2}{2}; T_{14} = \frac{I_4^z \omega^2}{2};$$

где ω — частота вращения приводного валика регулятора; I_1^z , I_2^z , I_3^z и I_4^z — моменты инерции внешних и внутренних грузов относительно оси приводного валика.

Принимая во внимание, что $I_1^z = I_2^z$, т. е. $T_{11} = T_{12}$ и $I_3^z = I_4^z$, т. е. $T_{13} = T_{14}$, обозначим $I_1^z = I_2^z = I_{12}^z$, $I_3^z = I_4^z = I_{34}^z$ и тогда:

$$T_1 = (I_{12}^z + I_{34}^z) \omega^2.$$

Кинетическая энергия вращательного движения грузиков в относительном движении T_2 , как и T_1 , определяется суммой:

$$T_2 = T_{21} + T_{22} + T_{23} + T_{24};$$

$$T_{21} = \frac{I_1^o (\dot{\theta})^2}{2}; T_{22} = \frac{I_2^o (\dot{\theta})^2}{2}; T_{23} = \frac{I_3^o (\dot{\theta})^2}{2}; T_{24} = \frac{I_4^o (\dot{\theta})^2}{2},$$

где θ – угол отклонения наружных грузиков от вертикальной оси, I_1^o , I_2^o , I_3^o и I_4^o – моменты инерции внешних и внутренних грузов в

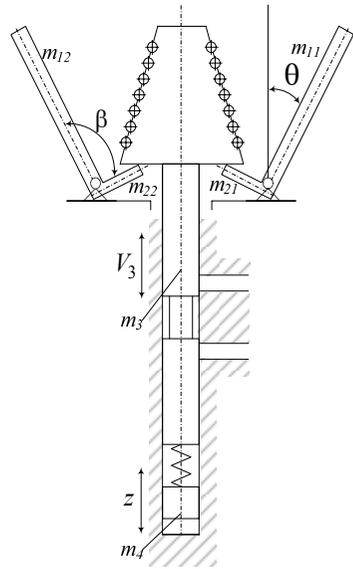


Рис. 1. Центробежный измеритель скорости

плоскости, в которой происходит относительное движение грузов, относительно точки их крепления.

Здесь, как и в первом слагаемом для кинетической энергии, $T_{21} = T_{22}$, т. к. $I_1^o = I_2^o$. Аналогично $T_{23} = T_{24}$, т. к. $I_3^o = I_4^o$.

Пусть $I_1^o = I_2^o = I_{12}^o$ и $I_3^o = I_4^o = I_{34}^o$. Тогда $T_2 = (I_{12}^o + I_{34}^o)(\dot{\theta})^2$.

Кинетическая энергия поступательного движения золотника и частей жёстко с ним соединённых $T_3 = m_3 v_3^2 / 2$, где v_3 и m_3 , соответственно — скорость движения золотника и его масса.

Величины v_3 и θ связаны зависимостью:

$$v_3 = \frac{d}{dt}(l_{34}(\cos(\beta - \theta) - \cos(\beta - \theta_0))); v_3 = \dot{\theta} l_{34} \sin(\beta - \theta),$$

где l_{34} — расстояние от оси вращения грузов в относительном движении до точки их касания тарелки, жёстко связанной с золотником; β — угол между осями внешнего и внутреннего грузиков измерителя скорости вращения; θ_0 — угол отклонения наружных грузиков от вертикали в крайнем нижнем положении.

С учётом изложенного

$$T_3 = \frac{m_3}{2} (\dot{\theta} l_{34} \sin(\beta - \theta))^2.$$

Кинетическая энергия поступательного движения исполнительного поршня изодрома $T_4 = m_4 v_4^2 / 2$, где v_4 и m_4 , соответственно, — скорость движения исполнительного поршня изодрома и его масса.

Принимая во внимание, что поршень изодрома участвует в сложном движении, т. е. он движется относительно золотника, который, в свою очередь, движется относительно самого корпуса регулятора, выражение для v_4 будет иметь вид:

$$v_4 = v_3 + \dot{z}, v_4 = \dot{\theta} l_{34} \sin(\beta - \theta) + \dot{z}.$$

Частные производные для кинетической энергии по обобщённой координате θ и по её производной по времени $\dot{\theta}$:

$$\frac{\partial T_1}{\partial \theta} = \omega^2 \frac{d}{d\theta} (I_{12}^z + I_{34}^z); \frac{\partial T_1}{\partial \dot{\theta}} = 0; \frac{\partial T_2}{\partial \theta} = 0; \frac{\partial T_2}{\partial \dot{\theta}} = 2\dot{\theta} (I_{12}^o + I_{34}^o);$$

$$\frac{\partial T_3}{\partial \theta} = -\frac{m_3}{2} (\dot{\theta} l_{34})^2 \sin 2(\beta - \theta); \frac{\partial T_3}{\partial \dot{\theta}} = m_3 \dot{\theta} (l_{34} \sin(\beta - \theta))^2;$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta} &= \frac{\delta A(\delta \theta)}{\delta \theta} \\ \ddot{\theta} (2(I_{12}^o + I_{34}^o) + (m_3 + m_4)(l_{34} \sin(\beta - \theta))^2) - \\ - \frac{1}{2} (m_3 + m_4)(l_{34} \dot{\theta})^2 \sin 2(\beta - \theta) + m_4 l_{34} \ddot{z} \sin(\beta - \theta) - \\ - \omega^2 \frac{d}{d\theta} (I_{12}^z + I_{34}^z) &= \frac{\delta A(\delta \theta)}{\delta \theta}. \\ \frac{\partial T_4}{\partial \dot{\theta}} &= m_4 l_{34} \sin(\beta - \theta) (\dot{\theta} l_{34} \sin(\beta - \theta) + \dot{z}); \\ \frac{\partial T}{\partial \theta} &= \omega^2 \frac{d}{d\theta} (I_{12}^z + I_{34}^z) - \frac{m_3}{2} (\dot{\theta} l_{34})^2 \sin 2(\beta - \theta) - \\ &\quad - \dot{\theta} l_{34} m_4 \cos(\beta - \theta) (\dot{\theta} l_{34} \sin(\beta - \theta) + \dot{z}); \\ \frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} &= 2\dot{\theta} (I_{12}^o + I_{34}^o) + m_3 \dot{\theta} (l_{34} \sin(\beta - \theta))^2 + \\ &\quad + m_4 l_{34} \sin(\beta - \theta) (\dot{\theta} l_{34} \sin(\beta - \theta) + \dot{z}). \end{aligned}$$

Частные производные для кинетической энергии по обобщённой координате z и по её производной по времени \dot{z} :

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_1}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial T_1}{\partial \dot{z}} = 0; \quad \frac{\partial T_2}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial T_2}{\partial \dot{z}} = 0; \quad \frac{\partial T_3}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial T_3}{\partial \dot{z}} = 0; \\ \frac{\partial T_4}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial T_4}{\partial \dot{z}} = m_4 (\dot{\theta} l_{34} \sin(\beta - \theta) + \dot{z}); \\ \frac{\partial T}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} = m_4 (\dot{\theta} l_{34} \sin(\beta - \theta) + \dot{z}). \end{aligned}$$

Полная производная по времени от $\partial T / \partial \dot{\theta}$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} \right) &= \frac{d}{dt} (2\dot{\theta} (I_{12}^o + I_{34}^o) + m_3 \dot{\theta} (l_{34} \sin(\beta - \theta))^2 + \\ &\quad + m_4 l_{34} \sin(\beta - \theta) (\dot{\theta} l_{34} \sin(\beta - \theta) + \dot{z})) = \\ &= \ddot{\theta} (2(I_{12}^o + I_{34}^o) + (m_3 + m_4)(l_{34} \sin(\beta - \theta))^2) - \\ &\quad - (m_3 + m_4)(l_{34} \dot{\theta})^2 \sin 2(\theta - \beta) - m_4 l_{34} \dot{\theta} \dot{z} \cos(\beta - \theta) + m_4 l_{34} \ddot{z} \sin(\beta - \theta). \end{aligned}$$

Тогда правая часть уравнения (1) будет выглядеть так:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta} = \ddot{\theta} (2(I_{12}^o + I_{34}^o) + (m_3 + m_4)(l_{34} \sin(\beta - \theta))^2) - \\ - \frac{1}{2} (m_3 + m_4)(l_{34} \dot{\theta})^2 \sin 2(\beta - \theta) + m_4 l_{34} \ddot{z} \sin(\beta - \theta) - \omega^2 \frac{d}{d\theta} (I_{12}^z + I_{34}^z).$$

Полная производная по времени от $\partial T / \partial \dot{z}$:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}} \right) = \frac{d}{dt} (m_4 (\dot{\theta} l_{34} \sin(\beta - \theta) + \dot{z})) = \\ = m_4 (\ddot{z} + \ddot{\theta} l_{34} \sin(\beta - \theta) - (\dot{\theta})^2 l_{34} \cos(\beta - \theta)).$$

Тогда правая часть уравнения (2) будет выглядеть так:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z} = m_4 (\ddot{z} + \ddot{\theta} l_{34} \sin(\beta - \theta) - (\dot{\theta})^2 l_{34} \cos(\beta - \theta)).$$

Для отыскания правой части системы уравнений Лагранжа, необходимо найти вариации работ сил на вариации обобщенных координат.

Сумма вариаций работ сил при вариации обобщенной координаты θ будет равна сумме вариаций работ сил тяжести частей регулятора, силы упругости пружины задания, силы давления масла, находящегося в канале изодрома и аксиальной силы:

$$\delta A(\delta\theta) = \delta A(m_{11} \vec{g}) + \delta A(m_{12} \vec{g}) + \delta A(m_{21} \vec{g}) + \delta A(m_{22} \vec{g}) + \\ + \delta A(m_3 \vec{g}) + \delta A(F_{\text{зад}}) + \delta A(m_4 \vec{g}) + \delta A(P_{\text{и}} F_{\text{ип}}) + \delta A(F_{\text{акс}})$$

В этом выражении: m_{11} , m_{12} — массы каждого из внешних грузиков измерителя ($m_{11} = m_{12}$); m_{21} , m_{22} — массы каждого из внутренних грузиков измерителя ($m_{21} = m_{22}$); m_3 — масса золотника и частей жёстко с ним соединённых; m_4 — масса исполнительного поршня изодрома; $P_{\text{и}}$ — давление в канале изодромной связи; $F_{\text{ип}}$ — площадь исполнительного поршня изодрома; $|F_{\text{акс}}| = \rho |Q| v \cos \alpha_{\text{др}}$ — аксиальная сила, определяемая на том пояске золотника, который в данный момент изменяет площадь сечения проходного отверстия (эта сила всегда направлена в сторону закрытия золотника); ρ — плотность масла; $|Q|$ — модуль расхода масла через данное отверстие; v — скорость течения масла; $\alpha_{\text{др}}$ — угол между направлением потока в окне и осью плунжера (принят равным 1,2 рад); $F_{\text{зад}}$ — сила упругости пружины задания.

Перемещение золотника $z_{\text{зол}}$ и угол θ , т. е. одна из обобщённых координат, связаны тригонометрическим соотношением:

$$z_{\text{зол}} = l_{34} (\cos(\beta - \theta) - \cos(\beta - \theta_0)).$$

Отсюда следует, что вариации $\delta z_{\text{зол}}$ и $\delta\theta$ связаны соотношением:

$$\delta z_{\text{зол}} = l_{34} \sin(\beta - \theta) \delta\theta.$$

Вариации работ на вариации координаты θ :

$$\delta A(m_{11}\vec{g}) = \delta A(m_{12}\vec{g}) = \frac{1}{2} m_{11} g l_{12} \sin \theta \delta\theta;$$

$$\delta A(m_{21}\vec{g}) = \delta A(m_{22}\vec{g}) = -\frac{1}{2} m_{22} g l_{34} \sin(\beta - \theta) \delta\theta;$$

$$\delta A(m_3\vec{g}) = -m_3 g l_{34} \sin(\beta - \theta) \delta\theta;$$

$$\delta A(m_4\vec{g}) = -m_4 g l_{34} \sin(\beta - \theta) \delta\theta;$$

$$\delta A(P_{\text{и}} F_{\text{ип}}) = P_{\text{и}} F_{\text{ип}} l_{34} \sin(\beta - \theta) \delta\theta;$$

$$\delta A(F_{\text{акс}}) = \text{sign}(F_{\text{акс}}) |F_{\text{акс}}| l_{34} \sin(\beta - \theta) \delta\theta;$$

$$\delta A(F_{\text{зад}}) = -a_1 (f_3 + z_{\text{ос}} - z_{\text{пл}})^{a_2} l_{34} \sin(\beta - \theta) \delta\theta.$$

С учётом изложенного:

$$\begin{aligned} \frac{\delta A(\delta\theta)}{\delta\theta} = & m_{11} g l_{12} \sin \theta - m_{22} g l_{34} \sin(\beta - \theta) - m_3 g l_{34} \sin(\beta - \theta) - \\ & - m_4 g l_{34} \sin(\beta - \theta) + P_{\text{и}} F_{\text{ип}} l_{34} \sin(\beta - \theta) + \\ & + \text{sign}(F_{\text{акс}}) |F_{\text{акс}}| l_{34} \sin(\beta - \theta) - a_1 (f_3 + z_{\text{ос}} - z_{\text{пл}})^{a_2} l_{34} \sin(\beta - \theta). \end{aligned} \quad (3)$$

Сумма вариаций работ сил при вариации обобщённой координаты z будет равна сумме вариаций работ силы упругости пружины издрорма, силы тяжести ведомого поршня издрорма и силы давления масла, находящегося в канале издрорма:

$$\delta A(\delta z) = \delta A(\vec{F}_{\text{упр}}^{\text{и}}) + \delta A(m_4\vec{g}) + \delta A(P_{\text{и}} F_{\text{и}}).$$

Вариации работ на вариации координаты z :

$$\delta A(m_4\vec{g}) = -m_4 g \delta z; \quad \delta A(P_{\text{и}} F_{\text{и}}) = P_{\text{и}} F_{\text{и}} \delta z; \quad \delta A(\vec{F}_{\text{упр}}^{\text{и}}) = -c_{\text{из}} z \delta z.$$

В последнем выражении $c_{\text{из}}$ — коэффициент жёсткости пружины издрорма. Тогда $\delta A(\delta z) / \delta z = P_{\text{и}} F_{\text{ип}} - m_4 g - c_{\text{из}} z$.

Уравнение (2) будет иметь вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{z}} \right) - \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\delta A(\delta z)}{\delta z}$$

$$m_4(\ddot{z} + \ddot{\theta} l_{34} \sin(\beta - \theta) - (\dot{\theta})^2 l_{34} \cos(\beta - \theta)) = P_{\text{и}} F_{\text{ин}} - m_4 g - c_{\text{из}} z.$$

Из последнего уравнения:

$$\ddot{z} = \frac{P_{\text{и}} F_{\text{ин}} - m_4 g - c_{\text{из}} z}{m_4} + l_{34} \left((\dot{\theta})^2 \cos(\beta - \theta) - \ddot{\theta} \sin(\beta - \theta) \right). \quad (4)$$

Уравнение (1) запишется в виде:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta} &= \frac{\delta A(\delta \theta)}{\delta \theta} \\ \ddot{\theta} (2(I_{12}^o + I_{34}^o) + (m_3 + m_4)(l_{34} \sin(\beta - \theta))^2) - \\ - \frac{1}{2} (m_3 + m_4)(l_{34} \dot{\theta})^2 \sin 2(\beta - \theta) + m_4 l_{34} \ddot{z} \sin(\beta - \theta) - \\ - \omega^2 \frac{d}{d\theta} (I_{12}^z + I_{34}^z) &= \frac{\delta A(\delta \theta)}{\delta \theta}. \end{aligned}$$

Подставляя в это уравнение выражение для \ddot{z} из (4) и приводя подобные:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \theta} &= \frac{\delta A(\delta \theta)}{\delta \theta} \\ \ddot{\theta} (2(I_{12}^o + I_{34}^o) + m_3 (l_{34} \sin(\beta - \theta))^2) - \omega^2 \frac{d}{d\theta} (I_{12}^z + I_{34}^z) - \\ - \frac{1}{2} m_3 (l_{34} \dot{\theta})^2 \sin 2(\beta - \theta) + l_{34} \sin(\beta - \theta) (P_{\text{и}} F_{\text{ин}} - m_4 g - c_{\text{из}} z) &= \frac{\delta A(\delta \theta)}{\delta \theta}. \end{aligned}$$

После подстановки $\delta A(\delta \theta) / \delta \theta$ из (3) система уравнений для \ddot{z} и $\ddot{\theta}$ будет иметь вид $\ddot{\theta} = \xi / \psi$, где

$$\begin{aligned} \xi &= \omega^2 \frac{d}{d\theta} (I_{12}^z + I_{34}^z) + \frac{1}{2} m_3 (l_{34} \dot{\theta})^2 \sin 2(\beta - \theta) + m_{11} g l_{12} \sin \theta + \\ + l_{34} \sin(\beta - \theta) (c_{\text{из}} z - g(m_{22} + m_3) + \text{sign}(F_{\text{акс}}) |F_{\text{акс}}| - F_{\text{зад}}); \end{aligned}$$

$$\psi = 2(I_{12}^o + I_{34}^o) + m_3 (l_{34} \sin(\beta - \theta))^2.$$

$$\ddot{z} = \frac{P_{\text{и}} F_{\text{ин}} - m_4 g - c_{\text{из}} z}{m_4} + l_{34} \left((\dot{\theta})^2 \cos(\beta - \theta) - \ddot{\theta} \sin(\beta - \theta) \right).$$

Для интегрирования этих дифференциальных уравнений, как видно, необходимо знать величины моментов инерции грузиков измерителя скорости относительно точки их крепления — I_{12}^o, I_{34}^o (в относительном движении) и I_{12}^z, I_{34}^z — в переносном движении. Эти величины можно найти любым численным или аналитическим методом по теореме Штейнера, а затем использовать в табличном виде при интегрировании уравнений.

Если положить производные по времени равными нулю, то можно получить уравнение установившегося движения, которое позволит определить величину, называемой «поддерживающей силой». В этом случае

$$\begin{aligned} \ddot{\theta} = \xi/\psi = 0, \quad \xi = 0; \\ \frac{\omega^2}{l_{34} \sin(\beta - \theta)} \frac{d}{d\theta} (I_{12}^z + I_{34}^z) + m_{11}g \frac{l_{12} \sin \theta}{l_{34} \sin(\beta - \theta)} + \\ + c_{из}z - g(m_{22} + m_3) - F_{зад} = 0. \end{aligned}$$

Величина $(\omega^2 d / d\theta (I_{12}^z + I_{34}^z)) / (l_{34} \sin(\beta - \theta))$ является в такой интерпретации «поддерживающей силой».

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Крутов В. И. Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания / В. И. Крутов. – М.: Машиностроение, 1989. – 416 с.
2. Левин М. И. Автоматизация судовых дизельных установок / М. И. Левин. – Л.: Судостроение, 1969. – 465 с.
3. Цыркин М. И. Автоматизированное управление судовыми дизельными установками / М. И. Цыркин. – Л.: Судостроение, 1977. – 264 с.

УДК 621.438:536.24

Тверская С.Е.
СевНТУ

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕПЛОТДАЧИ ДИСКОВ РОТОРОВ ГАЗОТУРБИНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ РАБОТЫ

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-техническими задачами. В настоящее время газотурбинные двигатели успешно используются в качестве энергопривода морских буровых платформ благодаря своей компактности, малой массе, значительной мощности и способности работать на добываемом из скважины попутном газе. Однако ГТД уступают двигателям внутреннего сгорания по таким основным показателям, как меньшие КПД и ресурс работы.

Развитие современного газотурбостроения идет по пути совершенствования ГТД (повышение КПД и мощности при условии минимизации массогабаритных показателей), что обеспечивается ростом начальной температуры газа перед турбиной и степени повышения давления в компрессоре. При этом перепад температур в наиболее нагретых деталях двигателя может достигать больших величин [1]. Вызываемые этими перепадами температурные напряжения приводят к малоцикловой усталости конструкционных материалов, а следовательно, к снижению ресурса работы двигателя.

В перечень деталей, определяющих ресурс ГТД, входят диски компрессоров и турбин, так как их разрушение не локализуется в объеме двигателя и ведет, как правило, к катастрофическим последствиям. Для обеспечения надежной работы дисков требуется организация эффективного их охлаждения. Это связано с необходимостью строгого расчета температурного состояния дисков роторов ГТД. В основу такого расчета положены данные о граничных условиях теплообмена (коэффициентах теплоотдачи, температурах окружающей среды), получаемых на стадии экспериментальных исследований. Поэтому решаемая в работе задача является актуальной для предприятий и организаций, занимающихся разработкой и исследованием газотурбинных двигателей.

Обзор публикаций и выделение нерешенных проблем. В настоящее время определение температурных полей дисков роторов ГТД на нестационарных режимах работы является трудоемким, а

точность конечных результатов, как правило, – приближенной [2]. Это связано с отсутствием в литературе надежных рекомендаций по расчету нестационарного теплообмена в полостях роторов барабанно-дисковой конструкции. Данная работа восполняет этот пробел.

Цель работы. На базе экспериментальных исследований разработать методику расчета коэффициентов теплоотдачи по радиусу дисков роторов ГТД в режиме прогрева двигателя.

Результаты исследований. Специально созданный стенд для исследования теплоотдачи вращающихся дисков при осевой подаче охлаждающего воздуха позволяет создавать переменные во времени тепловые нагрузки на периферии дисков. Рабочий участок стенда представлен на рисунке 1. В процессе проведения экспериментов тепловая нагрузка увеличивалась от 1,5 до 5 раз за время τ от 3 до 20 секунд. При этом варьировались расходы охладителя и число оборотов рабочего участка. Используемые в опытах диски отличались толщиной (от 4 до 14 мм) и имели ступицу, типичную для дисков роторов ГТД.

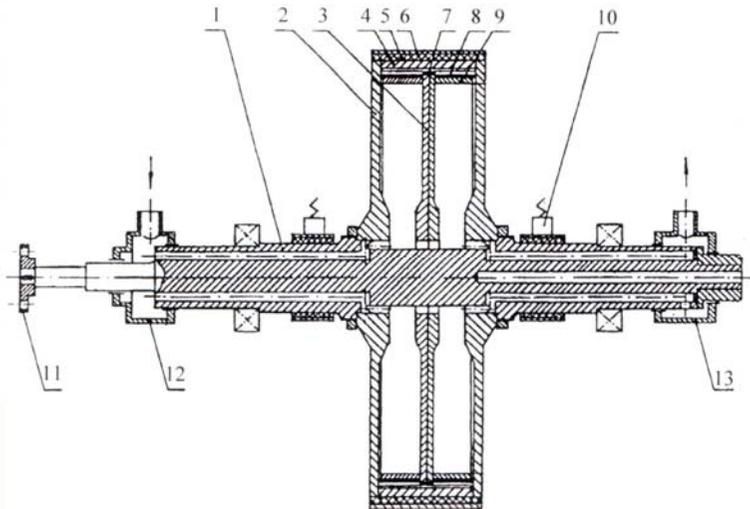
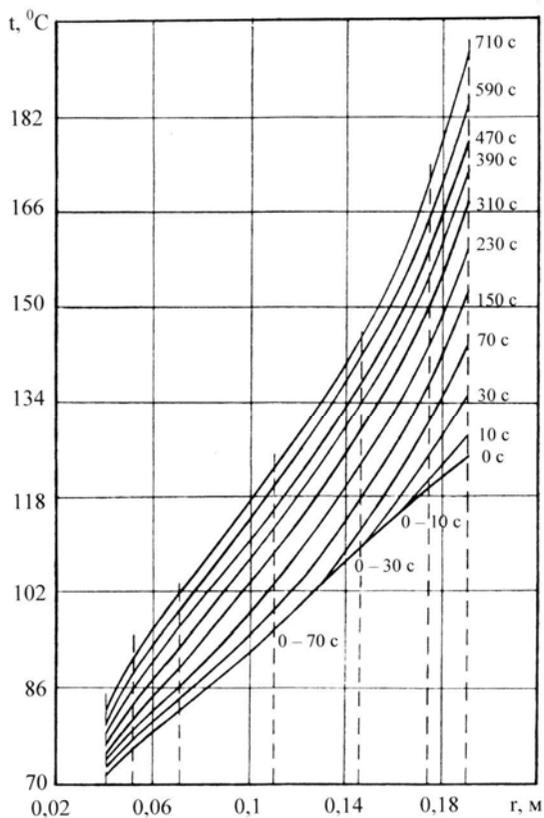


Рис. 1. Схема рабочего участка экспериментального стенда: 1 – вал; 2 – боковые диски; 3 – исследуемый диск; 4 – обод; 5 – асбоизоляция; 6 – защитный кожух; 7 – средний электронагреватель; 8 – электронагреватели цилиндрических проставочных колец; 9 – цилиндрические проставочные кольца; 10 – скользящий контакт электропитания нагревателей; 11 – соединительная полумуфта; 12 – воздухоподводящий сальник; 13 – воздухоотводящий сальник

При термометрировании дисков их поверхности условно разбивались на отдельные участки, на средних радиусах которых проводилось измерение температур цифровым многоканальным преобразователем. Показания термопар выводились на печать с интервалом 1,8 с. Далее были построены графики распределения температуры по радиусу диска. Характерный график представлен на рис. 2. Для каждого из участков диска составлялось уравнение теплового баланса, и проводился расчет безразмерных коэффициентов теплоотдачи (чисел Нуссельта) для передней и задней поверхностей дисков.



----- средние радиусы расчетных участков

Рис. 2. Распределение температур по радиусу диска толщиной 8 мм (передняя сторона) при изменении тепловой нагрузки от 133 до 533 Вт за время $\tau = 10$ с. Угловая скорость вращения $\omega = 104,7 \text{ с}^{-1}$, расход охлаждающего воздуха $G = 0,01 \text{ м}^3/\text{с}$.

По результатам расчетов, выполненных с помощью ЭВМ, для среднего радиуса каждого участка диска \bar{r}^i строились зависимости $\lg(Nu^{\tau>0}/Nu_{\min}) = f(\lg Fo)$ (i – номер расчетного участка).

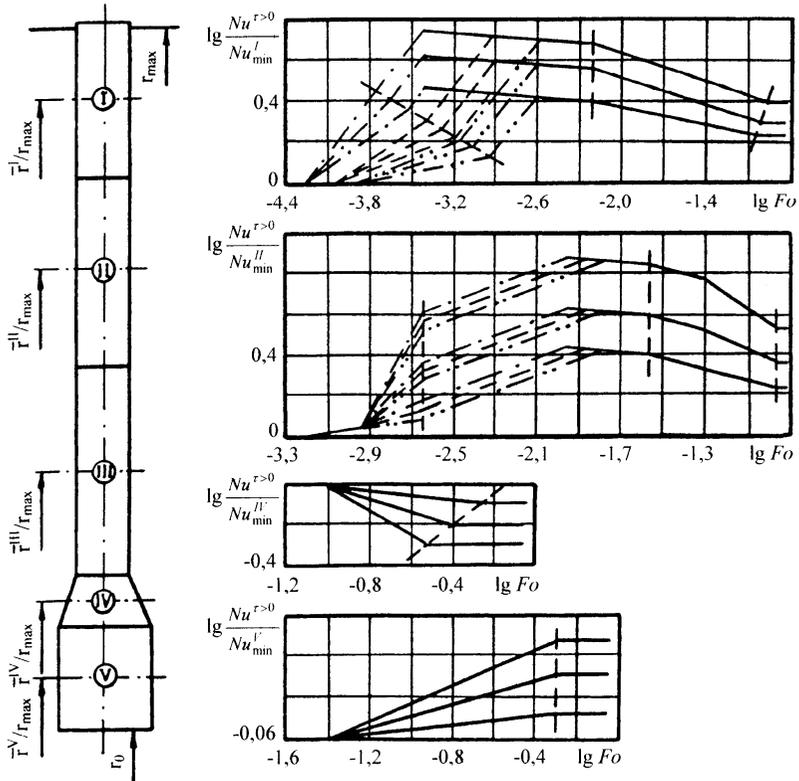


Рис. 3. Изменение относительной теплоотдачи на средних радиусах расчетных участков диска в полости ротора ГТД с осевой подачей охлаждающего воздуха в режиме прогрева двигателя при различных соотношениях изменения тепловой нагрузки: $\cdots\cdots\cdots$ $\tau = 3$ с; $-----$ $\tau = 10$ с; $- \cdot - \cdot - \cdot - \cdot -$ $\tau = 20$ с I, II, III, IV, V – расчетные участки диска; r_0 – радиус центрального отверстия в ступице диска; r_{\max} – максимальный радиус полости

На рис. 3 такие зависимости представлены для режима прогрева при различных соотношениях изменения тепловой нагрузки. Введены обозначения: $Nu^{\tau>0}$ — нестационарные числа Нуссельта, рассчитанные по опытным данным с определенными интервалами времени, Nu_{\min} — числа Нуссельта, рассчитанные в стационарном режиме при минимальной тепловой нагрузке (вид обобщающей зависимости

представлен в работе [3]), Fo — числа Фурье (безразмерное время). Зависимости получены для средних радиусов I, II, IV и V участков. На третьем участке происходит изменение направления теплового потока, числа Нуссельта по абсолютной величине меняются в узком диапазоне (от +10 до 0 и от 0 до -10), что увеличивает погрешность измерения и затрудняет математическое описание теплоотдачи.

Представленные закономерности изменения теплоотдачи на средних радиусах расчетных участков диска при нестационарном режиме описывались математически уравнениями типа

$$Nu^{\tau > 0} = C \cdot Fo^n \cdot Nu_{\min}, \quad (1)$$

где C — коэффициент, n — показатель степени.

Далее были получены зависимости для расчета нестационарных чисел Нуссельта по радиусу диска:

$$Nu^{\tau > 0} = \frac{C_i \cdot Fo_i^{n_i} \cdot Nu_{\min}}{(\bar{r}_i / r_{\max})^q} \cdot \left(\frac{r_T}{r_{\max}} \right)^q, \quad (2)$$

где r_T — текущий радиус диска, q — показатель степени.

С целью сокращения времени расчетов разработана программа для ЭВМ, в основу которой положен следующий алгоритм.

1. Рассчитываемый диск разбивается на пять участков, относительные средние радиусы \bar{r}_i / r_{\max} которых равны 0,957, 0,794, 0,593, 0,375 и 0,288.
2. По уравнениям для стационарного режима определяются числа Nu_{\min} для относительных средних радиусов расчетных участков диска.
3. Задается время изменения тепловой нагрузки τ .
4. Задается время, при котором определяется теплоотдача на диске τ_1 .
5. Задаются величины относительных радиусов r_T / r_{\max} , на которых рассчитываются числа $Nu^{\tau > 0}$.

Достоверность предлагаемой методики представляется обоснованной в связи с использованием высокоточной измерительной аппаратуры, исследованными интервалами параметров, характерными для реальных ГТД, углубленной оценкой погрешности измерений и обобщающих зависимостей, аппроксимирующих опытные данные.

Выводы. В результате экспериментальных исследований получены обобщенные рекомендации для расчета теплоотдачи дисков в

полости ротора ГТД на нестационарных режимах работы. Результаты исследований позволяют с большей достоверностью оценивать температурное состояние дисков, обоснованно проектировать системы охлаждения роторов ГТД нового поколения с обеспечением меньших температурных напряжений и, как следствие, с повышенным ресурсом работы.

Перспективы дальнейших исследований. Результаты исследований могут быть использованы для уточненных расчетов теплонапряженного состояния дисков ГТД в нестационарных условиях, что позволит повысить надежность оборудования в целом на стадии его проектирования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Степаненко С.М. Критерии инициирования и останковки трещины применительно к расчету на прочность дисков ГТД / С.М. Степаненко // Тр. Второго Конгресса двигателестроителей Украины: Прогресс – Технология – Качество, Киев – Харьков – Рыбачье, 22 – 25 сентября 1997. – Харьков, 1997. – С. 252-255.
2. Симбирский Д.Ф. Адаптивная диагностическая конечно-разностная модель температурного состояния дисков турбин для систем учета выработки их ресурса / Д.Ф. Симбирский, А.В. Олейник // Авиационно-космическая техника и технология: Сб. научн. тр. Гос. аэрокосмический ун-т. Сер. Тепловые двигатели и энергоустановки. – Харьков, 2000. – Вып.19. – С. 223–227.
3. Тверская С.Е. Оценка влияния приемистости газотурбинного двигателя на теплоотдачу дисков при переходных режимах работы / С.Е. Тверская // Зб. наук. праць. Севастопольський ВМІ ім. П.С. Нахімова. – Севастополь. – 2004. – Вып. 3(6). – С. 97-101.

УДК 629.123

Карьянский С.А.
ОНМА**ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ СТРАТИФИКАЦИИ ДВУХФАЗНОГО ПОТОКА ТИПА “ГРУНТ-ВОДА”**

Мировая транспортная система находится в процессе глубоких и фундаментальных изменений. Макроэкономические процессы в транспорте напрямую затрагивают существующие на территории Украины водные линии для прохода морских и речных судов. Особое значение имеет восстановление судового хода на украинском участке дельты, которое имеет большое политическое и стратегическое значение, как для социально-экономического развития Украины в целом, так и для Придунайского региона.

В современных условиях достаточно жесткой конкуренции на рынке морских и речных перевозок украинская экономика находится в преимущественном положении по сравнению с другими странами Придунайского региона. Через территорию Украины проходит глубоководный судовый ход (ГСХ), соединяющий Дунай с Черным морем и обеспечивающий речные суда европейских стран достаточно протяженным участком VII транспортного коридора. Наличие естественных русловых процессов по всей протяженности ГСХ “Дунай-Черное море” требует постоянного поддержания расчетных глубин и, как следствие, делает очень важной и актуальной проблему постоянного проведения работ по углублению и расширению русла.

Все виды дноуглубительных работ выполняются специальными судами дноуглубительного флота, которые представляют собой сложные технические комплексы, общая классификация которых представлена в таблице 1. Практика эксплуатации таких судов показывает, что, не смотря на высокий уровень их комплектации, по-прежнему остается большой перечень нерешенных проблем, которые связаны в основном с совершенствованием не только в области управления судна или его оснащения системами измерения и контроля, но также и в самой технологической схеме выборки и транспортировки грунта.

В практике эксплуатации земснарядов основными способами отделения и подъема грунта с уровня дна является использование гидравлических грунтозаборных устройств, черпаковой техники и различных узлов, работающих на принципах механико-силового раз-

рушения грунта (взрыв, удары свай и т.п.) с его последующей эжекцией (первые два способа используются наиболее часто).

Таблица 1. Классификация судов дноуглубительного флота

По способу добычи грунта		
Тип судна	Способ добычи грунта	Способ подъема грунта
Землесос гидравлический	Всасывание грунтовым насосом через трубу	При помощи грунтового насоса
Землесос механико-гидравлический	Разрушение при помощи механических устройств – фрез, черпаков, буров.	При помощи грунтового насоса
Земснаряд черпаковый	Разрушение и захват грунта черпаком	За счет механического перемещения черпаков
По способу транспортирования грунта к месту свалки		
Тип судна	Способ транспортировки	
Рефулерные	по плавучему грунтопроводу на подводную свалку; по плавучему и наземному грунтопроводу на береговую свалку.	
Трюмные	В грузовом трюме с последующей разгрузкой при помощи: разгрузочных отверстий в днище трюма на подводную свалку; грунтовым насосом на береговую или подводную свалку.	
Шаландовые	Самоход или транспортировка в грузовом трюме до места свалки.	
Рефулерно-шаландовые	Транспортировка осуществляется рефулерным или шаландным способом.	
Лонгкуларные	Самотеком по наклонному лотку с одновременной подачей транспортирующей воды.	
Транспортные	Насосом по подвешенному или плавучему транспортеру.	

Во время проведения дноуглубительных работ одной из основных является проблема отделения воды от грунта. В связи с этим необходимо выполнить ряд теоретических и экспериментальных исследований, позволяющих получить новое техническое решение проблемы модернизации узлов сепарации грунта от воды на судах дноуглубительного флота.

Приоритетным направлением в ходе технического решения рассматриваемой проблемы является установка во время судоремонтного периода на судах дноуглубительного флота нового технологического оборудования. Как вариант реализации такого подхода при проведении исследовательских работ был разработан гидродинами-

ческий узел отделения воды от рефулируемого грунта. Общая схема предлагаемой сепарационной установки показана на рисунке 1. Как видно из рисунка узел работает на принципе использования гидродинамических особенностей движения многофазного потока. Транспортируемая по подводящему трубопроводу 1 пульпа попадает в конусную камеру узла сепарации 2. За счет тангенциального подвода исходной пульпы происходит закрутка потока, в результате которой будет наблюдаться его плотностная стратификация двухфазного потока воды с грунтом при его вращении в конусной рабочей камере сепаратора. Предполагается, что в этом случае до 70 % несвязанной с грунтом воды может отбираться на оси (соответствующей центральной части рабочей камеры) вращения потока.

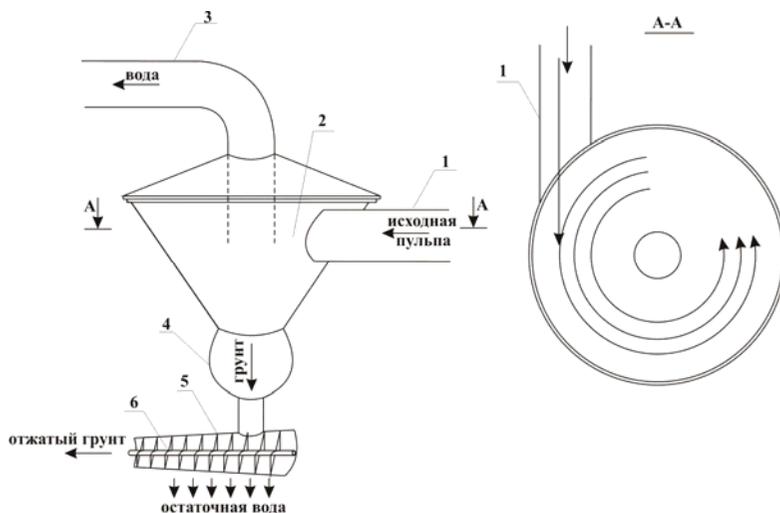


Рис. 1. Гидродинамический узел сепарации пульпы

Более плотный грунт будет отбрасываться к конусным стенкам рабочей камеры 2, а в ее средней части будет вращаться вода. Для ее отбора предусмотрена вертикальная установка отводящего трубопровода 3. В этом случае при отборе воды может быть достигнута ее оптимальная концентрации в сепарируемом грунте. В последующем уплотненный грунт через грунтоприёмник 4 за счет собственного веса поступает в узел механического отжима 5. Основным элементом данного узла является вращающийся на малых оборотах винт 6. В нижней части узла 5 предусмотрена установка поддона с перфорированной решеткой, через которую удаляется остаточная вода. За

счет регулирования проходного рабочего сечения узла 5 и числа оборотов отжимного винта возможно управление главными характеристиками сепарационной установки – ее производительностью и степенью отжатия грунта, что в последующем неизменно приведет к повышению эффективности эксплуатации земснаряда.

Поскольку в реальных условиях эксплуатации возможно использование высоких скоростей подачи пульпы в сепараторную установку при проведении экспериментов геометрические размеры модельной установки и скорость движения рабочего потока необходимо четко определять на основании теории подобия. В этом случае идентичность получаемых в эксперименте результатов с натурными достигается при выполнении кинематического и геометрического подобия. Для геометрического подобия должны повторяться в масштабе размеры грунтопровода, конусного циклона и узла механического отжима (винта и камеры). Для кинематического подобия должны обеспечиваться равенство чисел Фруда и Рейнольдса моделируемого и реального потоков, т.е. скорость подачи пульпы в судовой системе сепарации V и скорость при эксперименте $V_{\text{эксп}}$ должны быть связаны как

$$V = \frac{V_{\text{эксп}} D_{\text{эксп}} \nu}{D \nu_{\text{эксп}}},$$

где $D_{\text{эксп}}$ и D — диаметр грунтопровода экспериментального стенда и рабочей нагнетательной линии соответственно, м; ν и $\nu_{\text{эксп}}$ — кинематическая вязкость потока в реальных условиях и эксперименте соответственно, м²/с.

С учетом вышеперечисленных гипотез о поведении потока была сформулирована методика проведения экспериментальных работ. Ее основные положения следующие:

1. Все экспериментальные работы должны проводиться для трех значений концентрации воды в потоке, т.е. соответственно при объемном содержании воды в пульпе равном 40, 50 и 70 %.

2. Создание пульпы должно предваряться термической обработкой грунта, при которой достигается получение полностью сухого остатка. В качестве грунта должен использоваться грунт, характерный для ГСХ “Дунай – Черное море”.

3. Измерение расхода пульпы, отобранной воды и сухого остатка должно проводиться объемно-весовым способом, характеризующимся самой низкой погрешностью измерения.

4. Экспериментальные работы по изучению процесса плотностной стратификации потока должны осуществляться в рабочей камере с углом конусности составляющим 15° .

5. При проведении экспериментальных работ особое внимание следует уделить качественной работе узла механического отжима, общая схема которого показана на рис. 2. В этом случае необходимо выполнить исследования по отжиму грунта на следующих режимах:

- скорость вращения винта 3 должна быть изменяемой и соответствовать как минимум трем значениям: 100, 500, 1000 об/мин;
- степень отжима грунта должна определяться весовым способом, а объем проб грунта и его состав должны быть идентичными во всех измерениях;
- открытие упорной заслонки 4 должно соответствовать трем положениям: минимальному, рабочему, максимальному.

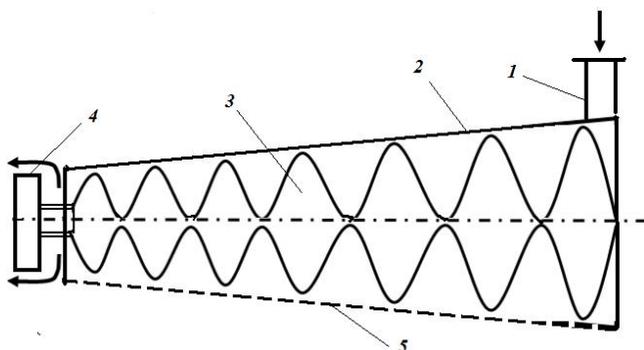


Рис. 2. Общая схема узла механического отжима: 1 — входной патрубок; 2 — корпус; 3 — винт; 4 — упорная заслонка; 5 — перфорированная крышка

6. После запуска сепарационной установки все измерения должны начинаться при полной стабилизации потока внутри циклонной камеры, что определяется устранением воздушных включений, а также задержкой по времени не менее 15 сек.

7. Для устранения влияния сил тяжести, инерции и гидростатического давления на пусковые характеристики сепарационной установки исходный бак с пульпой, рабочие участки пульпопровода модельной установки, циклонная камера и узел механического отжима должны находиться под заливом. При экспериментах величина гидростатического давления должна всегда оставаться постоянной величиной.

8. Анализ получаемых экспериментальных данных подразумевает их статистическую обработку, которая в соответствии с теорией статистики должна базироваться на генеральной выборке, которая по отдельно взятому замеру любого параметра должна содержать 5 и более наборов идентичных измерений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит.-ры, 1973. – 847 с.
2. Егоров А. И. Гидравлика напорных трубчатых систем в водопроводных очистных сооружениях. / Егоров А. И. – М.: Стройиздат, 1984. – 95 с.
3. Корнилов Э.В. Элементы схем судовых технических средств. / Э.В. Корнилов – Одесса: Феникс, 2004. – 208 с.

УДК 621.438

Денисов В.Г.
ОНМА

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СУДОВЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК

Долгосрочная тенденция к повышению общих эксплуатационных расходах судовладельцев, ужесточение требований к экологической безопасности приводит к необходимости предупреждать даже незначительные с экономической точки зрения отказы в работе СЭУ, если они связаны с риском для судна и окружающей среды. В связи с этим развитие ТЭ СЭУ представляет собой комплекс важных научно-технических проблем.

Обзор тенденции развития ТЭ СЭУ в исторической ретроспективе показывает, что эффективность их решения в большей мере определяется взаимным соответствием технологических и информационных процессов. Обеспечение такого соответствия представляется особенно важным [4].

Анализ современного состояния этих проблем показывает, что они решаются на уровне отдельных технических вопросов: экономии топлива, и масел, контроля технического состояния различных узлов судовых технических средств (СТС) и систем, сокращения трудоёмкости технического обслуживания, и ремонта и т. д.. Несмотря на широкий фронт исследований, проводимых в этом направлении отечественными и зарубежными специалистами, их общая результативность не очень высока [2].

Из многих причин, определяющих это положение, следует в первую очередь выделить противоречие между высокой сложностью и разнообразием оборудования СЭУ, многообразием информации о его функционировании и техническом состоянии, с одной стороны, и ограниченностью возможностей судовых специалистов для анализа этой информации. В результате последовательного сокращения численности судовых экипажей и необходимости совмещения профессий палубной и машинной команды эти возможности постоянно уменьшаются.

Для дальнейшего анализа задач технического использования СЭУ и их значимости для общего повышения эффективности работы морского флота необходимо иметь возможность комплексной обобщенной оценки этой эффективности. В качестве такой оценки

можно воспользоваться отношением фактически выполненной транспортной работы к теоретически возможной в случае полного использования паспортных характеристик транспортного средства. Это отношение для краткости названо коэффициентом использования транспортного потенциала (КИТП) γ . Его аналитическое выражение может быть получено на основе следующих соображений.

Как известно, система транспортных измерителей может быть построена на базе трёх основных единиц:

- 1) транспортной массы Q ;
- 2) транспортного пути L ;
- 3) транспортного времени T .

Тогда характеристикой транспортной системы любого уровня можно считать транспортную работу A (т-км).

$$A = Q \cdot L. \quad (1)$$

Для последующего анализа удобнее выразить L через скорость V и время T . Тогда зависимость представляется в следующем виде:

$$A = Q \cdot V \cdot T. \quad (2)$$

На практике для оценки фактической транспортной работы часто используется выражение

$$F = Q^i \cdot V^i \cdot T^i = \rho^{Q^p} \cdot \delta^{V^p} \cdot \alpha \cdot \beta \cdot (1 - \lambda) \cdot T, \quad (3)$$

где Q^p — паспортная грузоподъемность, т; V^p — паспортная скорость, км/ч; T — календарное время использования транспортного средства, ч; T^i — время, фактически использованное для перевозки груза, ч; Q^i — фактически использованная грузоподъемность (количество перевезенного груза), т; V^i — техническая скорость транспортного средства, км/ч; $\rho = Q^i / Q^p$ — коэффициент использования грузоподъемности; $\delta = V^i / V^p$ — коэффициент использования скорости; $\alpha = T^o / T$ — коэффициент использования календарного времени; $\beta = T^x / T^x$ — коэффициент использования ходового времени; $\lambda = T^b / T^x$ — коэффициент балластных пробегов; T^b — время движения в балласте.

При отсутствии потерь (т.е. в идеальном случае)

$$\delta = 1, \quad \rho = 1, \quad \alpha = 1, \quad \beta = 1, \quad \lambda = 0,$$

и потенциальная транспортная работа будет описываться выражением

$$P = Q^p \cdot U^p \cdot T, \quad (4)$$

структура которого аналогична (2).

Тогда коэффициент использования транспортного потенциала

$$\gamma = F/P. \quad (5)$$

Очевидно, что для единичного транспортного средства, в частности, судна

$$\gamma = \rho \cdot \delta \cdot \alpha \cdot \beta \cdot (1 - \lambda). \quad (6)$$

Для системы из n транспортных средств одного вида КИТП может быть в общем случае вычислен по формуле

$$\gamma = \sum_{i=1}^n \gamma_i \cdot I_i = \sum_{i=1}^n \rho_i \cdot \delta_i \cdot \alpha_i \cdot \beta_i \cdot (1 - \lambda) \cdot I_i, \quad (7)$$

где $i_i = \frac{Q_i^p \cdot V_i^p \cdot T_i}{\sum_i Q_i^p \cdot V_i^p \cdot T_i}$ — весовые коэффициенты i -х транспортных единиц.

Соответствующие выражения получены и для сочетаний из m групп транспортных средств нескольких видов транспорта.

Предлагаемый коэффициент позволяет количественно оценить эффективность использования как потенциальных, так и реальных возможностей транспортных средств и систем. Примером транспортной системы с $\gamma = 1$ можно считать трубопровод, по которому в течение периода T непрерывно перекачивается нефть или газ с проектной скоростью. Низкие значения КИТП в общем случае будут свидетельствовать о нерациональном использовании транспорта и о недостаточно обоснованном выборе проектных характеристик транспортных средств. Для единичного транспортного средства способ вычисления коэффициентов ρ , δ , α , β и λ ясен из определения. Они аналогичны известным коэффициентам использования грузоподъемности ρ , использования скорости δ , использования ходового времени β и т. п., широко используемым в отчетной документации и в статистических обзорах. В результате для n различных по своим паспортным характеристикам единиц одного вида транспорта получим

$$\rho = \sum_i^n \rho_i \cdot I_i; \quad (8)$$

$$\delta = \sum_i^n \delta_i \cdot I_i ; \quad (9)$$

$$\alpha = \sum_i^n \alpha_i \cdot I_i ; \quad (10)$$

$$\beta = \sum_i^n \beta_i \cdot I_i ; \quad (11)$$

$$\lambda = \sum_i^n \lambda_i \cdot I_i . \quad (12)$$

Как правило, анализ показателей работы транспорта проводится за отчетный период. В этом случае календарное время использования транспорта для всех транспортных единиц одинаково и весовые коэффициенты в формулах (8-12) приводятся к виду

$$I_i = \frac{Q_i^p \cdot V_i^p}{\sum_i Q_i^p \cdot V_i^p} .$$

Выполненные расчеты показывают, что оценки КИТП основных видов транспорта общего назначения составляют от 4 % для речного транспорта до 20 % для морского транспорта (табл. 1).

Таблица 1. Примерные оценки использования потенциала различных видов транспорта

Наименование параметра	Вид транспорта, %			
	речной	автомобильный	железнодорожный	морской
Коэффициент использования транспортной работы	4,1	5,4	7,4	18
Потери потенциала по:				
▪ грузоподъемности	16,4	10,7	-	22,6
▪ скорости	23,4	33,8	40,1	17,1
▪ календарному времени	17,4	-	-	-
▪ эксплуатационному времени	21,9	33,5	52,5	23,3
▪ пробегу	15	16,6	-	19

Из анализа данных табл. 1 и структуры выражения (6) следует, что для морских судов резервы для улучшения использования транспортного потенциала, связанные с СЭУ, характеризуются

главным образом таким показателем, как коэффициент δ потери транспортной работы от недоиспользования скорости, и составляют в среднем около 17 %. Частично эти резервы косвенно связаны и с коэффициентом ρ потери транспортной работы от недоиспользования грузоподъемности (через избыточный бункер при ухудшении экономичности СЭУ), и с коэффициентом α потери транспортной работы от несоответствия эксплуатационного времени T_3 календарному T (при необходимости вывода судна из эксплуатации для устранения неисправностей СЭУ). Однако их количественная оценка по доступным данным затруднительна.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бывайков М.Е. Исследование и разработка алгоритмов и программных методов для прогнозирования трендов параметров технических объектов / Автореф. дис... канд. техн. наук. – М., 1989. – 17 с.
2. Вибродиагностика и прогнозирование качества механических систем. – М.: Машиностроение, 1983. – Вып. 3. – 239 с.
3. Датчик износа узлов трения: А.с. 1701009 СССР, МКИ G01N3/56 / В.Г. Денисов (СССР) – № 28234/28. Заявл. 11.02.91. Оpubл. 15.01.93, Бюл. № 3. – 86 с.
4. Денисов В. Г. Лидеры транспортного бизнеса: Каталог // Суходоходство. – Одесса, 2003. – 407 с.
5. Панфилов В.А. Научные основы развития технологических линий пищевых производств – М.: Агропромиздат, 1986. – 245 с.

УДК 621.438.018.4(045)

Кирис А.В.
ОНМА

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕРМИЧЕСКОГО КПД ЦИКЛА ДИЗЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО С ГАЗОТУРБИНЫМ НАДДУВОМ

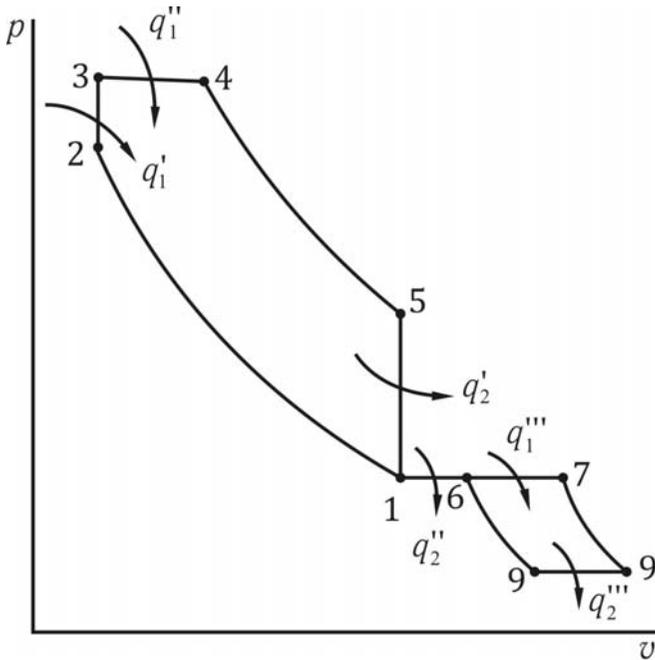
Существенное повышение цен на топливо сделало еще более актуальной проблему повышения экономичности работы судовых дизелей. В настоящее время схема использования теплоты продуктов сгорания существенно изменились. В частности, энергосберегающие технологии дизельных установок морских судов предусматривают использование отработавших газов не только традиционно для обеспечения работы газотурбонагнетателей и утилизационных котлов с последующим получением электроэнергии от турбогенераторов (ТГ), но и отбор продуктов сгорания непосредственно из цилиндров для привода силовых газовых турбин которые вместе с утилизационными ТГ вырабатывают электроэнергию не только для судовых нужд, но и для работы мотор-генератора гребного вала. В этой связи повышение уровня эксплуатации таких сложных теплоэнергетических комплексов возможно лишь при полном понимании обслуживающим персоналом теории работы двигателей. Первым шагом к этому является умение определять коэффициент полезного действия двигателя. К сожалению, фирмы-изготовители, как правило, в рекламных целях указывают общий коэффициент полезного действия всего теплоэнергетического комплекса, который достигает 0,6.

В существующей литературе имеются в полном виде необходимые формулы, вывод которых не приводится и поэтому не совсем понятен.

Так, при получении в [1] авторы вводят степень изменения объема газа в цилиндре дизеля ψ_1 , причем «практически в четырехтактных дизелях $\psi_1=1$, а в двухтактных $\psi_1=0,9$ ».

Расчётная формула авторов [2] выглядит несколько более очевидной, однако, из-за отсутствия вывода, является не совсем понятной. Так, например, не понятно, зачем вводить и степень уменьшения объема газа в турбокомпрессоре и охладителе $\delta_{k.o.}$, и степень уменьшения объема газа в охладителе δ_o , которая является частью $\delta_{k.o}$ (рис.). Наиболее понятны и применимы формулы, вывод которых приведен в [3]. Однако последние не учитывают всех характеристик циклов двигателей.

Наиболее распространенные на морском флоте дизели работают с газотурбинным наддувом, когда отработавшие продукты сгорания из выпускного коллектора при постоянном давлении поступают в ГТ.



Термодинамический цикл дизеля с газотурбинным наддувом

Характеристиками цикла являются:

$$\varepsilon = \frac{v_1}{v_2} \text{ — степень сжатия;}$$

$$\lambda = \frac{p_3}{p_2} \text{ — степень повышения давления;}$$

$$\rho = \frac{v_4}{v_3} \text{ — степень предварительного расширения;}$$

$$\delta = \frac{v_5}{v_4} \text{ — степень последующего расширения;}$$

$$\rho_{ГТ} = \frac{v_7}{v_6} \text{ — степень предварительного расширения перед лопатками ГТ;}$$

ками ГТ;

$\varepsilon_k = \frac{v_9}{v_6}$ — степень сжатия в компрессоре;

$\delta_0 = \frac{v_6}{v_1}$ - степень уменьшения объема в охладителе;

$\delta = \frac{v_8}{v_9}$ - степень уменьшения объема перед компрессором;

$\delta_{k.o} = \frac{v_8}{v_1}$ — общая степень уменьшения объема;

Термический коэффициент полезного действия дизеля с газотурбинным наддувом равен

$$\eta_{\phi} = 1 - \frac{q'_2 + q''_2 + q'''_2}{q'_1 + q''_1 + q'''_1}, \quad (1)$$

где: $q'_1 + q''_1 + q'''_1$ — удельная теплота, подведенная к рабочему телу; $q'_2 + q''_2 + q'''_2$ — удельная теплота, отведенная от рабочего тела; очевидно, что $q'_2 = q'''_1$.

Запишем выражения для всех теплот:

$$q_1 = q'_1 + q''_1 + q'''_1 = c_v (T_3 - T_2) + c_p (T_4 - T_3) + c_p (T_2 - T_6);$$

$$q_2 = q'_2 + q''_2 + q'''_2 = c_v (T_6 - T_1) + c_p (T_6 - T_1) + c_p (T_8 - T_9).$$

Воспользовавшись соотношениями параметров процессов, выполним простейшие преобразования. Определим все температуры цикла из соотношений параметров, составляющих цикл процессов, выразив эти температуры через T_1 (например, [3], с. 69):

$$T_2 = T_1 \varepsilon^{k-1}; \quad T_3 = T_2 \lambda = T_1 \varepsilon^{k-1} \lambda; \quad T_4 = T_1 \varepsilon^{k-1} \cdot \lambda \cdot \rho^k;$$

$$T_6 = T_1 \delta_0; \quad T_7 = T_6 \rho_{\Gamma.T.} = T_6 \delta_0 \rho_{\Gamma.T.}; \quad T_8 =$$

T_8 определяется через T_9 , которую легко связать с T_1 через температуру T_6 :

$$\frac{T_6}{T_9} = \left(\frac{v_9}{v_6} \right)^{k-1} = \varepsilon_k^{k-1},$$

откуда

$$T_9 = \frac{T_6}{\varepsilon_k^{k-1}} = \frac{\delta_0 T_1}{\varepsilon_k^{k-1}};$$

$$\frac{v_8}{v_9} = \frac{T_8}{T_9},$$

откуда

$$T_8 = T_9 \cdot \delta = \frac{\delta_o \delta T_1}{\epsilon_k^{k-1}}.$$

Подставим все температуры в выражения для определения теплот:

$$\begin{aligned} q_1 &= c_v (T_1 \epsilon^{k-1} \lambda - T_1 \epsilon^{k-1}) + c_p (T_1 \epsilon^{k-1} \lambda \cdot \rho - T_i \epsilon^{k-1} \lambda) + c_p (T_1 \delta_o \rho_{Г.Т.} - T_1 \delta_o) = \\ &= c_v T_1 \epsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] + c_p T_1 \delta_o (\rho_{Г.Т.} - 1); \\ c_o T_1 \epsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] + c_p T_1 \delta_o (\rho_{Г.Т.} - 1); \\ q_2 &= c_v (T_1 \lambda^k - T_1) + c_p (T_1 \delta_o - T_1) + c_p \left(\frac{T_1 \delta_o \delta}{\epsilon_k^{k-1}} - \frac{T_1 \delta_o}{\epsilon_k^{k-1}} \right) = \\ &= c_v T_1 [\lambda \rho^k - 1 + k(\delta_o - 1)] + c_p \frac{T_1 \delta_o}{\epsilon_k^{\lambda-1}} (\delta - 1). \end{aligned}$$

Подставив полученные значения теплот в (1), сократив на T_1 и разделив числитель и знаменатель вычитаемого на C_v , получим коэффициент полезного действия цикла дизеля, работающего с газотурбинным наддувом:

$$1 - \frac{\lambda \rho^k - 1 + k(\delta_o - 1) + k \frac{\delta_o}{\epsilon_k^{K-1}} (\delta - 1)}{\epsilon^{K-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)] + k\delta_o (\rho_{Г.Т.} - 1)}. \quad (2)$$

Термический коэффициент полезного действия цикла без ГТН ($\delta_{ko} = 1, \rho_{Г.Т.} = 1, \delta_o = 1, \delta = 1$) получим в виде КПД цикла Тринклера

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^k - 1}{\epsilon^{k-1} [\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]}.$$

Сравнение рассмотренных и полученной нами формул показывает, что (2) позволяет проанализировать влияние большего количества характеристик цикла на значение η_t . Так, в данном случае можно оценить влияние на КПД не только δ_0 и ϵ_k , но и влияние степени уменьшения объема рабочего тела перед компрессором δ и степени расширения рабочего тела перед газовой турбиной $\rho_{Г.Т.}$

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Самсонов В.Н. Судовые двигатели внутреннего сгорания. / В.Н. Самсонов, Н.И. Худов, А.А. Мирющенко – М.: Транспорт, 1981. – 400 с.
2. Судовые двигатели внутреннего сгорания: Учебник / Ю.Я. Фомин и др. – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.
3. Вырубов Д.Н. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей. / Д.Н. Вырубов, С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко и др. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.

УДК 541.123.38: 628.165.09

Абрамов В.А.
ОНМА

АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ОПРЕДЕЛЯЮЩИХ ФАКТОРОВ И ИХ ВЗАИМОДЕЙСТВИЙ НА ВЕЛИЧИНУ ВТОРОЙ СМЕШАННОЙ КОНСТАНТЫ ДИССОЦИИИ УГОЛЬНОЙ КИСЛОТЫ В МОРСКОЙ ВОДЕ

Возможность управления карбонатным равновесием морской воды, путём регулирования её величины pH , функционально связанной с концентрацией CO_2 в воде и продуктов её диссоциации, представляет значительный научный и практический интерес при осуществлении режимов углекислотного предотвращения накипеобразования и биологического обрастания в судовых теплообменных аппаратах, системах и устройствах, использующих морскую воду в качестве технологической жидкости [1–8]. От того насколько корректно будут выполнены предварительные расчёты и организован процесс при проведении этих режимов зависит эффективность работы судовой энергетической установки в целом, определяющая в итоге экономию топливно-энергетических ресурсов.

Количественную сторону состояния равновесия карбонатной системы морской воды определяют в основном константы диссоциации угольной кислоты и величина произведения растворимости карбоната кальция при конкретных условиях. Путём использования величин соответствующих констант можно получить исчерпывающую информацию о концентрации отдельных компонентов карбонатной системы, исходя из небольшого числа параметров состояния: температуры, солёности, величины pH и щёлочности морской воды. Точность расчётов компонентов карбонатной системы морской воды зависит, в первую очередь, от принятых значений констант и, в частности, от величины второй смешанной константы диссоциации угольной кислоты K_2'' . Для этого автором в работе [8] проведён подробный анализ литературных данных по величине K_2'' в морской воде, её имитатах и искусственных растворах при различных температурах и солёностях. Показано, что существуют расхождения в величинах K_2'' у разных исследователей, что создаёт затруднения при установлении наиболее верного значения констант и делает проблему их уточнения актуальной и в настоящее время. Кроме того, все имеющиеся литературные данные по величинам K_2'' были получены

гидрохимиками в естественных условиях, т.е. при параметрах окружающей среды (в частности, при температурах морской воды до 30 – 35°C), отличных от рабочих температур большинства судовых теплообменных аппаратов, систем и устройств.

В работе [8] было также отмечено, что имеющиеся литературные (табличные) данные приводят значения K_2'' в зависимости только от температуры и солености, без указания влияния на её величину и щёлочности морской воды, что на наш взгляд не совсем верно, особенно для морей с ограниченным водообменном с мировым океаном и большим стоком речных вод. Поэтому автором было обосновано влияние на величину K_2'' , кроме температуры и солёности, также и щёлочности морской воды, что подтверждено в работе соответствующими сравнениями и выкладками.

В результате обработки литературных, экспериментальных данных и проведения соответствующих расчётов выведена формула для определения величины второй смешанной константы диссоциации угольной кислоты в зависимости не только от температуры и солёности, но и щёлочности морской воды, а также подтверждена её корректность [8].

$$K_{2(s)}'' = \frac{10^{-pH_{s(s)}^{\text{кальц}}} \cdot (0,69 - 0,0063 \cdot t) \cdot \left(\frac{S}{34,3} \right)}{Щ_0 \cdot \left(\frac{Щ_0}{2} + 0,477 \cdot \frac{S}{1,80655} \right)}, \quad (1)$$

где $10^{-pH_{s(s)}^{\text{кальц}}} = a_{H^+(s)}^{\ominus}$ – активность водородных ионов при равновесных условиях карбонатной системы; $pH_{s(s)}^{\text{кальц}}$ — величина pH равновесного насыщения морской воды карбонатом кальция модификации кальцит, определяемая по экспериментально полученному автором уравнению регрессии [4, 6]; t — температура морской воды, °C; $Щ_0$ — общая щёлочность морской воды, мг-экв/л; S — солёность морской воды, ‰.

Целью настоящей работы является анализ влияния определяющих факторов (температуры, общей щёлочности и солёности морской воды) и их взаимодействий на величину второй смешанной константы диссоциации угольной кислоты. Это позволит проводить более точные прогнозирование и расчёты значений компонентов карбонатной системы при параметрах характерных проведению ре-

жимов углекислотного предотвращения накипеобразования и биологического обрастания в судовых теплообменниках, системах и устройствах, контактирующих с морской водой.

Для решения поставленной задачи наиболее удобным является регрессионный анализ [9–11], с преобразованием зависимости (1) в математическую модель в виде уравнения регрессии $K_{2(\text{расч})}'' = f(t, Щ_0, S)$, при выбранном диапазоне изменения определяющих факторов – температуры, общей щёлочности и солёности морской воды. При выборе области факторного пространства учитывалась априорная информация, полученная в результате предыдущих исследований [1–8].

Диапазон изменения температуры ($t = 10 \div 50^\circ \text{C}$) был выбран в соответствии с реально существующими пределами рабочих температур морской воды при эксплуатации большинства теплообменных аппаратов (водо-водяные и масляные холодильники, воздушные холодильники ДВС, главные и вспомогательные конденсаторы ПТУ, глубоковакуумные водоопреснительные установки и т.п.), систем и устройств, использующих морскую воду в качестве технологической жидкости.

Диапазон изменения общей щёлочности ($Щ_0 = 1,5 - 3,5$ мг-экв/л) выбран исходя из реальных величин щёлочности для морских и океанских вод.

Величины солёности ($S = 15 - 40$ ‰) также лимитированы диапазоном её изменения для вод морей и океанов.

Основным фактором присвоены следующие кодированные значения: x_1 — температура морской воды; x_2 — общая щелочность; x_3 — солёность морской воды.

Для получения математической модели в виде уравнения регрессии был применён метод полного факторного эксперимента (ПФЭ), в котором все три определяющих фактора ($k = 3$) варьируются на двух уровнях, т.е. ПФЭ $2^k = 2^3$ [9–11]. Для получения более точной модели к плану ПФЭ 2^3 была добавлена точка в начале координат (нулевая точка), т.е. в центре эксперимента. Таким образом, общее число опытов (строк) определяется соотношением $N = 2^k + 1 = 2^3 + 1 = 9$.

Для удобства вычисления коэффициентов уравнения регрессии факторы в натуральной размерности \tilde{x}_i^H — на нижнем уровне, \tilde{x}_i^0 — на нулевом и \tilde{x}_i^B — на верхнем уровне, кодированы как $-1, 0, +1$

$$x_i = \frac{\tilde{x}_i - \tilde{x}_i^0}{\Delta \tilde{x}_i}, \quad (2)$$

где x_i — кодированные безразмерные значения факторов; \tilde{x}_i — значения факторов в натуральной размерности (t — °С, $Щ_0$ — мг-экв/л, S — %); \tilde{x}_i^0 — значения факторов в нулевой точке отчёта, т.е. на основном уровне; $\Delta \tilde{x}_i$ — интервал варьирования i -того фактора, т.е. половина разности между большим (верхним) и меньшим (нижним) значениями факторов.

Исходные значения определяющих факторов, интервалы варьирования, координаты нулевой точки и соответствующие им кодированные значения факторов при построении математической модели в виде уравнения регрессии представлены в табл. 1.

Таблица 1. Исходные данные при построении математической модели в виде уравнения регрессии

Факторы	Уровни факторов			Интервал варьирования $\Delta \tilde{x}_i$
	Нижний уровень	Нулевой уровень	Верхний уровень	
	-1	0	+1	
$\tilde{x}_1 (t, \text{°C})$	10	30	50	20
$\tilde{x}_2 (Щ_0, \text{мг-экв/л})$	1,5	2,5	3,5	1,0
$\tilde{x}_3 (S, \text{%})$	15	27,5	40	12,5

Полный факторный эксперимент (ПФЭ $2^3 + 1$) был записан в виде матрицы планирования, где строки соответствуют различным опытам, а столбцы — значениям факторов. Матрица планирования, экспериментальные данные и результаты расчётов для получения уравнения регрессии представлены в табл. 2. В ней имеется также первый вектор — столбец для фиктивного фактора x_0 . Значение его для всех строк (опытов) принято равным +1. Он не несёт никакой информации о переменных и введён в табл. 2, исключительно для удобства расчётов.

Определение значений отклика $\bar{y}_u (K''_{2(\text{э})\text{cp}})$ для всех девяти строк матрицы планирования осуществляли следующим образом. Для первых восьми строк таблицы — матрицы 2 значения отклика \bar{y}_u были вычислены по формуле (1) с использованием экспериментально

Таблица 2. Матрица ПФЭ 2^3+1 , экспериментальные и расчётные данные для получения уравнения регрессии

№	x_0	x_1	x_2	x_3	x_{1x_2}	x_{1x_3}	x_{2x_3}	$x_{1x_2x_3}$	$pH_{\text{анод}}^{\text{анод}}_{\text{д(г)}}$	$y_{\text{факт}}^{\text{факт}} (K_{\text{д(г)}}^* \cdot 10^9)$	$\bar{y}_u (K_{\text{д(г)}}^* \cdot 10^9)$	$\hat{y}_u (K_{\text{д(г)}}^* \cdot 10^9)$	$(y_{\text{факт}} - \bar{y}_0)^2$	$(\bar{y}_u - \hat{y}_u)^2 \cdot 10^5$	
1	+1	-1	-1	-1	+1	+1	+1	-1	8,220454	-	$\frac{\min}{0,233584}$	0,22953	-	1,64025	
2	+1	+1	-1	-1	-1	-1	+1	+1	7,450789	-	0,822002	0,82599	-	1,59041	
3	+1	-1	+1	-1	-1	+1	-1	+1	7,502614	-	0,431222	0,43521	-	159041	
4	+1	+1	+1	-1	+1	-1	-1	-1	6,955171	-	0,909721	0,90567	-	1,64106	
5	+1	-1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	8,011649	-	0,419537	0,42351	-	1,57847	
6	+1	+1	-1	+1	-1	+1	-1	-1	7,271111	-	1,38060	1,37653	-	1,65949	
7	+1	-1	+1	+1	-1	-1	+1	-1	7,304382	-	0,841918	0,83787	-	1,63863	
8	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	+1	6,786070	-	$\frac{\max}{1,66090}$	1,66489	-	1,59201	
9(0)	+1	0	0	0	0	0	0	0	I	7,34	$\bar{y}_0 = 0,837136$	$\hat{y}_0 = 0,83740$	6,62805 · 10 ⁻⁴	$(\bar{y}_0 - \hat{y}_0)^2 \cdot 10^8 = 6,9696$	
									II	7,35					3,72588 · 10 ⁻⁵
									III	7,37					1,01429 · 10 ⁻³

полученного автором уравнения регрессии для величины $pH_{s(э)}^{\text{кальц}}$ при соответствующих значениях определяющих факторов [4, 6]. Повторные определения значений отклика в этом случае не проводились. Прямые повторные опыты на морской воде ($n_0 = 3$) по определению $pH_{s(э)}^{\text{кальц}}$ ставились только в нулевой точке, т.е. в центре плана, что соответствует 9-ой строке матрицы планирования, согласно методике, подробно описанной в [4,6]. Затем, также с использованием зависимости (1), определялись величины $y_{0u} \left(K_{2(э)}'' \right)$. Экспериментальные результаты трёх параллельных определений значений отклика y_{0u} в девятой строке матрицы планирования (см. табл. 2) осреднялись (\bar{y}_{0u}).

Так как повторные опыты в первых восьми точках плана отсутствовали, то повторные опыты в центре плана, т.е. в нулевой точке ($n_0 = 3$) позволили, согласно [10], оценить дисперсию эксперимента (дисперсию воспроизводимости) с числом степени свободы $f_y = f_2 = n_0 - 1 = 3 - 1 = 2$ по формуле

$$\begin{aligned} S^2 \{y\} &= S_0^2 \{y\} = \frac{1}{n_0 - 1} \cdot \sum_{n=1}^{n=3} (y_{0n} - \bar{y}_0)^2 = \\ &= \frac{1}{3 - 1} \cdot 1,71435 \cdot 10^{-3} = 8,57176 \cdot 10^{-4}, \end{aligned} \quad (3)$$

где ($n_0 = 3$) – число повторных опытов в центре плана (в нулевой точке).

Проверка статистической значимости разности $\bar{y}_{u \max} - \bar{y}_{u \min} = 1,6609 - 0,233584$ произведена по критерию Стьюдента. Расчётное значение критерия определяли по формуле

$$\begin{aligned} t_p &= \frac{\bar{y}_{u \max} - \bar{y}_{u \min}}{\sqrt{S^2 \{y\} \left(\frac{1}{n_{\max}} - \frac{1}{n_{\min}} \right)}} = \frac{1,66090 - 0,233584}{\sqrt{8,57176 \cdot 10^{-4} \left(\frac{1}{1} + \frac{1}{1} \right)}} = \\ &= 34,472271, \end{aligned} \quad (4)$$

где $n_{\max} = 1$ и $n_{\min} = 1$ число опытов в строках соответственно максимального, $\bar{y}_{u \max} = 1,66090$ и минимального $\bar{y}_{u \min} = 0,233584$ средних значений отклика (т.к. повторные опыты ставились только в центре эксперимента).

Табличное значение критерия Стьюдента при уровне значимости $\alpha = 0,05$ (и соответственно при уровне доверительной вероятности

$\gamma = 0,95$) и числу степеней свободы $f = n_{\max} + n_{\min} = 1+1=2$ равно $t_T = 4,303$ [10]. Так как $t_p > t_T$ ($34,472271 > 4,303$), то с доверительной вероятностью $\gamma = 0,95$ экспериментальные данные признаны удовлетворительными, т.е. разность $\bar{y}_{u\max} - \bar{y}_{u\min}$ статистически значима, а это значит, что полученные данные содержат достаточно информации об объекте исследования.

Применяемая схема ПФЭ $2^3 + 1$ позволяет получить модель (уравнение регрессии) в виде

$$\hat{y} = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{23}x_2x_3 + b_{123}x_1x_2x_3, \quad (5)$$

где b_0 – свободный член уравнения; $b_i x_i$ – линейные члены уравнения; $b_{ij} x_{ij}$ члены уравнения (5), характеризующие эффекты парных межфакторных взаимодействий или взаимодействий первого порядка.

Коэффициенты модели (5) приведены в табл. 3 и вычислены по формулам

$$b_0 = \frac{\sum_{u=1}^{u=N=9} x_{0u} \cdot \bar{y}_u}{\sum_{u=1}^{u=N=9} x_{0u}^2} = \frac{\sum_{u=1}^{u=N=9} \bar{y}_u}{N} = \frac{\sum_{u=1}^{u=N=9} \bar{y}_u}{9}, \quad (6)$$

$$b_{i \cdot j} = \frac{\sum_{u=1}^{u=8} x_{iu} \cdot \bar{y}_u}{\sum_{u=1}^{u=8} x_{iu}^2} = \frac{\sum_{u=1}^{u=8} x_{iu} \cdot \bar{y}_u}{8}, \quad (7)$$

где x_{iu} — значения факторов в соответствующем столбце матрицы планирования ($x_{iu} = \pm 1$); x_{0u} — значение фиктивного фактора в первом столбце матрицы ($x_{0u} = +1$); \bar{y}_u — средний результат u -того опыта; N — общее число опытов (строк); u — номер строки (вариант опыта); i — номер фактора; j — номер фактора отличный от i ($i \neq j$).

Таблица 3. Величины коэффициентов уравнения регрессии

b_0	b_1	b_2	b_3
+0,8374022	+0,3558702	+0,1235074	+0,2383032
b_{12}	b_{13}	b_{23}	b_{123}
-0,0315000	+0,0891410	0,0521655	-0,0040203

Статистическую оценку значимости коэффициентов b_0 , b_i и b_{ij} уравнение регрессии (5) осуществляли в следующем порядке.

В связи с наличием повторных опытов в центре эксперимента $n_0 = 3$ (9-я строка матрицы планирования), вначале определяли дисперсию среднего значения

$$S^2 \{\bar{y}\} = \frac{S^2 \{y\}}{n_0} = \frac{8,57176 \cdot 10^{-4}}{3} = 2,85725 \cdot 10^{-4}, \quad (8)$$

Так как значения $\sum_{u=1}^N x_{iu}^2$ при ПФЭ $2^3 + 1$ (т.е. с дополнительной точкой в центре плана) различны для коэффициентов b_0 (равно 9) и группы коэффициентов b_i и b_{ij} (равно 8), то дисперсии коэффициентов регрессии будут для них также разными:

$$S^2 \{b_0\} = \frac{S^2 \{\bar{y}\}}{\sum_{u=1}^{u=N=9} x_{0u}} = \frac{2,85725 \cdot 10^{-4}}{9} = 3,17472 \cdot 10^{-5}, \quad (9)$$

$$S^2 \{b_i, b_{ij}\} = \frac{S^2 \{\bar{y}\}}{\sum_{u=1}^{u=8} x_{iu}} = \frac{2,85725 \cdot 10^{-4}}{8} = 3,571156 \cdot 10^{-5}. \quad (10)$$

При этом среднеквадратичная ошибка коэффициентов регрессии составила

$$S \{b_0\} = \sqrt{S^2 \{b_0\}} = 5,63447 \cdot 10^{-3}, \quad (11)$$

$$S \{b_i, b_{ij}\} = \sqrt{S^2 \{b_i, b_{ij}\}} = 5,97625 \cdot 10^{-3}. \quad (12)$$

При уровне значимости $\alpha = 0,05$ и степени свободы $f_y = n_0 - 1 = 2$, табличное значение критерия Стьюдента равно $t_{\alpha, f_y}^T = 4,403$ [10].

Тогда доверительные интервалы будут равны:

$$\Delta b_0 = \pm t_{\alpha, f_y}^T \cdot S \{b_0\} = \pm 4,403 \cdot 5,63447 \cdot 10^{-3} = \pm 0,0242451, \quad (13)$$

$$\Delta b_{i, ij} = \pm t_{\alpha, f_y}^T \cdot S \{b_i, b_{ij}\} = \pm 4,403 \cdot 5,97625 \cdot 10^{-3} = \pm 0,0257158. \quad (14)$$

После исключения незначимых коэффициентов получено уравнение, учитывающее помимо отдельных факторов также их парные взаимодействия:

$$\hat{y} = K_{2(\text{расч.})}'' \cdot 10^9 = 0,83740 + 0,35587x_1 + 0,12351x_2 + 0,23830x_3 - 0,03150x_1x_2 + 0,08914x_1x_3 + 0,05217x_2x_3. \quad (15)$$

Факторы x_i в уравнении регрессии (15) закодированы, и для перехода от кодированных к натуральным значениям факторов необходимо использовать зависимость (2). Поэтому:

$$x_1 = \frac{t - 30}{20}; \quad x_2 = \frac{y_0 - 2,5}{1,0}; \quad x_3 = \frac{S - 27,5}{12,5}.$$

По полученному уравнению регрессии (15) были вычислены значения $\hat{y} = K_{2(\text{расч.})}'' \cdot 10^9$ для девяти строк матрицы планирования, приведенные в табл. 2.

В заключение проверена адекватность полученной модели (15) по имеющимся статистическим данным. Для этого рассчитана дисперсия адекватности $S_{\text{ад}}^2$, которая характеризует рассеяние экспериментальных результатов относительно предсказанных уравнением регрессии (15), для изучаемого участка поверхности отклика объекта. Так как повторные опыты ставились только в одной точке факторного пространства, т.е. в нулевой точке, то дисперсию адекватности, с сохранением числа степени свободы равным $f_{\text{ад}} = N - L$, определяли согласно [10] по формуле

$$S_{\text{ад}}^2 = \frac{n_0 \cdot (\bar{y}_0 - \hat{y}_0) + \sum_{u=1}^{u=8} (\bar{y}_u - y_u)^2}{N - L} = \quad (16)$$

$$= \frac{3 \cdot 6,9696 \cdot 10^{-8} + 12,93073 \cdot 10^{-5}}{9 - 7} = 6,47581 \cdot 10^{-5},$$

где $f_{\text{ад}} = f_1 = N - L = 9 - 7 = 2$ — число степеней свободы дисперсии адекватности; $N = 9$ — общее число опытов (строк) в матрице планирования; $L = 7$ — число статически значимых коэффициентов в уравнении регрессии (15); \bar{y}_0 и \bar{y}_u — средние экспериментальные значения отклика соответственно в нулевой и u -й точках плана (см. табл. 2); \hat{y}_0 и \hat{y}_u — значения отклика соответственно в нулевой и u -й точках плана, рассчитанные по уравнению регрессии (15) и приведенные также в табл. 2; $n_0 = 3$ — число повторных опытов в нулевой точке (центре плана).

Проверка по критерию Фишера при числе степеней свободы $S_1 = f_{ад} = N - L = 9 - 7 = 2$ и $f_2 = f_y = n_0 - 1 = 3 - 1 = 2$ показала, что с доверительной вероятностью $\gamma = 0,95$ модель (15) адекватно описывает зависимость исследуемой величины (второй смешанной константы диссоциации угольной кислоты в морской воде) от определяющих факторов (температуры общей щёлочности и солёности) в выбранном диапазоне их изменения. Хорошая адекватность модели объясняется высоким уровнем априорной информации при выборе типа модели по результатам проведённых ранее исследований [4–8].

Незначимость произведения факторов $x_1x_2x_3$ в адекватной модели означает, что данное межфакторное взаимодействие не влияет на изучаемый объект. В диапазоне изменения определяющих факторов (см. табл. 1) их парные взаимодействия x_1x_2 , x_1x_3 и x_2x_3 значимы, но имеют разный эффект на выходную величину, о чём свидетельствуют знаки и величины коэффициентов b_{ij} в уравнении регрессии. За счёт этого, по всей видимости, и минимизируется эффект воздействия произведения факторов $x_1x_2x_3$ на выходной параметр, т.е. становится незначимым коэффициент b_{123} в уравнении регрессии.

Для графической интерпретации результатов полного факторного эксперимента (ПФЭ $2^3 + 1$) и более подробного анализа полученной модели рассчитаны и построены двумерные сечения поверхности отклика, описываемой уравнением регрессии (15). Для этого последовательно фиксировались постоянными все три фактора (x_1 , x_2 , x_3) на трёх уровнях (-1 , 0 , $+1$). Подстановкой в полученное уравнение регрессии значений зафиксированных и переменных факторов составлены режимы изменения величины $K''_{2(расч.)}$ для каждого конкретного случая, значительно более полные и универсальные, чем при изменении лишь одного определяющего фактора. Это позволило оценить силу влияния на величину второй смешанной константы диссоциации угольной кислоты в морской воде $K''_{2(расч.)}$, как отдельных факторов, так и их парных взаимодействий. На рис. 1–3 графически представлены построенные двумерные сечения поверхности отклика уравнения регрессии (15).

Из рис. 1–3, анализа знаков и величин коэффициентов в уравнении регрессии (15) видно, что существует общая тенденция увеличения выходного параметра $K''_{2(расч.)}$ при увеличении как отдельных факторов x_1 ($t, ^\circ\text{C}$), x_2 (Щ_0 , мг-экв/л), x_3 (S , ‰) — линейных эффектов,

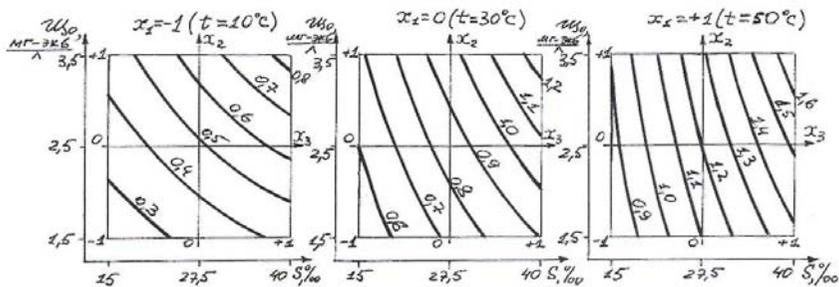


Рис. 1. Двумерные сечения поверхности отклика ($y = K_{2(\text{расч.})}'' \cdot 10^9$) при фиксированных значениях фактора x_1 (t , °C) на трёх уровнях (-1,0,+1)

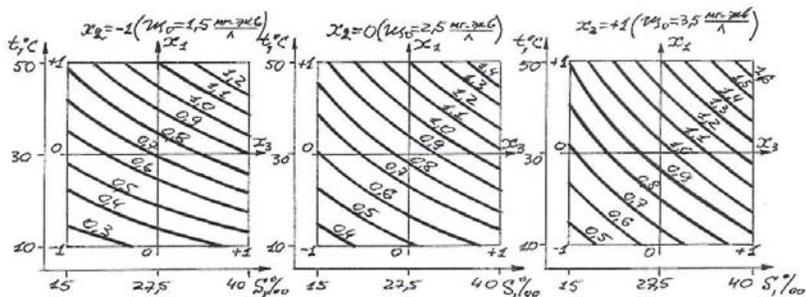


Рис. 2. Двумерные сечения поверхности отклика ($y = K_{2(\text{расч.})}'' \cdot 10^9$) при фиксированных значениях фактора x_2 ($Ш_0$, мг-экв/л) на трёх уровнях (-1,0,+1)

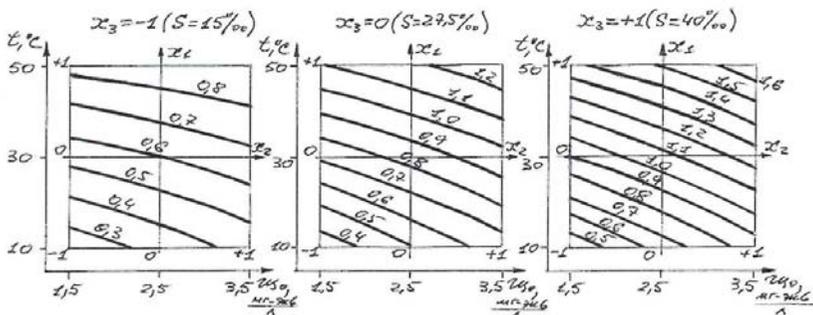


Рис. 3. Двумерные сечения поверхности отклика ($y = K_{2(\text{расч.})}'' \cdot 10^9$) при фиксированных значениях фактора x_3 (S , %) на трёх уровнях (-1, 0, +1)

так и их парных взаимодействий x_1x_2 , x_1x_3 , x_2x_3 . Причём большее воздействие на увеличение $K_{2(\text{расч.})}''$ оказывает температура, затем солёность и меньшее влияние оказывает увеличение общей щёлочности морской воды. Вследствие значимости коэффициентов при x_1x_2 , x_1x_3 , x_2x_3 уравнение (15) нелинейно, т.е. имеет место эффект парного взаимодействия. Это означает, что влияние одного фактора на выходную величину зависит от того, какое значение принимают другие факторы.

Рис. 1 показывает, что при низкой температуре морской воды $t = 10^\circ\text{C}$ ($x_1 = -1$) в парном взаимодействии x_2x_3 наблюдается равное влияние обоих факторов на выходной параметр. По мере увеличения температуры морской воды до $t = 50^\circ\text{C}$ ($x_1 = +1$) наклон кривых значительно меняется (становятся более крутыми), что свидетельствует об увеличении воздействия солёности (x_3) на величину $K_{2(\text{расч.})}''$, по сравнению с общей щёлочностью морской воды (x_2). Причём при этой температуре $t = 50^\circ\text{C}$ можно достичь достаточно больших значений $K_{2(\text{расч.})}''$, при относительно невысоких значениях солёности и особенно общей щёлочности морской воды, по сравнению с другими парными взаимодействиями, что свидетельствует о преобладающем влиянии температуры на выходной параметр, за счёт более интенсивного гидротермального распада бикарбонатов, содержащихся в морской воде.

В парном межфакторном взаимодействии x_1x_3 (рис. 2) при невысоких значениях общей щёлочности $Щ_0 = 1,5$ мг-экв/л ($x_2 = -1$) большее воздействие на $K_{2(\text{расч.})}''$ оказывает температура (x_1), чем солёность морской воды (x_3). С увеличением величины общей щёлочности до $Щ_0 = 3,5$ мг-экв/л ($x_2 = +1$) их совместное влияние становится равнозначным.

Из рис. 3 видно, что одновременное увеличение факторов x_1 (t , °C) и x_2 ($Щ_0$, мг-экв/л), в их парном взаимодействии $-x_1x_2$, также, как и в предыдущих случаях приводит к возрастанию выходной величины $K_{2(\text{расч.})}''$. Причём большее влияние оказывает изменение температуры, чем общей щёлочности морской воды. С увеличением солёности морской воды до $S = 40$ ‰ ($x_3 = +1$) преобладание температуры (x_1) над общей щёлочностью (x_2) в их парном взаимодействии хоть и сохраняется, но становится заметно меньшим.

При анализе рис. 1–3 была проведена также оценка существенности (т.е. степени воздействия на выходной параметр) всех парных межфакторных взаимодействий, которая показала следующее.

При зафиксированных последовательно постоянными каждого из факторов (x_1, x_2, x_3) на нижнем уровне (-1), наиболее существенным парным межфакторным взаимодействием, влияющим на изменение выходного параметра $K_{2(\text{расч.})}''$, было признано взаимодействие x_1x_3 (температура – солёность морской воды). Далее по значимости влияния на $K_{2(\text{расч.})}''$ следует парное взаимодействие x_1x_2 (температура – общая щёлочность), а затем – x_2x_3 (общая щёлочность – солёность морской воды).

При зафиксированных постоянными каждого из факторов на нулевом уровне (0) более существенное влияние на достижение максимальных значений $K_{2(\text{расч.})}''$ вновь оказывает парное взаимодействие $x_1x_3 (t-S)$, затем – $x_2x_3 (Щ_0 - S)$, и только потом $x_1x_2 (t - Щ_0)$. Причем, для взаимодействия $x_2x_3 (Щ_0 - S)$ при температуре морской воды $t = 30^\circ\text{C}$ ($x_1 = 0$), увеличение $K_{2(\text{расч.})}''$ происходит значительно быстрее даже при относительно невысоких значениях общей щёлочности (x_2) и, отчасти, солёности морской воды (x_3), чем при низких значениях соответствующих факторов в парных взаимодействиях. $x_1x_2 (t - Щ_0)$ и $x_1x_3 (t-S)$ на этом же нулевом уровне (0).

В случае фиксации постоянными каждого из факторов на верхнем уровне ($+1$) характер значимости влияния парных межфакторных взаимодействий на выходную величину меняется. Здесь наиболее существенным становится уже парное взаимодействие $x_2x_3 (Щ_0 - S)$. Затем следует взаимодействие $x_1x_2 (t - Щ_0)$ и далее $x_1x_3 (t-S)$. На этом уровне ($x_1 = +1, t = 50^\circ\text{C}$) для парного взаимодействия $x_2x_3 (Щ_0 - S)$, как уже отмечалось выше, также наблюдается эффект достижения более высоких значений $K_{2(\text{расч.})}''$ даже при небольших значениях общей щёлочности (x_2), по сравнению с другими парными взаимодействиями на этом же уровне ($+1$). Это происходит за счёт более интенсивного гидротермального распада бикарбонатных ионов, содержащихся в морской воде, при повышении её температуры.

Из всего этого следует, что на всём факторном пространстве в диапазоне изменения определяющих факторов, более существенным

парным взаимодействием, в общем случае (за исключением конкретных вариантов), следует признать парное межфакторное взаимодействие x_1x_3 (температура – солёность морской воды). Далее по степени влияния на выходной параметр следуют соответственно взаимодействия x_2x_3 (общая щёлочность – солёность морской воды) и x_1x_2 (температура – общая щёлочность морской воды). Это подтверждается также величинами коэффициентов при парных межфакторных взаимодействиях в уравнении регрессии (15).

Таким образом, удалось получить модель в виде уравнения регрессии (15), адекватно оценивающую зависимость второй смешанной константы диссоциации угольной кислоты K_2'' от трёх определяющих её величину факторов – температуры (t , °C), общей щёлочности ($Щ_0$, мг-экв/л) и солёности (S , ‰) морской воды.

Расчитаны и построены двумерные сечения поверхности отклика (см. рис. 1–3), описываемой полученным уравнением регрессии. Это позволило провести подробный анализ и оценить силу влияния на величину K_2'' , как отдельных факторов — x_1, x_2, x_3 (линейных эффектов), так и их взаимодействий — x_1x_2, x_1x_3, x_2x_3 (парных межфакторных эффектов), значительно более полные и универсальные, чем при изменении лишь одного определяющего фактора. Это даёт возможность проводить более точные прогнозирование и расчёты значений компонентов карбонатной системы, определяющих её равновесие, при проведении режимов углекислотного предотвращения накипеобразования и биологического обрастания в судовых теплообменных аппаратах, системах и устройствах использующих морскую воду в качестве технологической жидкости.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дыхно А.Ю. Использование морской воды на тепловых электростанциях. / А.Ю. Дыхно – М.: Энергия, 1974. – 272 с.
2. Химия океана (из серии океанология). – М.: Наука, 1979. – Т. 1.: Химия вод океана. – 517 с.
3. Боев Ю.И. Накипеобразование в теплообменных аппаратах, работающих на природных минерализованных водах / Ю.И. Боев // Химия и технология воды. – 1981. – Т. 3, № 2. – Киев: АН УССР. – С. 156-161.
4. Абрамов В.А. Предотвращение накипеобразования в судовых теплообменных аппаратах и системах, контактирующих с

- морской водой: Автореф. дис.... канд. техн. наук. – Одесса: ОВИМУ, 1985. – 24 с.
5. Абрамов В.А. Анализ эффективности способов предотвращения обрастания в системах забортной воды, используемых на морских судах / В.А. Абрамов, Б.А. Павленко // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – №1. – Одесса: ОГМА. – С. 52-58.
 6. Абрамов В.А. К вопросу о величине рН равновесного насыщения морской воды карбонатом кальция (pH_s) / В.А. Абрамов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2000. – №5 – Одесса: ОГМА. – С. 5-10.
 7. Абрамов В.А. Факторы, определяющие карбонатное равновесие природных вод, используемых в СЭУ / В.А. Абрамов, И.В. Логишев // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – № 19. – Одесса: ОНМА. – С. 67-69.
 8. Абрамов В.А. К вопросу о величине второй константы диссоциации угольной кислоты в морской воде / В.А. Абрамов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 21. – Одесса: ОНМА. – С. 23-40.
 9. Драйпер Н. Прикладной регрессионный анализ / Драйпер Н., Смит Г. – М.: Статистика, 1973. – 170 с.
 10. Михайлов В.И. Планирование экспериментов в судостроении. / В.И. Михайлов, К.М. Федосов. – Л.: Судостроение, 1978. – 160 с.
 11. Мальцев П.М. Основы научных исследований / П.М. Мальцев, Н.А. Емельянова. – Киев: Вища школа, 1982. – 192 с.

УДК 532.5

Рященко Б.П.
ОНМА

АНАЛИЗ ПРОЦЕССА ГЛУБОКОЙ ОЧИСТКИ ЛЬЯЛЬНЫХ ВОД СУДОВ С УЧЕТОМ ТЕОРИИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ

Низкая эффективность работы штатного сепаратора льяльных вод на судне в режиме глубокой очистки ($\varphi < 15$ ppm) ставит задачу по изысканию новых подходов к технологии глубокой очистки.

Концепция предлагаемого подхода состоит в использовании энергии турбулентного потока в качестве основного фактора процесса коагуляции. В этом случае задача сводится к определению взаимосвязи между согласованным управлением энергии турбулентного потока и процессом коагуляции частиц дисперсной фазы эмульсии. Такой подход связан с анализом структуры турбулентного потока и особенностью поведения дисперсной фазы эмульсии в системе хаоса этого потока [1, 2].

Так в ламинарном потоке сопротивление движению пропорционально первой, а в турбулентном приблизительно второй степени скорости. Переход сопротивления от линейной зависимости к квадратичной сопровождается возникновением пульсации скорости. При этом сам вектор скорости меняется во времени как по величине, так и по направлению.

Пульсационные отклонения скорости v' от ее усредненного значения \bar{v} определяется равенством

$$v' = v - \bar{v},$$

где v — мгновенная скорость, определяемая как

$$\bar{v} = \frac{1}{T} \int_{t-\frac{T}{2}}^{t+\frac{T}{2}} v dt,$$

где t — время, T — период.

При этом размах отклонений мгновенных скоростей v от среднего значения \bar{v} определяется интегралом

$$\sigma^2 = \frac{1}{T} \int_{t-\frac{T}{2}}^{t+\frac{T}{2}} (v - \bar{v})^2 dt,$$

где σ^2 — среднеквадратичное отклонение скорости.

Известные дифференциальные уравнения движения Рейнольдса образуют незамкнутую систему, так как содержат в качестве дополнительных величин статистические характеристики поля турбулентных пульсаций, которые представляют собой моменты корреляций между различными составляющими вектора скорости для одной точки. Эти члены называются напряжениями Рейнольдса и характеризуют средний перенос количества движения турбулентными пульсациями. «Замыкание» системы уравнений Рейнольдса не получило до настоящего времени удовлетворительного решения [3].

Современная статистическая теория турбулентности основывается на описании кинематической структуры турбулентности при помощи корреляции (статистической связи) между компонентами скоростей в двух различных точках потока. Эти корреляции ("моменты связи") и являются статистическими характеристиками кинематической структуры турбулентного потока. Если взять две точки потока $A(x, y, z)$ и $A'(x', y', z')$, в которых действительные скорости будут $v(v_x, v_y, v_z)$ и $v'(v'_x, v'_y, v'_z)$, то момент связи $B_{ij} = v_i v_j$ представляет собой тензор, состоящий из девяти величин и зависящий от шести переменных – координат точек A и A' (время t — произвольно фиксировано)

$$B_{ij} = \begin{vmatrix} \bar{v}_x \bar{v}'_x & \bar{v}_x \bar{v}'_y & \bar{v}_x \bar{v}'_z \\ \bar{v}_y \bar{v}'_x & \bar{v}_y \bar{v}'_y & \bar{v}_y \bar{v}'_z \\ \bar{v}_z \bar{v}'_x & \bar{v}_z \bar{v}'_y & \bar{v}_z \bar{v}'_z \end{vmatrix}$$

Исследование этого тензора и всех его компонентов могло бы дать подлинное представление о кинематической структуре турбулентного потока. Однако математическое моделирование данного тензора для реального турбулентного потока крайне затруднено. Решение задачи лежит в упрощении модели, а именно, в анализе этого тензора на структуре однородного изотропного турбулентного потока. Учитывая, что характеристики турбулентности в изотропном потоке зависят только от расстояния r между точками A и A' , то математическое описание тензора B_{ij} в этом потоке заметно упрощается.

Рассмотрим тензор момента связи в EMN системе координат с положительной полуосью E от A к A' . Обозначим через v_e и v'_e проекции скоростей \bar{v} и \bar{v}' в точке A и A' соответственно на ось E .

Проведем аналогичные действия и для v_n и v'_n – на ось N (или M). В этом случае $F(r) = v_e v'_e$ будет представлять продольный компонент связи, а $G(r) = v_n v'_n$ соответственно поперечный компонент связи.

Таким образом, кинематическая структура реального турбулентного потока описывается девятью моментами связи $v_i v_j$. А описание этой же структуры для однородного и изотропного турбулентного потока определяется только двумя функциями $F(r)$ и $G(r)$.

Для характеристики изотропного потока в целом используется понятие «интенсивности турбулентности» и «масштаб турбулентности». Так как в однородном потоке $\bar{v}_x^2 = \bar{v}_x'^2$, $\bar{v}_y^2 = \bar{v}_y'^2$, $\bar{v}_z^2 = \bar{v}_z'^2$, а в изотропном $\bar{v}_x^2 = \bar{v}_y^2 = \bar{v}_z^2$, то величина $\bar{v}^2 = \bar{v}_x^2 = \bar{v}_y^2 = \bar{v}_z^2$ характерна для всего изотропного потока и принимается в качестве меры интенсивности турбулентности. Деля продольный и поперечный компонент связи $F(r)$ и $G(r)$ на \bar{v}^2 , получим продольный и поперечный коэффициент корреляции

$$f(r) = \frac{F(r)}{\bar{v}^2} = \frac{\bar{v}_e \cdot \bar{v}_e'}{\bar{v}^2} \quad \text{и} \quad g(r) = \frac{G(r)}{\bar{v}^2} = \frac{\bar{v}_n \cdot \bar{v}_n'}{\bar{v}^2}$$

Масштабы турбулентности изотропного потока определяются следующими соотношениями

$$L_1 = \int_0^{\infty} f(r) dr \quad \text{и} \quad L_2 = \int_0^{\infty} g(r) dr$$

Масштаб турбулентности есть мера связанности скорости v_e и v'_e в точках A и A' . Масштабы турбулентности L одинаковы для всех точек A изотропного потока.

Для решения практических задач целесообразно учитывать не «абсолютные» скорости элементов весьма малых объемов внутри турбулентного потока, а скорости этих элементов относительно друг друга. Для этого воспользуемся теорией локально-изотропной турбулентности академика А.Н. Колмогорова, предполагающей, что в малых объемах жидкости, удаленных от ориентирующего влияния границ потока, турбулентность однородна и изотропна. По теории А.Н. Колмогорова внутренняя структура развитой турбулентности исследуется не по схеме однородного и изотропного потока, а по схеме локально-однородного и локально-изотропного потока. Вза-

мен скоростей \bar{v} в точке A и \bar{v}' в точке A' рассматривается разность скоростей $\bar{v} - v$, которая описывает скорость в точке A' относительно скорости в точке A . Поэтому в качестве характеристики локальной структуры турбулентности вместо моментов связи рассматриваются величины $D_{ij} = (v_i' - v_i)(v_j' - v_j)$, называемые структурными функциями.

Для анализа структурных функций воспользуемся общей концепцией, согласно которой развитый турбулентный поток представляет собой совокупность наложенных друг на друга и на осредненное движение потока вихрей (возмущений) различных масштабов. Самые крупные вихри (вихри первого порядка) возникают вследствие неустойчивости осредненного движения. Вихри с масштабом L имеют порядок длины пути перемешивания и соизмеримы с линейными размерами потока. Движение их также неустойчиво, и они распадаются на более мелкие вихри (вихри второго порядка и т.д.). Такой процесс последовательного измельчения ограничен мельчайшими вихрями, которые уже устойчивы из-за малости числа Рейнольдса. При исследовании потока, который определяется большими вихрями, вязкостью можно пренебречь, так как влияние ее на процесс незначительно. А для потока, который определяемый малыми вихрями, учет молекулярной вязкости необходим.

Судовые сепараторы льяльных нефтесодержащих вод представляют собой типичную диссипативную систему, в которой кинетическая энергия турбулентного потока, «рассыпаясь» по мелкомасштабным пульсациям (за счет преодоления сил вязкости), превращается в тепло. Возникновение множества беспорядочных пульсаций потока вызывает хаотичное нестационарное движение частиц дисперсной фазы эмульсий, что интенсифицирует процесс их соударения.

Реализация на практике пассивного воздействия на процесс соударения частиц эмульсии, путем создания стесненных условий ее протекания в современных очистных комплексах, даст коагуляцию преимущественно «инерционных» частиц, (процесс грубодисперсного отделения нефти). «Безынерционные» частицы, благодаря своей исключительной особенности двигаться в потоке по соответствующим линиям тока жидкости, участвовать в процессе соударения практически не будут. Следовательно, чем «выше» дисперсность эмульсии, тем «интенсивнее» должно быть неоднородное гидродинамическое поле. С другой стороны, увеличение масштабной турбулентности основного потока эмульсии L существенно подавляет

процесс коагуляции частиц: крупных, «инерционных» — за счет избытка кинетической энергии (упругий отскок при соударении), а мелких, «безынерционных» — недостатком этой энергии (движение их по линиям тока жидкости). Такие, взаимоисключающие друг друга условия объясняют нестабильность процесса коагуляции дисперсной фазы эмульсии [2].

Таким образом, совокупность приведенных выше рассуждений позволяет предложить новый подход к технологии процесса глубокой очистки. Суть предлагаемого подхода состоит в том, что на первом этапе очистки необходимо проводить коагуляцию частиц тонкодисперсной фазы ($D_0 < 10$ мкм), и лишь затем проводить грубодисперсное отделение нефти ($D_0 > 10$ мкм). При этом первый этап очистки представляет собой гидродинамической обработку льяльных нефтесодержащих вод судов в турбулентном потоке определенной структуры. В этом случае основное требование к формированию данного потока заключается в отсутствии резких скачков давления в его объеме, что может привести к эффекту вторичного дробления вновь укрупнившихся частиц. Классическое течение Куэтта воплощает в себе основные принципы такого подхода даже при развитом турбулентном режиме течения.

Учет этих факторов в комплексе при анализе локально-изотропной структуры турбулентного течения Куэтта показывает, что вязкие напряжения жидкости пропорциональны угловым скоростям деформаций. То есть, в поле простого сдвига локально-изотропного течения Куэтта предполагается линейная связь между вязкостными напряжениями и скоростями деформаций. В этом случае коэффициент скорости угловых деформаций G в поле простого сдвига локально-изотропного потока, характеризует «интенсивность» турбулентного поля. Учитывая, что мелкомасштабное пульсационное движение характеризуется влиянием вязкостных сил дисперсной среды ν и резкой диссипацией энергии ϵ то коэффициент неоднородности локально-изотропного гидродинамического поля G пропорционален выражению $\sqrt{\epsilon/\nu}$.

Следовательно, коэффициент неоднородности G является значимым фактором управления предлагаемой технологией. Оптимизация же процесса глубокой очистки связана с уточнением взаимосвязи коэффициента G , характеризующего неоднородное гидродинамическое поле течения Куэтта, с процессом укрупнения частиц дисперсной фазы эмульсии этого потока.

Проведенные автором экспериментальные исследования в лабораторных условиях на модели эмульсии льяльных нефтесодержащих вод судов полностью подтвердили приведенные выше рассуждения [4].

Таким образом, предложена новая концепция технологии глубокой очистки. Сформулированы основные ее положения с учетом теории турбулентности. Внедрение данной технологии на судне позволит достичь устойчивости работы сепаратора льяльных нефтесодержащих вод в режиме глубокой очистки. Одновременно с этим эксплуатационные расходы на процесс глубокой очистки уменьшатся за счет отказа от применения химических реагентов, а также закупки фильтров тонкой очистки.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Альбом течений жидкости и газа: Пер. с англ./Сост. М. Ван-Дайк. – М.: Мир, 1986. - 184 с.
2. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика: Учебное пособие. В 10 т. Т. VI. Гидродинамика. – М.: Наука. Гл. ред. физ-мат. лит., 1986. – 736 с.
3. Дерягін Б.В., Духін С.С., Рулев Н.Н. Кінетична теорія флоатації малих частинок і флоатаційної водо очистки // Вісник академії наук Української РСР. – 1980. – №1. – С. 5-17.
4. Рулев Н.Н., Рященко Б.П. Гидродинамическое разрушение разбавленных эмульсий масло-вода //Химия и технология воды. –1989. – Т. 11, 8. – С. 695-697.

УДК 621.431.74.004.67

Молодцов Н.С.
ОНМА

МЕТОДОЛОГИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ВОССТАНОВЛЕНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СОПРЯЖЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ СУДОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМИ МЕТОДАМИ

Техническая эксплуатация (ТЭ) является сложной энергетической системой, развитие которой в широком смысле связано с всевозможными формами энергозатрат. Развитие ТЭ вызывается непрерывными потоками подводимой энергии различных видов, одной из которых является энергия восстановления, расходуемая на поддержание или повышение потенциала системы и измеряемая затратами живого и овеществленного труда [1]. Поэтому использование современных технологических методов для восстановления работоспособности средств транспорта является важным фактором повышения эффективности их эксплуатации и ремонта. С этой целью в ОНМА была создана отраслевая научно-исследовательская лаборатория (ОНИЛ) повышения срока службы деталей судовых машин и механизмов технологическими методами.

В рамках этой лаборатории, начиная с 1978 года, на кафедре ТМС ОНМА, выполнен ряд научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по восстановлению деталей судовых технических средств (СТС) морского флота. На основе разработанной автором методологии [2] создана отраслевая система централизованного восстановления изношенных деталей (ВИД) СТС на СРЗ, позволившая расширить номенклатуру и увеличить объем восстановления деталей, разработать ряд новых методов восстановления и улучшения, повысить долговечность и эксплуатационную надежность СТС. Однако в дальнейшем ряд объективных факторов и недостаточно глубокая научно-техническая проработка физико-технологических основ ВИД привели к резкому снижению качества восстановления. К тому исследования выполнялись только для деталей, а не сопряжений. Поэтому, начиная с 2004 года, для решения указанной проблемы в качестве объекта исследования нами были приняты не детали, а их сопряжения, с последующим переходом на детали.

Методологические основы этих исследований и их результаты докладывались автором и сотрудниками кафедры ТМС на Междуна-

родных научно-методических конференциях в ОНМА (2005 и 2007 гг.), а также опубликованы в статьях [3, 4 и др.]. При выполнении указанных исследований использовались некоторые положения соответствующей методологии, разработанной В.М. Кряжковым [5].

Правомерность перехода от деталей к сопряжениям В.М. Кряжков обосновывает следующими аргументами: 1) поскольку деталей в машинах тысячи, а основных сопряжений 15–20, резко сокращаются объемы выполнения исследовательских работ; 2) при оценке работоспособности и долговечности сопряжения деталей исследователь получает информацию, которая может быть приемлема для различных марок технических средств и их узлов; 3) межремонтный ресурс определяется состоянием не отдельных деталей, а в первую очередь сопряжений деталей; 4) выводы, сделанные о долговечности только основных деталей (без учета сопряженных с ними деталей) могут оказаться ошибочными в целом для соответствующего узла или агрегата (известно, что упрочненные шейки коленчатых валов вызывают повышенный износ вкладышей, а наплавленные валы - повышенный износ сопряженных с ними и других деталей); 5) каждый тип сопряжений деталей характеризуется принципиально различными условиями работы, в связи с чем рекомендации по рациональным способам для одного из них не могут быть без достаточной научной и производственной проверки распространены на другие; 6) ориентация на сопряжения деталей позволяет более рационально организовать ускоренные эксплуатационные испытания. У этого подхода имеются и недостатки: так, например, благодаря взаимному расположению деталей, работа сопряжения определяется не только «своими» условиями, но и влиянием других сопряжений; ремонтное производство заинтересовано в унификации способов восстановления для различных рабочих поверхностей соответствующей детали и др. В связи с этим методика исследований по выбору рациональных способов восстановления деталей В.М. Кряжков рекомендует строить на следующих основных принципах: а) ориентация во всех исследованиях главным образом на сопряжения деталей; б) переход на заключительном этапе исследований и разработки рекомендаций по выбору рациональных способов восстановления непосредственно на детали; в) проведение исследований – как комплексных, т.е. от изучения конструктивно-технологических характеристик, условий работы и износов сопряжений новых деталей в эксплуатации – до оценки надежности и долговечности этих пар после их восстановле-

ния; г) учет всего цикла восстановления детали: исходного состояния – подготовки к восстановлению – восстановление – обработки восстановленной поверхности (предварительной и окончательной) и ее упрочнения.

Одним из существенных, на наш взгляд, недостатков этих исследований и полученных результатов заключаются в том, что в них не учтены влияние системы технического обслуживания (ТО) восстановленных сопряжений деталей. Поскольку положительные результаты, полученные при разработке технологии восстановления и ремонта деталей, часто нивелируются существующей системой ТО и наоборот. Особенно это характерно для рабочих поверхностей деталей, полученных с использованием новых упрочняющих технологий и материалов, которые требуют, как правило, других условий смазывания, а иногда и смазочных материалов, по сравнению с установленными фирмами-изготовителями. В результате рекомендации по использованию рациональных способов восстановления рабочих поверхностей деталей различных сопряжений являются недостаточно научно обоснованными. К тому же новые технологические процессы восстановления и упрочнения зачастую разрабатывались только в лабораторных условиях, без достаточных научных исследований эксплуатационных свойств деталей, обеспечиваемых соответствующими технологическими методами, при их работе в условиях конкретных сопряжений. Эти предпосылки, а также указанные объективные факторы привели к необходимости поиска нового подхода к решению рассматриваемой проблемы. Таким подходом, по нашему мнению, является восстановление технологическими методами не отдельных деталей, а их сопряжений в совокупности с мероприятиями по ТО. В связи с этим на кафедре технологии материалов и судоремонта ОНМА, начиная с 2008 года, выполняется НИР по теме: «Развитие теории и методов восстановления работоспособности сопряжений деталей средств транспорта» (№ ГР 0109U001537) с общим объемом госбюджетного финансирования 60 тыс. грн. Методологической основой исследований по этой теме, с учетом имеющегося научного задела [2], а также исследований С.Н. Драницына и В.М. Кряжкова [1, 5], принят системный подход, а в качестве главной цели — разработка соответствующей системы.

Под восстановлением работоспособности в данном случае понимается разработка и выполнение совокупности необходимых мероприятий по ремонту (восстановлению) и ТО сопряжений деталей для

обеспечения ими заданных функций в процессе эксплуатации. К тому же, рассматривая в общем виде работоспособность как „состояние объекта долго и производительно работать”, предполагается, что затраты на ТО восстановленных сопряжений должны постоянно уменьшаться.

Таким образом, повышение эффективности эксплуатации и ремонта средств транспорта путем восстановления работоспособности сопряжений их деталей технологическими методами является актуальной *научной проблемой*.

Для решения этой проблемы *выдвинута гипотеза*, согласно которой восстановление работоспособности сопряжений деталей средств транспорта технологическими методами представляет собой систему, включающую совокупность взаимосвязанных организационно-технических и технологических мероприятий и средств, оптимизация которых, при заданной стратегии ТО, обеспечит получение максимальной эффективности их эксплуатации.

Для подтверждения выдвинутой гипотезы и решения научной проблемы сформулирован ряд следующих логически связанных основных и частных задач.

1. Разработать систему восстановления работоспособности сопряжений деталей средств транспорта технологическими методами, включающей ее формулировку, структурную схему, принципы функционирования и математическую модель.

2. Выбрать модели и разработать на их основе соответствующие методы оптимизации организационных форм как элементов системы.

3. Выбрать модели и разработать на их основе соответствующие методы оценки, выбора и оптимизации способа восстановления как элемента системы.

4. Разработать и обосновать стратегию ТО, включая критерии оптимальной профилактики, категории и виды, объем и состав, структуру и пр.

5. Разработать рекомендации и соответствующую нормативно-техническую документацию и технологические процессы восстановления и упрочнения деталей сопряжений для практического функционирования системы.

При решении первой задачи: в качестве элементов системы, на первом этапе, целесообразно принять только основные элементы: номенклатуру сопряжений деталей, способ восстановления их рабо-

чих поверхностей, стратегию ТО, а в качестве критериев оценки ее функционирования — эффективность (надежность) эксплуатации средств транспорта. Исходя из определения системы, учитывая неопределенность связей между ее элементами, предполагается разработать соответствующую структуру, под которой понимается вся совокупность отношений между элементами. В широком смысле структура является основным элементом управления системой, включая ее организацию. Система со временем претерпевает какие-либо изменения и переходит из одного состояния в другое. Изменение состояния системы называют его функционированием, развитием. Развиваясь, система приближается к определенной цели или результату [1]. Принципами функционирования системы остаются те же [2]: целесообразность, преемственность, предпочтительность и поэтапность, а в качестве математической модели системы может быть принято обобщенное уравнение ее развития в векторной форме [1, 6]:

$$\frac{dV_s(t)}{dt} = V_s(V_k(t)) = V_s(V_i(t), V_j(t), V_r(t), V_w(t)),$$

где $k = i, j, r, w, \dots$ — соответственно номенклатура сопряжений деталей, способы восстановления, стратегия ТО, а функции $V_i(t)$, $V_j(t)$ и т.д. — соответствующие потенциалы.

Можно полагать, что всякое изменение состояния вызывается изменением потенциальной энергии, заложенной в системе. Величина этой энергии может служить мерой, т.е. потенциалом системы, а ее изменение во времени — функцией состояния элементов или их потенциалом. На основании этого потенциалы системы и ее элементов, представляющие собой соответствующие безразмерные числа, приняты в качестве оценки эффективности функционирования системы и определения направления ее развития. Следовательно, для достижения главной цели системы необходима максимизация значений потенциалов ее элементов. При этом в каждый период времени она должна проходить по экстремали в соответствии с их математическими моделями.

При решении второй задачи: при выборе оптимальной номенклатуры сопряжений деталей средств транспорта, соответствующих максимальному значению ее потенциала, необходимо учитывать некоторые особенности методики [7] по сравнению с используемой ранее [8]. Такой подход позволит определить численные значения

потенциалов каждого сопряжения и оценить его весомость. Суммируя значения потенциалов сопряжений в порядке предпочтения, можно определить оптимальную номенклатуру сопряжений деталей для восстановления. При этом необходимо разработать классификацию типов сопряжений деталей средств транспорта на основе принципиальных различий в условиях их работы, стоимости, размеров и пр. На основе данных о сроках службы деталей, учета их потребности и др. факторов, выбрать номенклатуру деталей, подвергаемых восстановлению и замене (особенно сопряженных), распределить детали по группам и типам сопряжений и определить типовые пары деталей-представителей, основных и сопряженных, для выбранного или проектируемого способа восстановления. На основе конструктивно-технологических характеристик разработать модели сопряжений деталей средств транспорта, «условных деталей».

При решении третьей задачи: при выборе оптимального способа восстановления сопряжений деталей средств транспорта, обеспечивающего получение максимального значения его потенциала, на основании анализа сущности показателей способа восстановления, математических моделей и методик его оценки и выбора, рекомендуется использовать следующую зависимость [6]:

$$D_{c\theta j} = \sqrt[n]{\prod_{i=1}^n d_{c\theta ji}^{\lambda_j}}$$

или при поэтапной (комплексной) оценке

$$D_{c\theta jk} = \sqrt[n_k]{\prod_{i_k=1}^{n_k} d_{c\theta jik}}$$

где $D_{c\theta j}$, $D_{c\theta jk}$, $d_{c\theta jik}$ — безразмерные числа (потенциалы), оцениваемые соответственно j -й способ по всем показателям с учетом их веса, j -й способ по комплексу показателей и i -й показатель j -го способа восстановления; n , n_k — количество соответственно всех показателей и в комплексе, значения которых в нем не отличаются более чем на 10 % или связаны общностью признаков; λ_j — шкалирующий коэффициент, учитывающий вес j -го показателя.

Эта модель позволяет не только оценить способ восстановления как элемент системы, но и наглядно показать какой из показателей или коэффициентов, с учетом их значимости, является минимальным и снижает потенциал способа, указывая тем самым направление его максимизации. Это положение особенно важно при сложившейся-

ся ситуации, когда речь идет не о разработке нового метода, а о совершенствовании существующего для конкретной номенклатуры сопряжений деталей средств транспорта.

Среди многочисленных показателей, характеризующих способ восстановления, наибольший вес имеет коэффициент долговечности, определяемый отношением долговечности восстановленной детали к новой. Поэтому применение методов упрочнения, увеличивающих долговечность восстановленной детали, является одним из наиболее эффективных путей максимизации потенциала способа восстановления.

Для внедрения методов упрочнения в производство необходимо выполнение определенных исследований для разработки соответствующей стратегии или модели управления качеством упрочненного слоя. Используя методы математического планирования эксперимента необходимо получить математические модели для оптимизации глубины упрочненного слоя и шероховатости обработанной поверхности, которые в совокупности с другими закономерностями представляют собой теоретическую предпосылку применения методов упрочнения для максимизации потенциалов соответствующих способов восстановления деталей.

При решении четвертой задачи — необходимо разработать и обосновать стратегию ТО, включая критерии оптимальной профилактики, категории и виды, объем и состав, структуру и пр.

При решении пятой задачи — разработке рекомендаций и соответствующей нормативно-технической и технологической документации по восстановлению и упрочнению деталей сопряжений необходимо определить конкретные условия практического функционирования системы.

Таким образом, функционирование системы определяется предложенными принципами, а состояние и эффективность — ее потенциалом и потенциалами элементов, максимизация или минимизация значений которых обеспечивает достижение главной цели системы. Для оценки эффективности функционирования системы и определения направления ее развития целесообразно ввести понятия потенциалов системы и ее элементов, представляющие собой соответствующие безразмерные числа. Эффективность функционирования системы будет тем выше, чем больше значения потенциалов ее параметров. Поэтому для достижения главной цели системы, получения максимальной эффективности эксплуатации технических

средств, необходима максимизация значений потенциалов ее элементов. Необходимо стремиться к тому, чтобы в каждый период времени она проходила по экстремали в соответствии с их математическими моделями.

ЛИТЕРАТУРА

1. Драницын С.Н. Теоретические основы технической эксплуатации морских транспортных судов, как сложных систем. Автореф. дисс. ... докт. техн. наук. – Л., 1980.
2. Молодцов Н. С. Системный подход к восстановлению деталей судовых технических средств морского флота. Автореф. дисс. ... докт. техн. наук. – Л., 1988.
3. Богач В.М., Молодцов Н.С. Повышение надежности МОД в условиях повышенных износов и задиров сопряжения втулка цилиндра - поршневое кольцо. // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2007. – Вып.14. – Одесса: ОНМА. – С. 98-106.
4. Слободянюк И.М., Молодцов Н.С. Повышение надежности восстановленных головок поршней судовых дизелей путем повышения их эксплуатационных свойств при ремонте // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – № 14. – Одесса: ОНМА. – С. 127-133.
5. Кряжков В.М. Научные основы восстановления работоспособности сопряжений деталей тракторов применением металлопокрытий и упрочняющей технологии. Автореф. дисс. ... докт. техн. наук. – Л., 1983.
6. Молодцов Н.С. Основы теории восстановления и упрочнения деталей судовых технических средств как системы при ограниченных ресурсах // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2002. – № 7. – Одесса: ОНМА. – С. 74-81.
7. Олейник А.И. Особенности методики оценки и выбора для восстановления сопряжений деталей судовых технических средств и портовых машин. //Матер. Міжнар. наук. і наук.-метод. конф. "Сучасні проблеми суднової енергетики - 2007". – Одеса: ОНМА, 2007. – С. 82-85.
8. Молодцов Н.С., Олейник А.И. Выбор номенклатуры деталей судовых технических средств для восстановления. – М.: Мортехинформреклама. Морской транспорт. Сер. "Техническая эксплуатация флота и судоремонт". Экспресс-информация. Вып. 5(867)-6(868), 1997. – С. 1-15.

УДК 621.431.004

Богач В.М., Молодцов Н.С.
ОНМА

ОСОБЕННОСТИ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ СОПРЯЖЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ ЦПГ ПРИ ВОССТАНОВЛЕНИИ ИХ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

Повышение эффективности эксплуатации судовых систем в значительной степени определяется своевременным и качественным восстановлением их работоспособности. Под восстановлением работоспособности в данном случае понимается разработка и выполнение совокупности необходимых мероприятий по ремонту (восстановлению) и технического обслуживания (ТО) судовых систем для обеспечения ими заданных функций в процессе эксплуатации. При этом, рассматривая в общем виде работоспособность как „состояние объекта долго и продуктивно работать”, затраты на ТО восстановленных сопряжений должны постоянно уменьшаться.

Восстановление работоспособности сопряжений судовых систем с заданными качествами и надежностью возможно только в том случае, если достаточно полно изучены причины возникновения их износов, дефектов и отказов. В процессе эксплуатации они утрачивают свою работоспособность, изнашиваются, нарушается характер посадок рабочих поверхностей. В связи с этим возникает необходимость в восстановлении изношенных деталей.

В этом направлении на кафедре ТМС имеется достаточно большой научный задел, разработана соответствующая методология. Однако исследования выполнялись только для деталей, а не сопряжений, без учета развития системы технического обслуживания (ТО) СТС. Поэтому положительные результаты, полученные при разработке технологии восстановления деталей, часто нивелируются существующей системой ТО. Особенно это характерно для рабочих поверхностей деталей, восстановленных с использованием новых упрочняющих технологий и материалов, которые требуют, как правило, других условий смазывания, а иногда и смазочных материалов, по сравнению с установленными фирмами-изготовителями. В результате рекомендации по рациональным способам восстановления для рабочих поверхностей деталей различных сопряжений являются недостаточно обоснованными.

Решение проблемы восстановления работоспособности сопряжений судовых систем возможно, на наш взгляд, только путем разра-

ботки общих принципов и моделей синтеза (единства и взаимной связи) методов восстановления и ТО. Методологической основой таких исследований, с учетом имеющегося научного задела на кафедре, принят системный подход, а в качестве главной цели — разработка соответствующей системы.

На основании изложенного выдвинута гипотеза, согласно которой восстановление работоспособности сопряжений деталей ЦПГ технологическими методами представляет собой систему, включающую совокупность общих принципов и моделей методов восстановления и ТО, оптимизация которых обеспечит получение максимальной эффективности. При разработке этой системы способ восстановления и условия ТО приняты в качестве подсистем.

К судовым системам, которые представляют собой малосерийные (нередко уникальные) многофункциональные и всережимные комплексы, обычно не удастся применить математические методы оценок надежности, пригодные для массовой продукции и относительно простых структур.

Надежное функционирование судовых систем обуславливается высокой безотказностью их узлов, резервированием и возможностью их восстановления в случае отказа. На стадиях проектирования анализ безотказности позволяет выбрать из числа возможных вариантов системы наиболее надежный. Такой анализ может быть выполнен описанием функционирования системы моделями случайных процессов. Показатели безотказности этих моделей определяются решением линейных уравнений (алгебраических, дифференциальных, интегральных).

Поток отказов судовой системы можно определить как аналитическим описанием, так и методом статистических испытаний. Основа последнего — моделирование случайных моментов отказов и восстановлений комплектующих систему узлов по заданным функциям надежности (распределения времени безотказной работы) и функциям распределения времени их восстановления.

Центральная задача, решаемая с помощью рассматриваемого метода, — оценка среднего значения того или иного показателя надежности анализируемой системы: вероятности ее безотказного (безаварийного) функционирования, наработки на отказ (функциональный, аварийный или частичный), коэффициента готовности и т. д.

Вычислительная схема метода следующая: проведение N независимых испытаний на ЭВМ (в ускоренном масштабе времени), точнее

получение N независимых реализаций соответствующего показателя надежности f_i , и определение (оценка) математического ожидания этого показателя с помощью среднего арифметического отмеченных реализаций [1].

После получения ряда реализаций анализируемой величины задача состоит по существу в нахождении сведений о ее распределении, т. е. представляет собой типичную задачу математической статистики.

При анализе судовых систем основной объем случайных величин, подлежащих моделированию, составляют моменты времени отказов, восстановлений, изменения режимов работы, т. е. моменты перехода этих систем из одного состояния в другое, и требуемые уровни функционирования в течение определенного времени. Фиксация событий за время одного рейса является одной (выборочной) реализацией процесса функционирования.

На стадии проектирования заданный уровень безотказности судовых систем можно обеспечивать двумя путями: 1) применением высоконадежных комплектующих узлов; 2) рациональным конструированием системы (в смысле безотказности) с одновременной разработкой соответствующих мероприятий (стратегий) по техническому обслуживанию (прежде всего связанных с восстановлением узлов после отказа).

Под рациональным конструированием системы понимаются виды и степень резервирования узлов. Если говорить о восстанавливаемости узлов, то в принципе любой из них может быть после отказа восстановлен, но из-за специфики судовых условий не всегда эту возможность удается реализовать. При высокой степени резервирования загромождаются судовые помещения, что мешает работе по восстановлению отказавших узлов. Кроме того, для успешного выполнения этих работ требуется ЗИП необходимого объема и соответствующее число каналов восстановления (ремонтные группы). Все эти вопросы имеют большое значение при анализе безотказности судовых систем.

Оценим безотказность судовой системы в общем виде при k -кратном холодном резервировании узлов с функциями надежности произвольного вида, экспоненциальном восстановлении и любом числе каналов восстановления (ремонтных групп) [2]. Пусть система состоит из $k+1$ однотипных узлов, один из которых работает, а остальные в резерве. Отказавшие узлы по мере их выхода из строя и

освобождения каналов восстановления последовательно ремонтируют и оставляют в резерве. Система работоспособна, если в исправном состоянии находится хотя бы один из $k+1$ узлов.

Эффективность резервирования во многом зависит от продолжительности восстановления резервных узлов системы. Уменьшение средней относительной продолжительности восстановления при двукратном резервировании в два раза приводит к увеличению наработки системы на отказ в 100 раз; уменьшение этой величины для дублированной системы в четыре увеличивает ее наработку на отказ в 1600 раз. Следовательно, ремонтпригодность судовых систем имеет первостепенное значение для повышения их безотказности.

С увеличением кратности резервирования эффект от уменьшения продолжительности восстановления возрастает.

Узлы судовых систем, технология изготовления которых отработана и эксплуатация грамотная, отказывают в основном из-за механического износа или старения. Вместе с тем, как показывает опыт эксплуатации судовых систем, поток отказов их узлов представляет собой процесс, близкий к пуассоновскому, и, значит, время между их отказами распределено экспоненциально. В таком случае эффект резервирования может проявиться только при большой кратности, а дублирование здесь не дает практически никакого эффекта.

Таким образом, резервирование с восстановлением (в течение рейса) позволяет значительно повысить безотказность судовых систем. Эффективность резервирования зависит от его кратности, длительности восстановления и дисперсии продолжительности безотказной работы узлов. С уменьшением времени восстановления и дисперсии распределения эффект резервирования заметно повышается.

Высокая безотказность системы, узлы которой технологичны с точки зрения технического обслуживания и выходят из строя только из-за старения и износа, может быть достигнута уже только дублированием.

В случае экспоненциальной функции надежности узлов относительно высокая безотказность системы может быть обеспечена лишь при высокой кратности их резервирования. Последнее, как правило, не только не оправдано экономически, но нередко не может быть выполнено технически (в судовых условиях). Действительно, говорить о восьми-, десяти- и т. д. кратном резервировании узлов нереально. Следовательно, для высокой безотказности судовых систем

оптимальным решением необходимо признать резервирование узлов, степень которого — при наличии восстановления — не выше дублирования.

В общем случае судовая система, может находиться в одном из $k+2$ состояний: состоянии работы, состоянии ТО и ремонта i -го узла.

Вероятность первого состояния (работы) можно представить в виде [3]:

$$P_0 = \left(1 + \tau_{\text{ТО}} \Psi_{\text{ТО}} + \sum_{i=1}^{k+1} \tau_{\text{В}}^{(i)} \Psi_{\text{В}}^{(i)} \right)^{-1}, \quad (1)$$

где $\tau_{\text{ТО}}$, $\Psi_{\text{ТО}}$ — среднее время и интенсивность потока ТО соответственно; $\tau_{\text{В}}^{(i)}$, $\Psi_{\text{В}}^{(i)}$ — среднее время и интенсивность потока ремонтов i -го узла соответственно.

Таким образом, сравнив значения P_0 для недублированной и дублированной систем, можно ответить на вопрос об эффекте дублирования системы в целом.

Техническое обслуживание судовой системы проводится, как правило, в межремонтный период (МРП), а ремонт систем - в периоды запланированного ремонта (ЗР) судна. В таком случае

$$\tau_{\text{ТО}} = \tau_{\text{МРП}}, \quad \tau_{\text{В}} = \tau_{\text{ЗР}}, \quad \Psi_{\text{ТО}} = n_{\text{МРП}}/R_{\Sigma}, \quad \Psi_{\text{В}} = n_{\text{ЗР}}/T_{\Sigma},$$

где $n_{\text{МРП}}$, $n_{\text{ЗР}}$ — среднее число МРП и ЗР системы за T_{Σ} ; R_{Σ} — полный ресурс системы; T_{Σ} — полный срок службы судна.

Следовательно, (1) может быть представлена в виде

$$P_0 = \left(1 + n_{\text{МРП}}\tau_{\text{МРП}}/R_{\Sigma} + n_{\text{ЗР}}\tau_{\text{ЗР}}/R_{\Sigma} \right)^{-1}.$$

Число ЗР судна за срок службы

$$n_{\text{ЗР}} = P_0 T_{\Sigma} / R_{\Sigma} - 1,$$

а число межрейсовых ТО выражается зависимостью

$$n_{\text{МРП}} = P_0 T_{\Sigma} (1/T - 1/R_{\text{ЗР}}),$$

где T — продолжительность рейса; $R_{\text{ЗР}}$ — ресурс системы до ЗР.

Таким образом, дублирование судовой системы оказывает относительно небольшое влияние на увеличение коэффициента ее технического использования. Дублирование судовой системы, очевидно, оправдано, если ожидаемый эффект достаточно высок.

При определенных условиях дублирование может заметно увеличить ресурс системы, однако вопрос о том, выполнять ли систему

с дублированием или без него следует решать исходя из затрат на создание и эксплуатацию того или иного варианта системы. Из доступных способов повышения надежности (не только безотказности, но долговечности и ремонтпригодности) судовой системы один из важных — разработка оптимальной стратегии ее ТО. Такая разработка начинается с решения вопроса, нужно ли ТО.

Под техническим обслуживанием понимается комплекс мероприятий, направленных как на предотвращение отказов (обычно постепенных), так и на восстановление оборудования после внезапных отказов; в последнем случае ТО — это, по существу, ремонт.

Периоды между ТО судовой системы устанавливаются либо в соответствии с какой-либо программой (например, календарно или по наработке), либо случайно (при проведении ТО по данным диагностических средств случайным является только время достижения предельного состояния различными узлами системы, а назначение момента ТО — вполне регламентированный акт).

Задачей диагностики с целью определения периодичности ТО и ремонтов системы по ее фактическому состоянию, а не по заданной программе является прогнозирование технического состояния узлов по фиксируемому значению их характеристик и параметров. Это позволяет предвидеть момент наступления предельного состояния в узлах судовых систем на основе анализа априори процессов утраты их работоспособности. Поэтому при планировании ТО по данным средств диагностики должны быть учтены факторы как статистического, так и детерминированного характера.

Работа системы прерывается либо из-за отказов узлов, либо вследствие ее ТО. При этом ТО не исключает появления отказов, а лишь уменьшает их вероятность.

Рассмотрим две крайние схемы ТО:

- 1) ТО системы проводят независимо от отказов узлов в промежутках между ТО, т. е. при отказе какого-либо узла систему выводят из работы, отказавший узел восстанавливают и после этого ее вводят в строй; ТО системы не перепланируют, и она продолжает функционировать оставшуюся часть времени до очередного ТО (эта схема соответствует варианту ТО при использовании средств диагностики);
- 2) при отказе узла в периоде между ТО систему выводят из работы, отказавший узел ремонтируют, а остальные подвергают ТО, после чего система начинает функционировать; при этом сроки

ТО перепланируют, и продолжительность работы системы до очередного ТО исчисляют с момента ее ввода в работу.

Таким образом, система может пребывать в состояниях: работы, ТО и ремонта i -го узла (первая схема) или ремонта i -го узла с одновременным ТО остальных (вторая схема). Вероятность первого события определяется по формуле (1) и принимается в качестве критерия при определении эффекта от принятых схем ТО.

Представлены общие принципы и модели выбора методов восстановления и технического обслуживания судовых систем, создавались с применением средства "Поиск решения".

Создавать линейные модели с линейными ограничениями и оптимизировать их с помощью средства "Поиск решения" несложно. Это средство также позволяет достаточно легко оптимизировать модель, содержащую нелинейную целевую функцию и нелинейные функции ограничений.

Однако следует помнить, что "Поиск решения" использует различные методы оптимизации для моделей линейного программирования (ЛП) и нелинейного программирования (НЛП). При оптимизации модели ЛП используется симплекс-метод, а для моделей НЛП — метод приведенного градиента.

На основании приведенного анализа принципы конструирования и эксплуатации судовых систем с точки зрения обеспечения заданного уровня надежности можно сформулировать так.

1. Повышение безотказности системы достигается двумя путями: повышением безотказности узлов и конструированием безотказных систем, состоящих из таких узлов, с одновременной разработкой эффективных методов ТО.
2. Технологичность ТО (восстановление после отказа) узлов оказывает первостепенное влияние на повышение безотказности системы в целом, поскольку уменьшение средней относительной продолжительности восстановления узлов всего в 2-3 раза приводит к увеличению наработки системы на отказ на 2-3 порядка.
3. Эффект резервирования существенно зависит от функций надежности резервируемых узлов и подсистем. Если для узлов характерна функция надежности в виде нормального закона с относительно малой дисперсией (основные причины отказов — износ и старение), то высокая безотказность системы ДОС.

4. Оптимальной следует считать такую схему ТО, когда оно проводится независимо от выхода из строя узлов в промежутках между ТО (в рейсе); при восстановлении отказавшего узла ТО остальных не проводится, и, значит, сроки его не перепланируются. Интервалы времени между ТО не должны быть случайными, а регламентироваться (при использовании средств диагностики регламент устанавливается на основе данных, получаемых от этих средств).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Коваленко И.Н. Исследования по анализу надежности сложных систем. – К.: Наукова думка, 1975. – 315 с.
2. Кокс Д., Смит В. Теория восстановления. М.: Наука, 1973. – 212 с.
3. Падерно И.П., Усачев В.А., Худяков Л.Ю. Надежность сложных судовых систем. – Л.: Судостроение, 1977. – 188 с.

УДК 621.431.74.004.5

Левченко А.А.
ОНМУ

СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТЬЮ ДЕТАЛЕЙ СУДОВЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СРЕДСТВ

Несмотря на значительный опыт, накопленный отечественными машиностроительными, эксплуатационными и ремонтными предприятиями в области производства, использования и ремонта транспортных машин и механизмов, в настоящее время не существует интегрированных систем управления работоспособностью машин и механизмов, основанных на использовании эффектов физико-химической механики материалов (ФХММ) для обеспечения большой износостойкости этих машин.

Разработка подобных систем актуальна из-за роста эксплуатационных характеристик машин и механизмов, роста стоимости запасных частей и эксплуатации машин и механизмов. Этот вопрос актуален и для речного и морского флотов Украины, который осложняется тем, что экономические причины заставляют сокращать численность экипажей судов, увеличивать долю навигационных ремонтов и появился ранее не учитываемый эксплуатационный фактор — наводороживание поверхностей трения, которое снижает работоспособность деталей судовых машин и механизмов.

Следует учесть, что не смотря на большой производственный и эксплуатационный опыт, широко распространенные методы поддержания и восстановления эксплуатационной эффективности судовых технических средств (СТС), в настоящее время становятся всё менее эффективными, утрачивают своё значение и их совершенствование представляется проблематичным. В настоящее время не предлагаются новые перспективные методы восстановления эксплуатационной эффективности машин, основанные на новых перспективных методах, таких как нанотехнологии, базирующиеся на современных знаниях ФХММ.

Целью настоящей работы, основанной на методологии исследований процессов изнашивания трущихся поверхностей деталей СТС, является разработка системы управления износостойкостью СТС, функционирующих на принципах избирательного переноса (ИП).

В процессе разработки методологии были сформулированы и решены ряд задач [1]:

- **глобальная** – разработка методологических основ управления износостойкостью СТС на основе использования эффектов ФХММ;
- **главная задача 1** – разработка содержательных моделей ИП при трении;
- **главная задача 2** – установление закономерностей и описание характеристик трения при ИП;
- **главная задача 3** – установление и описание закономерностей наводороживания при трении;
- **главная задача 4** – разработка методов и технологических процессов повышения износостойкости и обезводороживания деталей СТС;
- **главная задача 5** – разработка систем управления ресурсом СТС на всех этапах жизненного цикла судна.

В соответствии с классической схемой [2], при проведении исследований были использованы методы системного анализа эксплуатационных характеристик деталей СТС и их долговечности на всех этапах жизненного цикла судна. При проведении теоретических исследований использовались методы математического анализа и многофакторного планирования экспериментов. Проведение экспериментов и анализ их результатов выполнялись современными приборами и инструментами, а также с использованием современных программ для вычислительной техники.

В результате проведения исследований были получены следующие основные теоретические и практические результаты:

1. В процессе изнашивания деталей СТС при трении происходит их наводороживание, резко снижающее работоспособность СТС.
2. Дальнейшее развитие получило положение о тождественности процессов катализа при ИП и наводороживании, что позволило использовать сервоитные плёнки для защиты поверхностей трения от наводороживания. Причём уровень наводороживания в процессе трения при наличии сервоитных плёнок падает в 4–5 раз, по сравнению с поверхностями без плёнок.
3. Были получены содержательные и математические модели процессов ИП и наводороживания, позволившие получить подробное описание процессов.
4. Получила дальнейшее развитие теория трения при ИП, позволяющая использовать научные методы и технологические

средства для поддержания износостойкости деталей СТС при их изготовлении, эксплуатации и ремонте.

5. Впервые предложены технологические схемы восстановления эксплуатационных характеристик деталей СТС, основанная на традиционных и отработанных технологиях обработки поверхностей трения деталей и нанотехнологических методах, в первую очередь ИП.

Полученные теоретические и практические результаты позволили создать систему управления износостойкостью деталей СТС на основе использования специальных плёнок, формирование которых связано с применением нанотехнологий, при реализации структур с дискретным управлением. Предлагаемая система представлена на блок-схеме (рис. 1). При этом на вход системы подаётся сигнал о продолжительности работы узла трения (о величине работы трения), возмущающим фактором при этом является исчезновение сервовитной плёнки (повышение температуры узла трения, повышенный износ поверхности и др.). Управляющим воздействием является избирательный перенос, при котором на поверхности трения образуется сервовитная плёнка. Основными элементами системы являются:

- объект управления (ОУ) — обезводороживание поверхностей трения, происходящее из-за процессов комплексообразования при ИП, приводящих к расходованию образующегося водорода на восстановление лакирующего металла (медь) в зоне трения и на процесс комплексообразования;
- измерительное устройство (ИУ) формирует управляющий сигнал дискретного типа, представляющий собой разность между длительностью работы при наличии сервовитной плёнки и длительностью заданной работы;
- регулирующее устройство (РУ) — устройство приготовления и подачи в зону работы пары трения технологической среды, формирующей медный кластер;
- регулирующий орган (РО) — зона трения, на рабочих поверхностях которой происходит адгезия медного кластера и инициируется избирательный перенос, с помощью которого происходит устранение наводороживания трущихся поверхностей.

В процессе эксплуатации система реализуется в виде отдельных функциональных блоков, дополняющих собой штатные системы питания маслами или топливом действующих механизмов. Функцио-

нирование блоков осуществляется по сигналам измерительных устройств, которые могут работать по сигналам специальных датчиков в автоматическом режиме с использованием непрерывного сопровождения сигналов датчиков или в ручном дискретном режиме по отсчётам лабораторно установленного времени рассогласования управляющего сигнала.

Выводы.

1. Разработана система управления износостойкостью СТС, основанная на использовании адгезии медного кластера на стальных поверхностях трения при формировании управляющего воздействия в виде избирательного переноса.

2. Система может функционировать в ручном дискретном режиме, при котором управляющее воздействие оказывается по мере выработки сервоитной плёнки в зоне трения, либо в автоматическом режиме, при котором управляющее воздействие оказывается по данным специальных датчиков.

3. Управляющее воздействие в виде избирательного переноса основано на способности указанного процесса обеспечивать снижение наводороживания поверхностей трения и повышение износостойкости этих поверхностей.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Левченко А.А. Методология исследований по управлению износостойкостью механизмов транспортной техники / А.А. Левченко. – Одесса: Проблемы техники (Научно-производственный журнал). – Диол Принт. – № 3. – С. 13-19.
2. Кринецкий И.И. Основы научных исследований / И.И. Кринецкий. – К.: Техника, 1972. – 194 с.

УДК 621.431.74-571-581

Половинка Э.М., Панасенко В.В.

ОСОБЕННОСТИ СИСТЕМ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЕЙ С БЕССЛИВНЫМИ ФОРСУНКАМИ

Поиск различных методов интенсификации, наряду с разработкой нетрадиционных средств управления впрыскиванием топлива, остаётся одним из основных направлений развития систем и процессов топливоподачи в дизелях. Этот подход приобрёл новую область применения, в связи с широким использованием аккумуляторных систем и электронного управления топливоподачей.

Примером могут служить исследования, проводимые авторами [1-3]. В частности, предложено догружать иглу форсунки отсечной волной из полости топливного насоса высокого давления (ТНВД), соединяя её трубопроводом с надыгольчатой полостью форсунки. Эффект от такого воздействия возрастает на малых частотах, что характеризуется зависимостями, представленными на рис. 1.

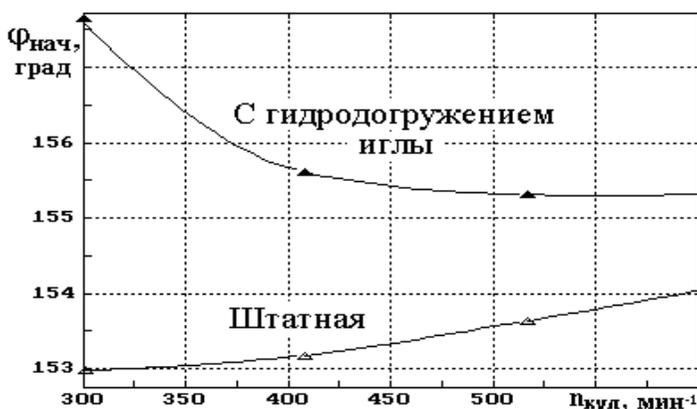


Рис. 1. Влияние гидродогружения иглы на начало впрыскивания

Решение ряда вопросов при разработке топливной аппаратуры и её эксплуатации связано с выяснением закономерностей обмена топливом между подыгольчатой (рабочей) и надыгольчатой (запирающей) полостями.

На базе этих данных может развиваться направление совершенствования ТА, состоящее в обеспечении гидравлического запираения за счёт утечек рабочего топлива через зазор между иглой и корпусом распылителя.

По данным [1] системы с замкнутым надьгольным объемом (ЗНО) форсунок имеют ряд преимуществ над традиционной топливовпрыскивающей аппаратурой (ТПА): интенсификацию впрыскивания, облегчение пружины, тарелки, иглы, стабилизацию подачи. Установлено, что увеличение доли перетечек по зазору приводит к большей интенсификации впрыскивания по мере износа распылителя (рис. 2), ввиду неполного подъема иглы и, как следствие, предотвращение её самоуплотнения на частичных режимах работы дизеля. Эти факторы, как показали эксперименты на трех высокооборотных дизелях, снижают расход топлива, закоксовывание распылителя, выбросы СН, сажи.

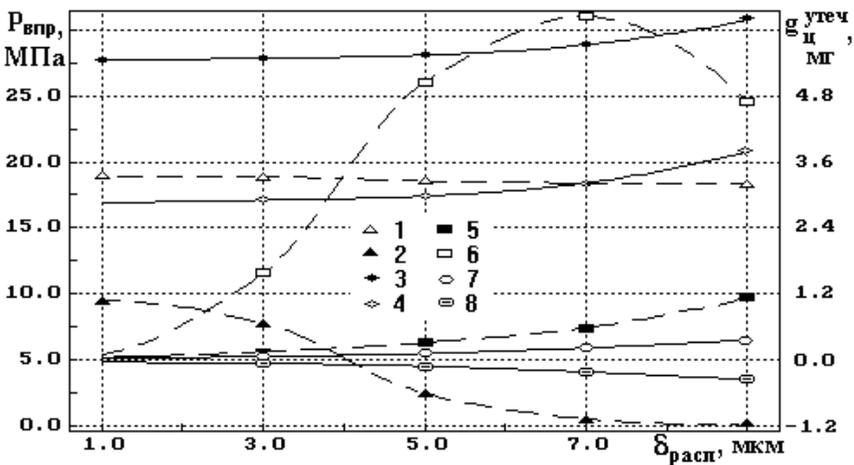


Рис. 2. Влияние радиального зазора в распылителе на параметры топливоподачи: 1, 3 — $p_{впр}$; 2, 4 — $p_{нач}$; 5, 7 — масса утечек за впрыскивание; 6, 8 — масса утечек между впрыскиваниями; пунктир — штатная ТПА (1, 2, 5, 6), сплошные — ЗНО (3, 4, 7, 8)

На основании испытаний ТПА нескольких типов и обширных расчётных исследований обнаружено, что широкое применение ТПА с ЗНО сдерживается двумя основными факторами: гидрозаклиниванием иглы и малой эффективностью ТПА. Для решения первой задачи предлагается [1]: увеличение ЗНО, внешнее регулирование $p_{нач}$, жиклер слива 5 (рис. 3) из ЗНО, снижение давления начала впрыскивания, клапан 3 между ЗНО и подьгольным объемом, реверсивный клапан 1 ТНВД, предельный клапан 2 ЗНО. Кроме того возможно: увеличение зазора в распылителе, предотвращение самоуплотнения

верхнего торца иглы на ее упоре, уменьшение разгрузки линии высокого давления (ЛВД). ТПА с ЗНО обеспечила снижение расхода топлива до 1,5... 6%, выбросов CO — до 2 раз, NO_x — на 0..10%, дыма — до 3 раз на дизелях 2Ч10,5/12 и 4ЧН11/12 [2].

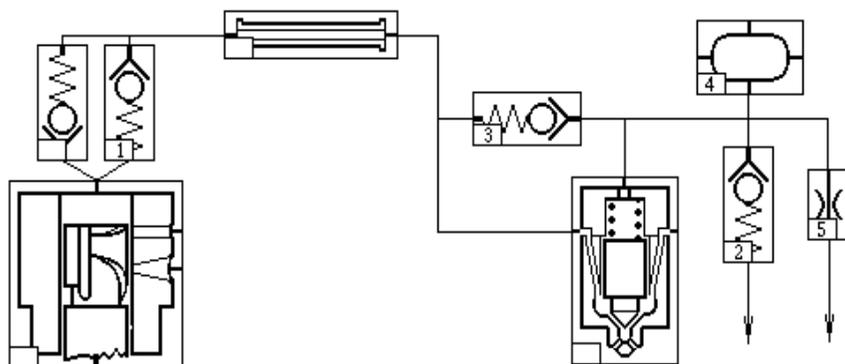


Рис. 3. Система впрыскивания с элементами для предотвращения гидрозаклинивания

Дальнейшим развитием ТПА с ЗНО может быть активное использование аккумулятирования утечек (АУ) топлива в надигольной полости для значительного усиления эффекта гидрозапирания. Лучшим и в то же время неисследованным решением оказалось установка предельного клапана слива 2 (см. рис. 3) и разгрузкой ЛВД через надигольную полость, чтобы ЛВД разгружалась через него, а не нагнетательным клапаном. В результате согласно расчётам и экспериментам с топливным насосом высокого давления высокооборотного дизеля (ТНВД ВОД) достигается уровень начального давления, на 11...13,5 МПа превышающий давления над иглой [3]. Система отличается резкой интенсификацией впрыскивания, обусловленной не столько увеличением $p_{и}$, сколько $p_{нач}$. Это подтверждает сравнение штатной ТПА с увеличенным давлением начала впрыскивания $p_{ф0}=44,3$ МПа (табл. 1) с опытной ТПА с аккумулятированием утечек с тем же усилием гидрозапирания (АУ, $p_{иглы}=20$ МПа). Интенсификация подачи обусловлена снижением роли сжимаемости топлива, особенно на частичных режимах.

Система позволяет управлять $p_{впр}$ (рис. 4), в том числе, оперативно, например, при доводке рабочего процесса или для оптимального управления работой дизеля. Достоинство ТПА с АУ и в том, что значительная интенсификация впрыскивания достигается простыми

средствами и при меньших контактных напряжениях σ_k на кулачке, чем за счет увеличения $d_{пл}$, $h_{пл}$, $p_{ф0}$.

Таблица 1. Параметры впрыскивания штатной ТПА и с аккумулярованием утечек (АУ)

Тип ТПА и режим	$p_{впр}^{max}$, МПа	$p_{впр}^{средн}$, МПа
ТПА с АУ, $p_{иглы}=20$ МПа	32,6...65,0	16,9...41,2
ТПА с АУ, $p_{иглы}=30$ МПа	35,2...72,6	18,1...48,0
Штатная	15,6...41,5	8,4...25,1
Штатная с $p_{ф0}=44,3$ МПа	17-44,3	3,6-31,3

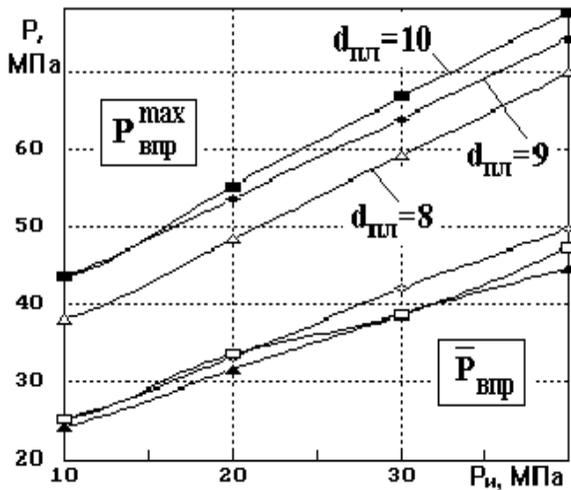


Рис. 4. Зависимость параметров топливоподачи от давления записания иглы форсунки

С целью исследования процессов обмена топлива между основной системой впрыскивания и системой гидравлического запираения на кафедре СЭУ ОНМА проведены испытания топливной аппаратуры среднеоборотного дизеля, укомплектованной безсливной форсункой. Основные параметры системы следующие: диаметр плунжера ТНВД 16 мм, ход плунжера 16 мм, форсунка с иглой диаметром 6 мм и сопловым аппаратом $9 \times 0,35 - 1 \times 0,2$.

Эксперимент проведен в два этапа. В данной статье представлены результаты, полученные на первом этапе исследований. Его целью была общая оценка характера взаимодействия основной системы впрыскивания и полости запираения. Параметры системы оцени-

вались по изменению давления запирания. Опыты выполнены для предварительно установленного давления в 10 МПа. Измерения проводились через равные промежутки времени, равные 10 с, при различных скоростных режимах. Результаты опытов представлены на рис. 5.

Во всех случаях наблюдалось падение давления в системе запирания. За 60 с давление снизилось с 10 до 3 МПа (в среднем). Частота вращения существенно влияла только на скорость изменения этого параметра. С ростом частоты давление в функции времени падает интенсивнее, что определяется большим количеством циклов топливоподачи за равные промежутки времени.

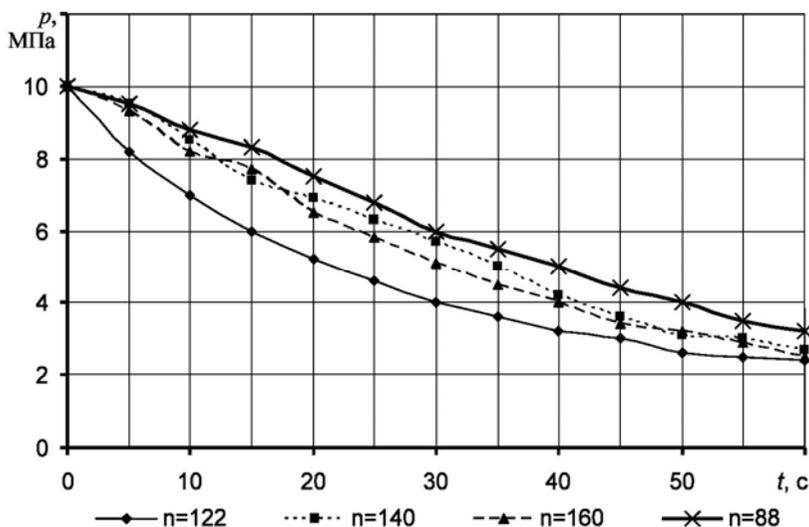


Рис. 5. Зависимость давления в системе гидрозапирания от времени при различных частотах вращения кулачкового (распределительного) вала

На втором этапе исследованы гидродинамические процессы в системе впрыскивания с бессливной форсункой.

Выводы.

Одним из направлений развития систем топливоподачи дизелей различного назначения является использование форсунок с закрытым надыгольчатый объёмом (бессливных форсунок).

В системах подобного типа особое значение приобретают процессы обмена топливом между основной (рабочей) частью и запирающей частями.

В результате предварительных исследований установлена возможность разгрузки системы запираания с перетеканием топлива в рабочую часть.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Грехов Л.В. Обеспечение работоспособности топливных систем дизелей с аккумулярованием утечек в надьгольном объеме форсунок // Междунар. науч.-техн. конф. "100 лет российскому автомобилю" Тез. докл. секции ДВС и ГТД. – М., 1996. – С. 28.
2. Грехов Л.В., Коротнев А.Г. Результаты исследования экологических и экономических показателей дизеля при использовании топливной аппаратуры с аккумулярованием утечек в надьгольном объеме // Известия вузов. Машиностроение. – 1997. – № 10-12. – С. 10-15.
3. Улучшение экологических и экономических показателей автотракторных двигателей интенсификацией впрыска методом аккумулярования утечек в надьгольной полости / Л.В. Грехов, А.Г. Коротнев, В.И. Ивин и др. // Тепловые двигатели. – 1999. – № 2.

УДК 621.12

Тарапата В.В.
ОНМА

ВЫБОР МЕТОДОВ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ ПРЕЦИЗИОННЫХ ДЕТАЛЕЙ СРЕДСТВ ТРАНСПОРТА

Сейчас, во время как мирового промышленно-финансового кризиса, так и более локального и глубокого снижения производства на Украине, все острее ставится вопрос о путях сохранения и развития прецизионных технологий, в том числе касающихся средств транспорта вообще и морского — в частности. Действительно, только в г. Одессе резко снизили объемы производства технологически наиболее развитые предприятия: завод прецизионных станков, завод радиально-сверлильных станков, завод "Кинап" и ряд других. Если же говорить о морском транспорте, то единственное прецизионное производство – по изготовлению и ремонту топливной аппаратуры судовых дизелей на Одесском судоремонтном заводе "Украина" — и физически, и юридически вообще прекратило свое существование.

Судя по открытым публикациям, выступлениям экономистов и представителей промышленности, в скором будущем "дно" спада будет достигнуто и на повестку дня встанет вопрос о путях восстановления и развития экономики – ведь только модернизировав ее, Украина сможет стать действительно передовой, промышленно развитой державой.

Поэтому целью настоящей работы является обсуждение технически возможных и экономически целесообразных направлений научных исследований в части повышения долговечности трибосопряжений и внедрения их результатов на транспорте. При этом акцент на прецизионных элементах был сделан по той причине, что именно эти технологии в полной мере отражают технологический уровень промышленности.

Создание новых и совершенствование существующих образцов техники требует соответствующего развития технологий их изготовления и ремонта. При этом в таких конструкциях, в том числе и средств транспорта, доля т.н. прецизионных сопряжений и деталей становится все более заметной. Возрастает и число публикаций, посвященных данной тематике [1-3 и др.]. Однако существует ряд во-

просов, на которые, по нашему мнению, необходимо обратить внимание.

1. Терминология по тематике.

Даже в технической литературе, связанной с прецизионной обработкой, существует некоторая путаница, ведущая к методологически неверным выводам: одни говорят о восстановлении прецизионных поверхностей, другие – о сопряжениях или деталях. По-видимому, при повышении долговечности необходимо поэтапно рассматривать звенья "прецизионная поверхность → прецизионная деталь → прецизионное сопряжение деталей", для каждого из которых существуют свои определенные технические требования и технологические решения [4-5].

Тогда, рассматривая прецизионные сопряжения в качестве конечного продукта, их обобщенные модели можно представить как образованные прецизионными деталями, имеющими хотя бы одну прецизионную рабочую поверхность:

- цилиндр – цилиндр;
- конус – конус;
- плоскость – плоскость.

Учитывая дополнительно относительные размеры прецизионных сопряжений и предельно допустимые величины износа (5...25 мкм), приводящие к их отказу, в число таковых следует включить детали приборостроения, оптических устройств, медицинской аппаратуры, электронной техники, топливной аппаратуры дизелей, исполнительных и управляющих элементов гидропривода и др. В дальнейшем остановимся на прецизионных металлических элементах средств транспорта, сосредоточив основное внимание на морских и речных судах [6] и дополнительно учитывая, что сделанные выводы, по нашему мнению, в принципе применимы и для других транспортных средств.

2. Долговечность трибосопряжений средств транспорта.

Рассматривая долговечность деталей с современных позиций, следует отметить, что она является результатом процессов массопереноса в различных полях (концентрации вещества, электрическом и др.), приводящих: с одной стороны – к уносу вещества с поверхностей деталей трибосопряжения и увеличению зазора, с другой – к осаждению его на поверхностях и уменьшению зазора [7]. При этом целевая функция долговечности $F_{ц. долг}$ может быть представлена в виде

$$F_{\text{ц. долг}} = \frac{1}{\left| \sum_{i=1}^m J_{M_i}^{\text{осажд}} - \sum_{k=1}^n J_{M_k}^{\text{удал}} \right|} \Rightarrow \infty, \quad (1)$$

где $\sum_{i=1}^m J_{M_i}^{\text{осажд}}$ – суммарный поток материала, наносимого на рабочую

поверхность трибосопряжения под действием m полей; $\sum_{k=1}^n J_{M_k}^{\text{удал}}$ – суммарный поток материала, удаляемого с рабочей поверхности трибосопряжения под действием n полей.

С учетом (1) максимально возможная долговечность $ЦФ_{\text{max}}^{\text{долг}}$ – "безызносность" трибосопряжения – отвечает равенству сумм потоков осаждения и удаления материала при условии, что зазор между деталями будет больше номинального, но меньше предельно допустимого:

$$\delta_{\text{ном}} \leq \delta_{\text{экспл}} \leq \delta_{\text{пред}}. \quad (2)$$

При $\sum_{i=1}^m J_{M_i}^{\text{осажд}} = 0$ трибосопряжение работает в условиях износа, постоянного увеличения $\delta_{\text{экспл}}$ и выводится из эксплуатации при $\delta_{\text{экспл}} \geq \delta_{\text{пред}}$; условие $\sum_{k=1}^n J_{M_k}^{\text{удал}} = 0$ отвечает восстановлению изношенного трибосопряжения после вывода образующих его деталей из эксплуатации.

3. Организация потоков вещества при работе трибосопряжений и восстановлении их работоспособности.

Предлагаемый выше подход к формированию долговечности путем создания и использования потоков в многомерных полях позволяет достичь заметных положительных результатов при условии более глубокого анализа процессов, протекающих на протяжении всего жизненного цикла прецизионных деталей. Рассмотрим это утверждение на примере сопряжения "плунжер – втулка" топливного насоса высокого давления СДВС, работающего в условиях наиболее распространенного на судах реверсивного граничного трения и нормального механохимического окислительного износа.

3.1. В соответствии с работой [8], в этом случае масса уносимого с поверхности детали материала будет определяться интенсивностью 2-х потоков:

- чисто механического износа, зависящего от создаваемых при контактном взаимодействии сопрягаемых поверхностей касательных напряжений, приводящих к срезанию микронеровностей;
- окислительного износа, на величину которого влияют химические реакции взаимодействия материала поверхности детали с атомами кислорода, содержащимися в смазке или воздухе.

Эти потоки продуктов износа попадают в смазку и в дальнейшем тем или иным путем выводятся из зоны трения.

В то же время, при эксплуатации плунжерных пар до настоящего времени еще не созданы условия для возникновения избирательного переноса [9], приводящего в ряде случаев к образованию на трущихся поверхностях плунжера или втулки т.н. "сервоитной" пленки. Она не только частично компенсирует механоокислительный износ, но в дальнейшем заметно снижает его интенсивность. Аналогична ситуация и с предложением производить энергетическую "подпитку" процесса наращивания компенсирующего слоя материала за счет внешнего источника электроэнергии – "репаративной" регенерацией.

Таким образом, при работе плунжерной пары имеет место только процесс ее изнашивания:

$$\sum_{i=1}^n J_{\text{эспл}_i} = -J_{\text{эспл}_i}^{\text{механ}} - J_{\text{эспл}_i}^{\text{окисл}}. \quad (3)$$

Каждое из этих слагаемых может быть представлено в виде произведения градиента (т.н. "термодинамической силы"), создающего поток вещества, на соответствующий феноменологический коэффициент. Тогда для потока "механического" изнашивания в выражении (3) имеем:

$$J_{\text{эспл}}^{\text{механ}} = L_{\text{эспл}}^{\text{механ}} \cdot \frac{\partial p}{\partial y}$$

где $L_{\text{эспл}}^{\text{механ}}$ – феноменологический коэффициент механического износа, зависящий от скорости скольжения, шероховатости и др.; $\frac{\partial p}{\partial y}$ – градиент давления (касательных механических напряжений), создаваемый в материале детали в результате силового контактного взаимодействия элементов трибосопряжения.

3.2. Исследования, проведенные нами при разработке технологии устранения эксплуатационных повреждений при восстановлении

пары, показали, что высокотемпературная обработка для этих целей неприемлема из-за значительных деформаций обеих деталей, особенно конструктивно более сложного плунжера. Так, стрела прогиба плунжера ТНВД СОД "Пилстик РС 2-2" при цементации ($t_{\text{нагр}} = 910 \dots 930 \text{ } ^\circ\text{C}$) составила $55 \dots 58 \text{ мкм}$ вследствие температурных и структурно-фазовых превращений при переходе через критическую температуру для стали A_1 , что более чем в 6 раз превышает номинальный зазор в паре (9 мкм) и исключает ее последующую прецизионную механическую обработку. При низкотемпературной тепловой обработке (газовом азотировании, всех видах отпуска стали) прогиб не превышал $5 \dots 8 \text{ мкм}$, что и обусловило ее использование для восстановления в дальнейшем (рис. 1).

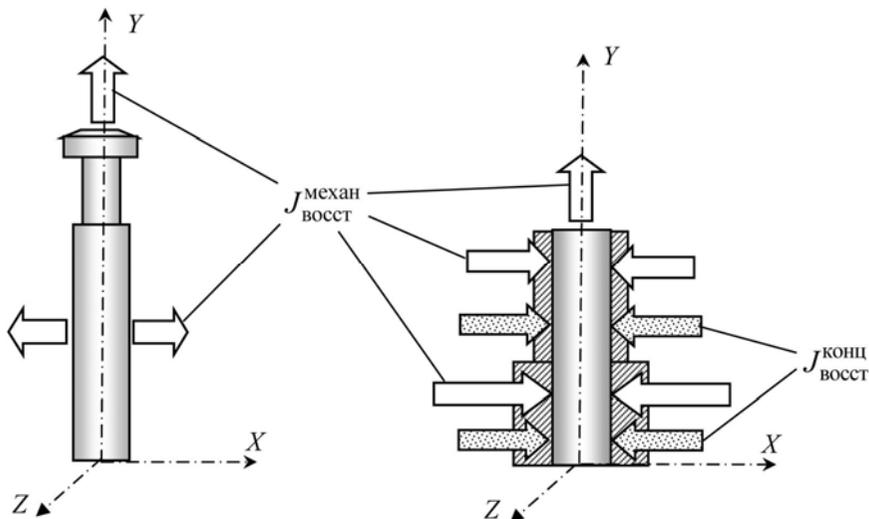


Рис. 1. Структура потоков массы, формируемая на прецизионных поверхностях плунжера (слева) и втулки (справа) при их восстановлении низкотемпературной тепловой обработкой

С учетом выявленного неравномерного износа деталей плунжерных пар при разработке технологии для создания направленных потоков массы, компенсирующей ее унос при эксплуатации, были использованы поля:

- механических напряжений – для плунжера и втулки;
- концентраций – только для втулки.

Дополнительно необходимо отметить, что суммарная интенсивность потоков уноса вещества под действием разновидностей меха-

нического и окислительного износа для деталей сопряжения "плунжер – втулка плунжера" ТНВД при его работе составляет порядка $2,2 \cdot 10^{-10}$ кг/(м²·с) – это обеспечивает наработку в пределах $5 \dots 13 \cdot 10^3$ тыс. час (в зависимости от вида топлива). Поэтому, при возможности, для восстановления работоспособности непосредственно во время эксплуатации для поддержания необходимого зазора $\delta_{\text{эспл}}$ следует создавать слабые поля с соответствующими градиентами и потоками наносимого вещества¹.

В то же время, при восстановлении не только прецизионных, но и других сопряжений в условиях стационарного производства интенсивность потоков вещества, компенсирующих износ, должна быть существенно повышена – т.е. прежде всего, должны использоваться высокоэнергетические технологии: лазерные, низкотемпературная плазма, ионное легирование, проточное нанесение гальванопокрытий и др., способные обеспечить высокую производительность. Так, для плунжерных пар суммарный поток наносимого вещества

$$\sum_{i=1}^m J_{M_i}^{\text{осажд}} \geq 1,7 \cdot 10^{-7} \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}).$$

4. Подготовка трибоповерхностей к взаимодействию с потоками материалов.

Вполне очевидно, что адгезия наносимого материала к подложке (поверхности детали) в значительной степени определяется наличием на ней различных загрязнений: оксидных и других пленок, слоев адсорбированных газов, микронеровностей и пр. Существующие методы ее очистки, преимущественно механическими или химическими средствами, часто не дают желаемого эффекта, а иногда лишь ухудшают ситуацию.

В этой связи для прецизионных поверхностей вполне оправданным является переход к физическим методам удаления загрязнений. В лабораториях кафедры технологии материалов и судоремонта ОНМА такое оборудование частично имеется. Созданная силами сотрудников и курсантов лабораторная установка (рис. 2) имеет источник питания тлеющего разряда полезной мощностью 2,5 кВт, охлаждаемую металлическую рабочую камеру объемом 1,5 дм³, источник азотсодержащего газа и оригинальную систему его очистки, а также ряд других систем, позволяющих:

¹ Речь идет об избирательном переносе "репаративной" регенерации в узлах трения.

- выполнять исследования в низкотемпературной плазме;
- проводить ионное азотирование образцов или деталей с общей поверхностью до 1 дм²;
- выполнять очистку деталей путем катодного распыления поверхностей перед нанесением покрытий в тлеющем разряде (рис. 3).
- Как показал анализ полученных экспериментальных данных, при азотировании скорость формирования диффузионного слоя в ~ 3 раза превышает аналогичный показатель обычного газового азотирования при сохранении характерной для него структуры: зоны эвтектоида и твердого раствора азота в α -Fe.



Рис. 2. Лабораторная установка для ионного азотирования материалов деталей СТС

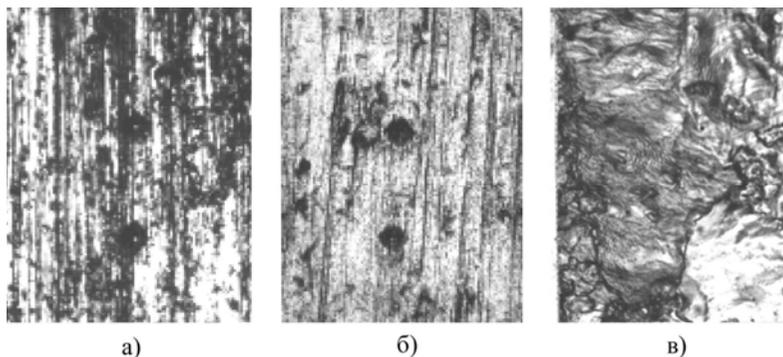


Рис. 3. Поверхность стального образца: а – исходная ($\times 200$); б – после очистки в тлеющем разряде в течение 10 мин ($\times 200$); в – после полного цикла катодного распыления в течение 60 мин ($\times 10000$)

Микротвердость в слое плавно уменьшается от 5400 МПа на поверхности до 3600 МПа в матрице – это несколько ниже, чем при газовом азотировании и свидетельствует о повышенной пластичности поверхности. Среднее увеличение диаметра плунжера составляло 14,3 мкм при одновременном снижении его неравномерности в ~ 1,8 раз. Это обстоятельство также следует отнести к преимущест-

вам, особенно важным при восстановлении прецизионных поверхностей.

Наши эксперименты по катодному распылению поверхности образцов посредством бомбардировки положительно заряженными ионами азота с энергией $U \leq 1600$ эВ перед началом азотирования свидетельствуют о существенном снижении ее шероховатости, что является важным преимуществом практически всех процессов ХТО в низкотемпературной плазме. Дополнительно следует отметить, что установки для реализации этого метода очистки, который по совокупности признаков можно отнести к нанотехнологиям, серийно выпускаются промышленностью ряда стран [10].

ВЫВОДЫ

Проведенный анализ и полученные экспериментальные данные позволяют утверждать следующее.

- Экономический кризис, вопреки пессимистическим прогнозам, сделал вопросы технического и технологического перевооружения производства более актуальными, чем прежде. Соответственно возросла и важность научных исследований в направлениях, касающихся качества средств транспорта.
- Долговечность трибосопряжений транспортных средств целесообразно рассматривать с позиций массопереноса в различных полях, приводящих к взаимодействию соответствующих потоков вещества как при эксплуатации, так и при восстановлении изношенных элементов. Предложена целевая функция долговечности, позволяющая наметить пути оптимизации процессов массопереноса.
- Установлены качественные и количественные соотношения для наиболее значимых параметров процессов, обеспечивающих повышение долговечности прецизионных трибосопряжений транспортных средств, предложены критерии выбора интенсивности потоков вещества, наносимого на поверхности деталей трибосопряжений в периоды их эксплуатации и восстановления.
- Показана целесообразность использования высокоэнергетичных процессов, включающих элементы нанотехнологий, при повышении долговечности деталей средств транспорта, обеспечивающих не только интенсификацию процессов, но и придание новых качеств рабочим поверхностям трибосопряжений.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гусейнов Алекпер Гюльяхмед оглы. Повышение работоспособности деталей машин и аппаратуры путем восстановления и упрочнения диффузионной металлизацией: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.08. – М., 2002. – 339 с.
2. Сухарьков О.В. Очистка прецизионных деталей двигателей внутреннего сгорания с помощью гидродинамических излучателей / Сухарьков О.В., Теплечук А.М., Сухарьков А.О. // Тр. Одесск. политехнич. ун-та, 1999. – Вып. 2(8).
3. Кесоян А.Г. Исследование методом статистических испытаний влияния погрешностей формы деталей на точность прецизионной сборки / А.Г. Кесоян, Н.Л. Ситникова // Изв. Волгоградского ГТУ. Сер. Автоматизация технологических процессов в машиностроении. – 2004, № 1. – С. 9-12.
4. Зинченко В.М. Инженерия поверхности – путь достижения предельных свойств деталей / Зинченко В.М. // МиТОМ. – 1999. – №7. – С. 22-31.
5. Справочник технолога-машиностроителя. В 2-х т. – М.: Машиностроение, 1986. – 1152 с.
6. Тарапата В.В. Структурно-частотный анализ пар трения скольжения судовых машин и механизмов / Тарапата В.В. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 1998. – № 2. – Одесса: ОГМА. – С. 42-46.
7. Тарапата В.В. Повышение долговечности трибосопряжений судовых дизелей как процесс оптимизации массопереноса при их эксплуатации, техническом обслуживании и ремонте / Тарапата В.В. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2003. – № 8. – Одесса: ОГМА. – С. 148-156.
8. Тарапата В.В. Сравнительная оценка основных факторов, влияющих на долговечность рабочих поверхностей деталей судовых дизелей при их изготовлении, эксплуатации и ремонте / Тарапата В.В. // Проблеми техніки: наук.-виробнич. журн. – 2004. – № 3. С. 143-149.
9. Гаркунов Д.Н. Триботехника / Д.Н. Гаркунов. – М.: Машиностроение, 1985. – 424 с.
10. Гарин А.О. Технологический источник для ионной очистки поверхностей лопаток ГТД перед осаждением покрытий / Гарин А.О. // Авиационно-космическая техника и технология. – 2008. – № 6 (53). – С. 78-83.

РЕФЕРАТЫ

УДК 519

Колегаяев М.А. Формализация системы управления безопасностью судовой энергетической установки // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – № 23. – Одесса: ОНМА. – С. 4-16.

Рассмотрены подходы к созданию концепции управления безопасностью судовой энергетической установки.

Ил. 4. Список лит. 4.

Kolegayev M.A. Formalization of Marine Power Plant Safety Control System // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2009. – No 23. – Odessa: ONMA. – P. 4-16.

Approach for creation concept of marine power plant safety control system are discussed.

Fig. 4. Bibl. 4.

УДК 681.7.068

Сандлер А.К., Сандлер А.А. Волоконный датчик давления для высокотемпературных систем топливоподготовки // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – № 23. – Одесса: ОНМА. – С. 17-22.

В статье рассмотрен один из подходов к решению задачи проектирования датчиков давления, инвариантных к воздействию дестабилизирующих факторов.

Ил. 2. Список лит. 10.

Sandler A.K., Sandler A.A. Fiber Pressure Sensor for High Temperature Fuel Oil Systems // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2009. – No 23. – Odessa: ONMA. – P. 17-22.

Article discusses one of approaches to solving the problem of designing pressure sensors invariant to the influence of destabilizing factors.

Fig. 2. Bibl. 10.

УДК 681.532.55

Ерыганов А.В. Уравнения движения центробежного измерителя скорости в период пуска двигателя // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – № 23. – Одесса: ОНМА. – С. 23-30.

На основании уравнения Лагранжа производится математическое описание неустановившегося движения центробежного измерителя скорости регуляторов частоты вращения непрямого действия.

Ил. 1. Список. лит. 3.

Yeryganov A.V. Equations of Centrifugal Velocimeter Motion During Engine Starting Period // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2009. – No 23. – Odessa: ONMA. – P. 23-30.

Paper presents mathematical description of transient motion of indirect centrifugal velocimeter of speed relays on the basis of Lagrange equations.

Fig. 1. Bibl. 3.

УДК 621.438:536.24

Тверская С.Е. Методика расчета теплоотдачи дисков роторов газотурбинных двигателей на нестационарных режимах работы // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – № 23. – Одесса: ОНМА. – С. 31-36.

На основе экспериментальных исследований и обработки опытных данных разработана методика расчета коэффициентов теплоотдачи с поверхности дисков в полости ротора ГТД с осевой подачей охлаждающего воздуха при переменных тепловых нагрузках (в нестационарных условиях работы).

Илл. 3. Список лит. 3.

Tverskaya S.E. Design procedure of heat transfer of disks in rotors of gas turbine engines under transient operating modes // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2009. – No 23. – Odessa: ONMA. – P. 31-36.

Design procedure of heat transfer of disks in rotors of gas turbine engines with axial advance of cooling air under changing heat load (transient operating modes) was developed on the basis of experimental research and experimental data processing.

Fig. 3. Bibl. 3.

УДК 629.123

Карьянский С.А. Постановка задач экспериментального исследования стратификации двухфазного потока типа “грунт-вода” // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – № 23. – Одесса: ОНМА. – С. 37-42.

Показана необходимость создания судового узла сепарации для разделения двухфазного потока на воду и твердую фазу. Сформулирована методика проведения экспериментальных работ.

Илл. 2. Табл. 1. Список лит. 3.

Karyansky S.A. Statement of experimental research problems of a two-phase flow of type "ground-water" stratification // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2009. – No 23. – Odessa: ONMA. – P. 37-42.

A necessity to create ship's unit for two-phase flow separation in liquid and solid phases was shown. The technique of carrying out of experimental works is formulated.

Fig.2. Tabl.1. Bibl.3.

УДК 621.438

Денисов В.Г. Повышение эффективности судовых энергетических установок // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – № 23. – Одесса: ОНМА. – С. 43-47.

Показано, что для морских судов резервы улучшения использования транспортного потенциала, связанные с СЭУ, характеризуются главным образом коэффициентом потери транспортной работы от недоиспользования скорости.

Табл. 1. Список лит. 5.

Denisov V.G. Efficiency Increase of Marine Power Plants // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2009. – No 23. – Odessa: ONMA. – P. 43-47.

It is shown that in case of marine ships reserves for improvement their transport potential may be estimated by the factor of transportation losses because of incomplete use of speed.

Tabl. 1. Bibl. 5.

УДК 621.438.018.4(045)

Кирич А.В. Определение термического КПД цикла дизеля, работающего с газотурбинным наддувом // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – № 23. – Одесса: ОНМА. – С. 48-52.

Выполнен краткий анализ некоторых расчётных формул для определения термического коэффициента полезного действия двигателей внутреннего сгорания, работающих с газотурбинным наддувом и промежуточным охлаждением воздуха. Используя стандартную методику вывода КПД, получена формула для расчета термического КПД, учитывающая влияние большего количества характеристик двигателя.

Рис. 1. Список лит. 3.

Kiris A.V. Thermal Efficiency of Diesel Cycle that Works with Gas Turbine Supercharging // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2009. – No 23. – Odessa: ONMA. – P. 48-52.

Short analysis of some calculation formulas for identification of thermal coefficient of efficiency of internal-combustion engines, working with gas-turbine supercharge and intercooling is done. With the help of standard methodic for calculation of coefficient of efficiency we got formula for calculation thermal coefficient of efficiency which takes into account major amount of characteristics.

УДК 541.123.38: 628.165.09

Абрамов В.А. Анализ влияния определяющих факторов и их взаимодействий на величину второй смешанной константы диссоциации угольной кислоты в морской воде // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – № 23. – Одесса: ОНМА. – С. 53-67.

Получена математическая модель в виде уравнения регрессии, адекватно оценивающая зависимость второй смешанной константы диссоциации угольной кислоты K_2'' , от трёх определяющих её величину факторов – температуры, общей щёлочности и солёности морской воды. Рассчитаны и построены двумерные сечения поверхности отклика, описываемой полученным уравнением регрессии. Это позволило провести подробный анализ и оценить силу влияния на величину K_2'' , как отдельных факторов, так и их парных взаимодействий, значительно более полные и универсальные, чем при изменении лишь одного определяющего фактора.

Табл. 12. Ил. 3. Список лит. 11

Abramov V.A. The Analysis of Influence of Determining Factors and Their Interactions on the Value of the Second Mixed Constant of Carbon Acid Dissociation in Sea Water // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2009. – No 23. – Odessa: ONMA. – P. 53-67.

Regression equation that adequately estimates the dependence of the second mixed constant of dissociation K_2'' depends on three factors – temperature, total alkali and seawater saltness. Two-dimensional sections of response surface were built. They made it possible to estimate the influence of single factors and their interactions on K_2'' value that are more complete and universal then in case of single factor change.

Табл. 12. Ил. 3. Список лит. 11

УДК 532.5

Рященко Б.П. Анализ процесса глубокой очистки льяльных вод судов с учетом теории турбулентности // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – № 23. – Одесса: ОНМА. – С. 68-73.

На основе понятий "масштаба турбулентности" и "интенсивности турбулентности" для продольного и поперечного компонента связи на примере изотропного потока рассмотрена особенность формирования динамической структуры турбулентного потока и учета основных его величин применительно к процессу глубокой очистки судовых льяльных нефтесодержащих вод.

Список лит. 4

Ryashchenko B.P. The Analysis of Integrated Deep Water Treatment in View the Turbulence Theory // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2009. – No 23. – Odessa: ONMA. – P. 68-73.

The nature of dynamic structure formation of turbulent thread may be analyzed on the bases of such conceptions as "turbulence scale" and "turbulence intensity" for longitudinal and transverse components of connection. It is discussed on the instance of isotropic thread in application for the process of deep water treatment.

Bibl. 4

УДК 621.431.74.004.67

Молодцов Н.С. Методологические основы восстановления работоспособности сопряжений деталей средств транспорта технологическими методами // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – № 23. – Одесса: ОНМА. – С. 74-81.

Представлена методология исследований по восстановлению работоспособности сопряжений деталей средств транспорта технологическими методами. Выдвинута соответствующая гипотеза.

Список лит. 8.

Molodtsov N.S. Methodological Bases of Restoration of Carriers Joints by Technological Methods // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2009. – No 23. – Odessa: ONMA. – P. 74-81.

Article describes the hypothesis and methodology of investigations on restoration of carriers joints by technological methods.

Bibl. 8.

УДК 621.431.004

Богач В.М., Молодцов Н.С. Особенности технического обслуживания сопряжений деталей ЦПГ при восстановлении их работоспособности // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – № 23. – Одесса: ОНМА. – С. 82-89.

Рассмотрены способы обеспечения безотказности восстановленных сопряжений судовых систем путем оптимизации стратегии их технического обслуживания.

Список лит. 3.

Bogach V.M., Molodtsov N.S. Features of Maintenance of Piston-Cylinder-Unit Parts Mating at Their Restoration // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2009. – No 23. – Odessa: ONMA. – P. 82-89.

Article discusses the securing reliability techniques of reconditioned shipboard systems' components by optimizing the strategy of their maintenance.

Bibl. 3.

УДК 621.431.74.004.5

Левченко А.А. Система управления износостойкостью деталей судовых технических средств // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – № 23. – Одесса: ОНМА. – С. 90-94.

Разработана система управления износостойкостью судовых технических средств, основанная на методах триботехнологии. При этом управляющим воздействием принят избирательный перенос, который инициируется в рабочих поверхностях трения.

Ил. 1. Список лит. 2.

Levchenko A.A. The System of Wear Control of Ship Auxiliaries Parts // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2009. – No 23. – Odessa: ONMA. – P. 90-94.

The system of wear control of ship auxiliaries based on tribological methods is considered. Wear-free transfer is used as control response that is being initiated in working friction faces.

Fig. 1. Bibl. 2.

УДК 621.431.74-571-581

Половинка Э.М., Панасенко В.В. Особенности систем топливоподдачи дизелей с бессливными форсунками // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – № 23. – Одесса: ОНМА. – С. 95-100.

Рассмотрено изменение параметров топливоподдачи и показателей рабочего процесса дизелей при использовании форсунок с закрытым наддольчатый объёмом (бессливных форсунок). Представлены данные предварительных испытаний системы топливоподдачи судового среднеоборотного дизеля с бессливной форсункой

Ил. 5. Табл. 1. Список лит. 3.

Polovinka A.M., Panasenko V.V. Features of Fuel Injection Systems of Diesel Engines with Unmerged Fuel Valves // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2009. – No 23. – Odessa: ONMA. – P. 95-100.

The change of fuel injection parameters and operation parameters of diesel engines is considered at use of fuel valves with closed over needle volume (unmerged fuel valves). The data of preliminary tests of fuel injection system of marine middle speed diesel engine with unmerged fuel valve are submitted.

Fig. 5. Tabl. 1. Bibl. 3.

УДК 621.12

Тараната В.В. Выбор методов восстановления трибосопряжений прецизионных деталей средств транспорта // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2009. – № 23. – Одесса: ОНМА. – С. 101-109.

Выполнен анализ прецизионных трибосопряжений транспортных средств, предложен механизм поддержания и восстановления их работоспособности на

основе взаимодействия потоков вещества в различных полях. Показана целесообразность использования высокоэнергетичных технологий.

Рис. 3. Список лит. 9.

Tarapata V.V. Selection of Reconditioning Methods for Precision Parts of Transport Facilities Tribounits // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2009. – No 23. – Odessa: ONMA. – P. 101-109.

The analysis of transport precision parts made it possible to suggest the mechanism of keeping their functionality and renovation on the bases of matter threads interaction in different fields. The effectiveness of using high energy technologies is shown.

Fig. 3. Bibl. 9.

ПРАВИЛА

оформления и представления рукописей для сборника
«Судовые энергетические установки»

Научно-технический сборник Одесской национальной морской академии «Судовые энергетические установки» является научным изданием, в котором в соответствии с постановлением Президиума ВАК Украины могут публиковаться основные результаты диссертационных работ по профилю судовой энергетики.

Рукопись представляется на электронном носителе в формате «Microsoft Word» с бумажной копией, подписанной всеми авторами, и с контактной информацией: адреса, телефоны. К статье обязательно прилагается реферат объёмом *не более* 300 печатных знаков на русском и английском языках. Объём статьи — до 0,5 авторского листа с учётом иллюстраций и подрисуночных подписей.

Статья должна содержать постановку проблемы в общем виде и её связь с важными научными или практическими задачами, анализ последних исследований и публикаций по теме статьи, формулирование целей статьи (постановку задачи), изложение основного материала с необходимыми обоснованиями, выводы и перспективы дальнейших исследований.

Требования к оформлению.

Формат бумаги А5 (148×210) Все поля — 16 мм. Текст через 1 интервал, *Times New Roman*, 10,5 пт; таблицы, заголовки таблиц, подрисуночные подписи — 9 пт.

Переменные, функции, векторы, матрицы и т.п. оформляются шрифтом *Antiqua*. Переменные выполняются наклонным шрифтом, векторы — полужирным, без наклона; греческие символы — во всех случаях без наклона; индексы: латинские — с наклоном, кириллические — без наклона. Размеры в *Equation (MathType)*: основной — 10,5 пт, увеличенный — 16 пт, индекс — 7 пт, субиндекс — 6 пт. Во всех случаях разметка формул в копии рукописи обязательна. Нумеруются только те формулы, на которые есть ссылки в тексте. Формулы отделяются от текста строками высотой 2 пт.

Таблицы следует располагать на одной странице (кроме случаев, когда таблица занимает больше 1 страницы). Заголовок — 9 пт, без переноса, интервал перед — 8 пт, после — 2 пт, основной шрифт таблицы — 9 пт. Рисунки отделяются от текста сверху интервалом 8 пт, от названия — 2 пт. Название рисунка — кегль 9 пт, без переноса, интервал после — 8 пт. На все таблицы и рисунки должны быть ссылки в тексте статьи.

Единицы физических величин должны соответствовать ГОСТ 8.417-81 «Единицы физических величин» и иметь общепринятые обозначения.

Перед названием статьи указываются индекс УДК, фамилии и инициалы авторов, сокращённые наименования учреждений, где работают авторы. Заголовок статьи оформлять стилем Заголовок 1, кегль 10,5 пт, без переноса, все прописные, интервал: перед — 8 пт, после — 2 пт.

Иллюстрации, подготовленные в графических редакторах, дополнительно прилагаются на дискете в качестве отдельных файлов в исходном формате. Размер надписей должен обеспечивать их читаемость (8-10 пт). Для сканированных рисунков прилагается оригинал в туши на белой бумаге достаточной плотности. На обороте указывается номер и принадлежность к статье.

Библиографические описания должны соответствовать требованиям ВАК.

Редакция предоставляет электронный шаблон статьи с примерами оформления.

Контактные телефоны редакции (048) 733-49-24, 733-23-52.

e-mail: seu@ma.odessa.ua

Судовые энергетические установки:
научно-технический сборник.
Выпуск 23.

Подписано к печати 26.06.2009 г. Формат 60×84/16.
Уч.-изд. л. 6,56. Тираж 100. Зак. № И-7-12-47.

ОНМА, центр "Видавінформ"
Свидетельство ДК № 1292 от 20.03.2003
65029, г. Одесса, ул. Дидрихсона, 8
тел./факс: (0482) 34-14-12
publish@ma.odessa.ua