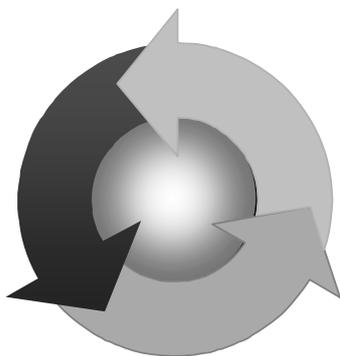


ISSN 1815-6770

Министерство образования и науки Украины  
ОДЕССКАЯ НАЦИОНАЛЬНАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ

# **Судовые энергетические установки**



Научно-технический сборник

**Выпуск 21**

Одесса  
2008

ББК 39.46  
С 89  
УДК 629.123.066

Судовые энергетические установки: научно-технический сборник.  
Вып. 21. – Одесса: ОНМА, 2008. – 108 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. Вишневецкий, ОНМА; д.т.н., проф. А.А. Власенко, ОНМА; д.т.н., проф. В.А. Голиков, к.т.н., проф. А.А. Голиков, ОНМА; к.т.н., проф. В.К. Голубев, ОНМА; д.т.н., проф. С.И. Горб, ОНМА; д.т.н., проф. Н.Ф. Гречко, 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. Миюсов, 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, ОАО УДП; д.т.н., проф. В.В. Тарапата, ОНМА; д.т.н., проф. С.А. Ханмамедов, ОНМА.

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](mailto:seu@ma.odessa.ua)

Компьютерная вёрстка Шакун С.Н.

Утверждено учёным советом ОНМА, протокол № 11 от 26.06.2008

© Одесская национальная морская академия

**СОДЕРЖАНИЕ**

<i>Радченко О.П., Масленников А.А.</i> Исследование реологии судового топлива .....	4
<i>Голиков А.А.</i> Совершенствование технологий и условий перевозки гигроскопичных грузов в трюмах транспортных судов.....	10
<i>Абрамов В.А.</i> К вопросу о величине второй константы диссоциации угольной кислоты в морской воде.....	23
<i>Половинка Э.М., Колегаев М.А., Турчанинов О.В.</i> Имитационное моделирование системы гидравлического запираания форсунки судового среднеоборотного дизеля.....	41
<i>Власенко А.А.</i> Синтез оптимального регулятора по отклонению стабилизации частоты судового дизель-генератора.....	51
<i>Деркач И.И., Гончаренко А.Г., Логишев И.В.</i> Совершенствование конструктивных методов контроля топливоиспользования в СЭУ .....	60
<i>Слободянюк Д.И., Слободянюк И.М., Молодцов Н.С.</i> Физико-технологические предпосылки восстановления работоспособности цилиндра-поршневой группы судовых МОД .....	69
<i>Голиков В.А., Голиков В.В.</i> Человеческий фактор в условиях эксплуатации судна .....	78
<i>Луковцев В.С., Ханмамедов С.А., Щербинин В.А.</i> Особенности работы комбинированного двигателя в составе судовой пропульсивной установки.....	87
<i>Кирюхин А.Л., Сапига В.В.</i> Повышение эффективности использования корабельных энергетических установок в экстремальных ситуациях, связанных с поступлением воды в систему смазки подшипников скольжения .....	91
<i>Черныш И.И.</i> Выбор режима работы главного двигателя .....	98
Рефераты.....	102
Правила оформления и представления рукописей для сборника «Судовые энергетические установки».....	107

УДК 621.43:621.928.3

Радченко О.П., Масленников А.А.  
КМТУ

## ИССЛЕДОВАНИЕ РЕОЛОГИИ СУДОВОГО ТОПЛИВА

Стоимость нефти заставляет интенсивно искать альтернативу судовым топливам, полученным путем переработки нефти. Однако на современном этапе развития СЭУ наука и технология не могут предложить реальной, готовой к широкому внедрению альтернативы. А значит, в ближайшее десятилетие нефтепродукты будут основным источником энергии на судах.

Традиционный взгляд на процессы, протекающие в тепловом двигателе, используемом в СЭУ, вынуждает принять аксиому, утверждающую, что движение теплохода основано на использовании энергии от сгорания жидкого топлива.

В ходе исследований процессов подготовки судового топлива к сгоранию, проводимых в Одесской национальной морской академии, авторы настоящей статьи поставили под сомнение это традиционное утверждение, и считают, что идентифицировать судовое топливо как жидкость несколько неверно. Принятое упрощение в представлении агрегатного состояния судового топлива ограничивает исследователя, и, в конечном счете, ограничивает пути повышения эффективности топливоиспользования.

Общеизвестно, что в сравнительно широком диапазоне естественных условий судовые топлива являются значительно более вязкими (менее текучими), чем это свойственно для жидкости в традиционном понимании этого термина. А если учитывать, что в реальных условиях судовой силовой установки топливо зачастую теряет свойство текучести, то возникает следующий закономерный вопрос. Насколько обосновано допущение, что мы используем в СЭУ *жидкое* топливо? Такой подход заставляет использовать определенный теоретический аппарат для исследования процессов подготовки и подачи топлива в цилиндр, и аппарат этот основывается на законах гидродинамики. Да, действительно, условия эксплуатации ДВС заставляют обеспечивать такие теплотехнические свойства судового топлива, которые значительно приближают его агрегатное состояние к жидкости. Но это не позволяет пренебрегать теми свойствами нефтепродукта, которые даже в случае высокоэффективной комплексной топливоподготовки не часто удается свести к нулю, эти свойства являются свойствами характерными для твердых веществ.

С точки зрения современных представлений физики и химии жидкости [1, 2] — это вещества, молекулы которых взаимодействуют друг с

другом посредством сил взаимного притяжения. Тем самым они лишают друг друга одной степени свободы, но при этом молекулы способны перемещаться во всем пространстве, занимаемом жидкостью, оставаясь под влиянием притяжения любых соседних молекул. На такой физической модели основаны представления о физических свойствах жидкости. Молекулы же твердого вещества подвергаются действию еще ряда сил. Силы эти электромагнитные и обусловлены уже не массой элементарных частиц (как силы взаимного притяжения), а электрическими зарядами. Это силы Ван-дер-ваальсовы, кулоновские и др. В результате действия этих сил молекулы вещества теряют еще две или три степени свободы и располагаются друг относительно друга, взаимно ориентируясь и стремясь создать некую структуру в молекулярном слое или на всем пространстве, занимаемом веществом. Описанные физические модели идеализированы. В действительности же как неоднородность самой среды, так и неоднородность молекулярного состава приводят к тому, что в природе множество реальных веществ находятся в некотором смешанном агрегатном состоянии, то есть часть молекул вещества находятся в состоянии соответствующем жидкости, а другая часть молекул находится под действием различных молекулярных электромагнитных сил, и следовательно, пребывает в состоянии твердого вещества. При этом по макрофизическим показателям делать вывод о том, какие агрегатные свойства являются преобладающими или определяющими, по крайней мере, не совсем корректно. А следовательно, далеко не всегда корректно упрощать сложные по составу вещества до типовых агрегатных состояний.

Если спроецировать изложенные теоретические представления на судовые топлива, в частности, на компаундированные тяжелые смеси, то мы увидим, что помимо межмолекулярных сил взаимного притяжения, молекулы химических веществ, входящих в состав топлива, порождают и испытывают силы электромагнитной природы. Эти силы возникают, например, благодаря поляризации молекул поверхностно активных веществ (в нефтепродуктах это, например, смолы) или в результате влияния включений других структур (механических примесей, воды), а также по иным причинам. Наличие таких сил в топливе обуславливает свойства твердого тела.

Продолжая рассуждения о действительном агрегатном состоянии топливной смеси, необходимо понять, как же реализуется это «твердое» начало на молекулярном уровне. Ведь в случае, когда топливо уже не способно течь, мы видим подавляющее преобладание структурированной фазы в веществе, а как же проявляется способность молекул взаиморасполагаться в том случае, когда значительная часть мо-

лекул смеси не имеет такой способности? Авторы склоняются к модели формирования доменов (кластеров), где молекулы группируются в «колонии», внутри которых благодаря имеющимся межмолекулярным взаимодействиям создается структурированная система взаимного расположения молекул — *домен*, то есть формируется твердое тело, со всеми вытекающими из этого свойствами. Количество молекул, участвующих в этой структуре, может меняться в широком диапазоне при изменении параметров среды. При росте величины и количества доменов уменьшается доля находящейся между ними жидкой фазы. Когда этот процесс приводит к тому, что жидкой фазы практически не остается, среда становится наполненной соседствующими друг с другом доменами, заполняющими все пространство, и тело в целом становится твердым.

Домены могут представлять собою кристаллическую структуру, то есть структуру с систематически повторяющейся элементарной ячейкой, либо аморфное твердое тело, обладающее «хаотичными» межмолекулярными связями. Доказательством того, что в нефтепродуктах существует тенденция к образованию кристаллических структур можно считать результаты работы по исследованию свойств смазочного масла [3]. В ней доказаны тиксотропные реологические свойства масла, что возможно лишь в кристаллических структурах.

В свете таких представлений подготовка топлива к использованию не что иное, как борьба с процессом образования и роста доменов. И методы топливоподготовки с этой точки зрения имеют свое объяснение:

- фильтрация — удаление примесей, как эпицентров образования доменов, разрушение существующих доменов;
- сепарация, отстаивание — удаление воды и тяжелых фракций, наиболее предрасположенных к образованию доменов;
- подогрев — повышение внутренней энергии молекул, то есть, снижение вероятности возникновения взаимоориентирующих межмолекулярных связей;
- гомогенизация, диспергирование, активация — разрушение существующих доменов;
- стабилизация — локализация и снижение скорости роста доменов.

Если рассматривать судовое топливо как сложное реологическое тело [4], то в общем случае его следует представить как комплекс простых реологических тел, обладающих следующими свойствами:

- ньютоновской жидкости, что обуславливается наличием в топливе жидкой фазы, условное схематическое обозначение этого простого тела на рис. 1а;

- твердого тела подверженного разрыву, что является следствием присутствия в топливе кристаллических структур, а также присутствием в топливной системе таких процессов как кавитация и газообразование (рис. 1б);
- твердого тела способного к упругой деформации (кристаллические структуры, деформация трубопровода и др.) (рис. 1в).

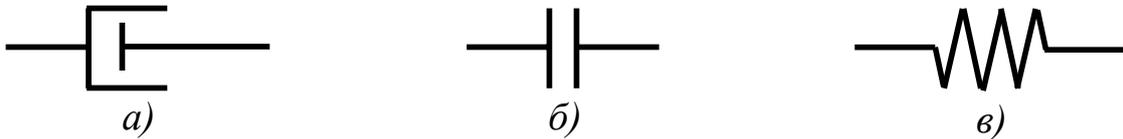


Рис. 1. Механические модели свойств тела

При создании реологической модели свойства можно располагать последовательно и параллельно, от чего зависит распределение напряжения и деформации. Известны различные модели реологических тел, обладающих указанными свойствами в различных вариациях, такие как Бингама, Кельвина, Прандтля и др. [4]. Модель предложенная Бингамом является, по мнению авторов, наиболее подходящей для описания судового топлива. При этом уравнение состояния имеет вид:

$$\tau = \tau_0 + \eta_{\text{пл}} \cdot \dot{\gamma}, \quad (1)$$

где  $\tau$  — напряжение сдвига,  $\tau_0$  — предельное напряжение сдвига,  $\eta_{\text{пл}}$  — пластичная вязкость,  $\dot{\gamma}$  — скорость сдвига.

Функция эффективной вязкости

$$\eta_{\text{эф}} = \eta_{\text{пл}} + \frac{\tau_0}{\dot{\gamma}}. \quad (2)$$

Данная модель представляет собой комплекс простых реологических тел, обладающих тремя свойствами: ньютоновской жидкости, твердого тела подверженного разрыву и твердого тела способного к упругой деформации. Графическое изображение модели приведено на рис. 2.

Возвращаясь к тому, что топливная смесь подразумевает наличие доменов, следует отметить, что оценка напряжения, приложенного извне и позволяющего разрушать структуру домена, будет иметь важное значение с точки зрения топливоиспользования. Объясняется это тем, что во время распыла топлива в ДВС горению подвергаются глобулы топливной смеси, однако эти глобулы — не

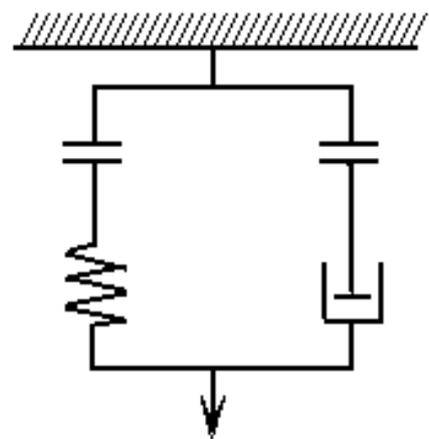


Рис. 2. Механическая модель тела Бингама

случайные образования, и логично предположить, что к их образованию домены имеют непосредственное отношение. То есть, учитывая, что глобула топлива в камере сгорания — это есть один или группа доменов, задачей топливоподготовки должно стать нарушение целостности кристаллической решетки доменов перед (или во время) распыла. Тогда нарушением целостности структурного состояния глобулы можно повысить вероятность полного сгорания молекул нефтепродукта.

Известны различные исследования, направленные на качественное улучшение процесса сжигания нефтепродуктов. Они предполагают различные методы улучшения топливоиспользования: введение в топливо различных присадок, физическое воздействия на него перед подачей в камеру сгорания и др. По результатам анализа состояния изучаемой проблемы авторы пришли к выводу, что нарушение структурного состояния топлива — искусственное введение разрывов в молекулярной структуре топливной смеси перед подачей к дизелю повышает качество сгорания топлива и, как следствие, улучшает экономические и экологические показатели ДВС, а также может повысить надежность пар трения топливной аппаратуры.

Таким образом, проблему можно сформулировать следующим образом, традиционные взгляды на топливо, как физическое тело, не позволяют объяснить, оценить и использовать в полной мере его некоторые физико-химические свойства. Что не может не ограничивать совершенствование топливоиспользования на судах.

Авторы предполагают следующие задачи на пути решения рассматриваемой проблемы:

- 1) создание теоретической базы, которая бы дала возможность описать реологические свойства судовых топлив в условиях СЭУ, включая все этапы от хранения до впрыска в камеру сгорания;
- 2) определение и совершенствование различных способов разрушения стабильного структурного состояния топливной среды, то есть введение ощутимой неоднородности в систему установившихся межмолекулярных связей;
- 3) определение методов и средств измерения напряжения сдвига топливной среды в условиях СЭУ, то есть создания возможности контроля этого реологического показателя топлива и, в конечном счете, создание автоматизированной системы воздействия на топливо перед подачей к двигателю.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ:

1. Хаускрофт К. Современный курс химии. Т. 1 / Пер. с англ. / Хаускрофт К., Констебл Э. – М.: Мир, 2002. – 540 с.

2. Капустин А.П. Экспериментальные исследования жидких кристаллов. / Капустин А.П.
3. Алтоиз Б.А. Трибологические особенности граничных смазочных слоев судовых топлив и масел / Алтоиз Б.А., Пыжов Е.В., Народницкая Г.В., Ханмамедов С.А. // Судовые энергетические установки: научн.-техн. сб. – 2003. – Вып. 9. – Одесса: ОНМА. – С. 80-86.
4. Рейнер М. Реология. / Пер. с англ. / Рейнер М. – М.: Наука, 1965. – 224 с.

УДК 664.724

Голиков А.А.  
ОНМА

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЙ И УСЛОВИЙ ПЕРЕВОЗКИ ГИГРОСКОПИЧНЫХ ГРУЗОВ В ТРЮМАХ ТРАНСПОРТНЫХ СУДОВ

Перевозка больших масс гигроскопичных грузов в трюмах транспортных судов имеет свои особенности и отличается значительным разнообразием процессов, протекающих внутри и на периферии этих грузов. В частности, зерновые материалы растительного происхождения (зерновые и бобовые) представляют собой сложные биологические гетерогенные системы, термодинамические и массообменные характеристики которых определяются их химическим составом, структурно-механическими свойствами зерновой насыпи, а также параметрами состояния: температурой  $T$ , влагосодержанием  $U$  и плотностью  $\rho$ . Параметры состояния зерновой насыпи при прочих равных условиях определяют интенсивность дыхания груза, сопровождающееся выделением теплоты, влаги и углекислого газа (формированием газовой среды, по составу отличной от воздуха), которые при определенных условиях могут привести к самосогреванию и порче груза [1 - 4].

Зерновая насыпь, благодаря высокой скважистости, обладает низкой теплопроводностью и массопроводностью, что предопределяет незначительный кондуктивный теплообмен и диффузионный массообмен насыпи с окружающей средой, а также относительно малые значения внутренних потоков теплоты и влаги. В этом смысле зерновая насыпь часто проявляет себя как отдельная экологическая система, термодинамическое состояние которой определяется ее параметрами независимо от состояния внешней среды. Такая характеристика системы, когда внутренние тепловыделения от дыхания груза значительно превышают величину тепло- и массообмена с окружающей средой, способствует возникновению и росту очагов самосогревания и порче груза в период перевозки.

С другой стороны, высокая скважистость зерновой насыпи позволяет совершенствовать технологию искусственной вентиляции трюмов и регулировать в определенных пределах тепловлажностные поля и интенсивность дыхания путем организации активного тепло- и массообмена насыпи с вентилирующим воздухом (газовой средой). В этом случае кратность вентиляции грузового трюма более холодной и сухой газовой средой будет в значительной степени зависеть от интенсивности дыхания груза, начальных параметров газовой среды и зерновой насыпи.

Целью данной работы является совершенствование технологических процессов при перевозке гигроскопичных грузов в трюмах судов для обеспечения их сохранности и минимизации энергозатрат.

Математическая модель процессов внешней тепловлагоотдачи зерна к вентиляционному воздуху (газовой среде) с параметрами  $G_B$ ,  $t_B$ ,  $d_B$ , циркулирующему по межзерновым каналам насыпи, получена в [2] в виде системы дифференциальных уравнений с необходимыми краевыми условиями:

$$G_B c_p dt_B = -\alpha_c (t_B - t_M) dF_q = dG_M \left[ -C_u \frac{dt_M}{d\tau} + \eta \frac{dU}{d\tau} + q_v \right], \quad (1)$$

$$G_B d(d_B) = -\sigma (d_B - d_M) dF_M = dG_M \left[ -\frac{dU}{d\tau} + g_v \right], \quad (2)$$

где  $dF_q$  и  $dF_M$  — элементы поверхностей тепло- и массообмена для массы сухой части зерна  $dG_M$ ;  $q_v$  и  $g_v$  — мощность тепловыделений и влаговыведений в массе зерна в процессе его дыхания;  $\eta = r_s - R_{\Pi} T$ ;  $\ln \phi$  — теплота сорбции;  $C_U$  и  $c_p$  — удельные теплоемкости груза и воздуха;  $\alpha_c$  и  $\sigma$  — соответственно коэффициенты теплоотдачи и испарения. В расчетах также использовались температурно-влажностная зависимость для энтальпии влажного воздуха и водяного пара  $h''$ , коэффициент влаговыведения воздуха, коэффициент испарительной способности зерна, уравнения и таблицы для гигроскопических свойств зерна [2].

Система моделирующих дифференциальных уравнений (1), (2) может быть проинтегрирована при различных начальных значениях параметров и зерна, и воздуха, а также и при ряде упрощающих допущений. В частности, введя в рассмотрение энтальпию перегретого водяного пара, коэффициент испарительной способности зерна  $\varepsilon_U$ , коэффициент влаговыведения из воздуха (газовой среды)  $\xi$ , а также используя соотношение Льюиса  $\alpha_c = c_p \cdot \sigma$  и оценки отдельных вкладов, дифференциальные уравнения (1) можно с высокой степенью приближения привести к виду

$$G_B c_p \xi dt_B = -\alpha_c \xi (t_B - t_M) dF_c = dG_M \left[ -C_U \frac{dt_M}{d\tau} + C_v \right]. \quad (3)$$

В этом плане рассмотрим четыре различных приближения в интегрировании уравнений (1) – (3).

1. Наиболее простым приближением для температурного поля  $t_M(x, \tau)$  является его зависимость от времени  $\tau$  и независимость от координаты  $x$ . В предположении постоянности плотности насыпи по высоте,

пропорциональности координаты и поверхности теплообмена  $F_q$  левое уравнение (3) становится уравнением с разделяющимися переменными, а его интегрирование от  $F_q=0$  до  $F_{q0}$  (определяемое через толщину слоя  $h$  насыпи зерна) приводит к выражению

$$\frac{t_{B1} - t_M}{t_{B2} - t_M} = \exp\left(\frac{\alpha_C F_{C0}}{G_B \cdot c_P}\right). \quad (4)$$

Введением величины коэффициента нагрева потока воздуха  $\eta_t$  (при независимости поля  $t_m$  от координаты)  $\eta_t = \frac{t_{B1} - t_{B2}}{t_{B1} - t_M}$  как постоянной во времени величины получаем возможность проинтегрировать правую часть (1) по времени от 0 до  $\tau$ . Полученное выражение имеет вид

$$t_M = t_{B1} + (t_{M0} - t_{B1}) \cdot \exp\left[-\frac{G_B c_P \xi \eta_t}{G_M C_U} \tau\right]. \quad (5)$$

Как показывает дальнейший численный анализ полученное приближение справедливо в начальные часы процесса вентилирования либо в случае малых толщин слоя (насыпи) зерна.

2. Еще одно простое приближение может быть получено в предположении, что и поле влагосодержаний  $d_M$  насыпи зерна зависит только от времени и не зависит от координаты (высоты и  $F_M$ ). Тогда в левом из уравнений (2) разделяются переменные, а введение коэффициента увлажнения  $\eta_d = (d_{B1} - d_{B2}) / (d_{B1} - d_M)$  потока влажного воздуха (газовой смеси) интегрирование (аналогично случаю 1) дает соотношение

$$\eta_d = 1 - \exp\left[-\frac{\alpha_C F_C \varepsilon_U}{G_B c_P}\right] = 1 - (1 - \eta_t)^{\varepsilon_U}.$$

Соотношение (5) подставим в интегральную форму уравнений (2)

$$G_B (d_{B2} - d_{B1}) = -\sigma F_C \varepsilon_U \overline{(d_B - d_M)} = G_M \frac{d\bar{U}}{d\tau} + C_V. \quad (6)$$

Тогда введением величин изопотенциальной  $C_{md}$  и изотермической  $C_{mT}^d$  массоемкости груза при потенциале переноса  $d$  и последующим переходом к равновесным значениям  $d_M$  и  $t_M$ , получим дифференциальное уравнение ( $C_V=0$ )

$$G_B \eta_d (d_M - d_{B1}) = -G_M \left[ C_{md} \cdot \frac{dt_M}{d\tau} + C_{mT}^d \frac{dd_M}{d\tau} \right], \quad (7)$$

Уравнение (7), в свою очередь, может быть через понятия изопотенциальной  $C_{m\phi}$  и изотермической массоемкости груза при потенциале переноса  $\phi$  в рамках выражений

$$C_{md} = C_{m\phi} - C_{mT} \cdot \frac{\phi \cdot r_s}{R_n T^2}, \quad C_{mT}^d = \frac{\phi}{d} C_{mT}$$

приведено к виду

$$G_B \eta_d (d_M - d_{B1}) = -G_M C_{mT} \left[ \left( \frac{C_{m\phi}}{C_{mT}} - \frac{\phi \cdot r_s}{R_n T^2} \right) \cdot \frac{dt_M}{d\tau} \right] + \frac{\phi}{d} \cdot \frac{dd_M}{d\tau}. \quad (8)$$

С учетом малости отношения массоемкостей, слабой зависимости изотермической массоемкости  $C_{mT}$  и произведения  $r_s h''$  от  $T$  и  $\phi$ , а также привлекая выражения (4), (5) при условиях  $\phi_M = const$  и  $\phi_B = const$ , получаем уравнение с разделяющимися переменными:

$$\frac{G_B \eta_d}{G_M C_{mT} \phi_M} d\tau = \frac{r_s \eta_d h''}{R_n \eta_t c_p (\xi - 1) T^2} \cdot \frac{dt_M}{(t_M - t_{B1})} - \frac{dd_M}{d_M (d_M - d_{B1})}. \quad (9)$$

Интегрируя это выражение по времени, получаем выражение для изменений во времени равновесного влагосодержания зерна в насыпи:

$$d_M = \frac{d_{B1} d_{M0}}{d_{M0} - (d_{M0} - d_{B1}) \cdot \exp(A - B\tau)}, \quad (10)$$

где величины  $A$  и  $B$  определяются выражениями

$$A = \frac{d_{B1} \cdot r_s \cdot \eta_d \cdot h''}{R_{\Pi} \eta_t c'_{pB} (\xi_B - 1) \cdot T_{B1}^2} \left[ \frac{T_{B1}}{T_M} - \frac{T_{B1}}{T_{M0}} + \ln \frac{1 - T_{B1}/T_M}{1 - T_{B1}/T_{M0}} \right], \quad (11)$$

$$B = \frac{G_B \cdot \eta_d \cdot d_{B1}}{G_M \cdot C_{mT} \cdot \phi_M}. \quad (12)$$

Значения температур  $t_M = (T_m - 273,15)$  насыпи зерна в заданные моменты времени определяются выражением (5). Представляет интерес получить на базе значений влагосодержаний и такую характеристику как усушка зерна за время его обработки  $\tau$  (в часах) по эмпирической формуле

$$Y = \frac{G_B \cdot \eta_d \cdot (d_M - d_{B1}) \cdot \tau}{G_M}, \quad \frac{\text{кг влаги}}{\text{кг зерна}}. \quad (13)$$

3. Вышеприведенные приближения не могут быть приняты, если проводится тепловлажностная обработка вентиляционным воздухом больших масс грузов. В этом случае уже начальные температурные и влажностные поля являются существенно неоднородными. Приемлемой моделью для трюмного груза является бесконечная пластина большой толщины, через поры которой продувается охлаждающий (нагревающий) влажный воздух.

Будем считать, как и выше, что вентиляционный воздух (газовая среда) пронизывает зерновую насыпь в заданном направлении по вертикали (одномерная ситуация с координатой  $x$ , пропорциональной поверхности теплообмена  $F_q$ ). Проинтегрируем левое из уравнений (2) по координате при постоянном времени с использованием теоремы о среднем при вычислении интеграла. Получаем

$$G_B c_P (t_{B2} - t_{B1}) = \alpha_C \overline{(t_M - t_B)} F_C = \alpha_C F_C \frac{(t_{MH} - t_{B1}) - (t_{MK} - t_{B2})}{\ln \frac{t_{MH} - t_{B1}}{t_{MK} - t_{B2}}}, \quad (14)$$

где  $t_{MH}$  и  $t_{MK}$  — переменные во времени температуры зерновой насыпи при координатах входа в слои зерна и выхода из них соответственно. Остальные обозначения те же, что и выше.

Введением степени неравномерности температурных полей  $t_M(x, \tau)$  и  $t_B(x, \tau)$ , равной  $\psi = (t_{MK} - t_{MH}) / (t_{B2} - t_{B1})$ , уравнения (14) переписываются к виду

$$\frac{t_{MH} - t_{B1}}{t_{MK} - t_{B2}} = \exp \left[ \frac{\alpha_C \cdot F_C}{G_B \cdot c_P} (1 - \psi) \right] = \exp [a \cdot (1 - \psi)],$$

где  $a = \frac{\alpha_C \cdot F_C}{G_B \cdot c_P}$ .

Отсюда получаем необходимые соотношения для оценки коэффициентов охлаждения груза, отнесенных к температуре груза на входе вентиляционного воздуха в насыпь

$$\eta_{t_n} = \frac{t_{MK} - t_{MH}}{t_{MH} - t_{B1}} = \frac{\psi \{1 - \exp[-a(1 - \psi)]\}}{1 - \psi} \quad (15)$$

и к температуре на выходе вентиляционного воздуха из насыпи зерна

$$\eta_{t_k} = \frac{t_{MK} - t_{MH}}{t_{MK} - t_{B2}} = \frac{\psi \cdot \{1 - \exp[-a(1 - \psi)]\}}{1 - \psi \cdot \exp[-a(1 - \psi)]}. \quad (16)$$

Численный анализ этих уравнений показал, что как степень неравномерности полей, так и коэффициенты охлаждения существенно зависят от толщины слоя (высоты насыпи), аэродинамических условий, так и времени. Поэтому необходим более точный анализ, чем в рамках приближения (14).

Перепишем систему (3) в терминах независимых переменных  $x, \tau$  отдельно для каждого из двух искомых температурных полей

$$m_1 m_2 \frac{\partial^2 t_M}{\partial x \partial \tau} + m_1 \frac{\partial t_M}{\partial x} + m_2 \frac{\partial t_M}{\partial \tau} = 0, \quad (17)$$

$$m_1 m_2 \frac{\partial^2 t_B}{\partial x \partial \tau} + m_1 \frac{\partial t_B}{\partial x} + m_2 \frac{\partial t_B}{\partial \tau} = 0, \quad (18)$$

где  $m_1 = \frac{G_B \cdot c_P}{\alpha \cdot F_0}$ ,  $m_2 = \frac{G_M \cdot C_U}{\alpha \cdot F \cdot \xi}$ .

Величины  $F$  и  $F_0$  означают поверхности охлаждения всей насыпи и удельную (на 1 м толщины насыпи) соответственно. Численные оценки коэффициента влаговываждения  $\xi$  из воздуха показывают, что эту величину можно, с высокой степенью приближения, считать независимой от времени. Краевые условия для уравнений (17), (18) имеют вид

$$t_M(x, 0) = t_{M0}, \quad t_B(x, 0) = t_{B1}, \quad (19)$$

$$t_M(0, \tau) = t_{M0}, \quad t_B(0, \tau) = t_{B1}.$$

Уравнения (17), (18) относятся к гиперболическому типу и с условиями (19) могут быть проинтегрированы методом интегрального преобразования Лапласа – Карсона по времени. Соответствующие решения в терминах модифицированной функции Бесселя первого рода нулевого порядка  $I_0(x)$  имеют вид:

$$\begin{aligned} t_M(x, \tau) &= t_{M0} - (t_{M0} - t_{B1}) \cdot Z_1(u, v), \\ t_B(x, \tau) &= t_{M0} - (t_{M0} - t_{B1}) \left[ \begin{array}{l} e^{-(U+V)} \cdot I_0(2\sqrt{u \cdot v}) + \\ Z_1(u, v) \end{array} \right], \end{aligned} \quad (20)$$

где  $u = \frac{x}{m_1}$ ,  $v = \frac{\tau}{m_2}$ ,  $Z_1(u, v) = e^{-u} \int_0^v e^{-y} \cdot I_0(2\sqrt{uy}) dy$ .

Полученные выражения позволяют вычислить температурные поля  $t_M(x, \tau)$  и  $t_B(x, \tau)$ , в частности, и величины, объявленные в предыдущем пункте:

- степень неравномерности температурных полей

$$\psi = \frac{t_{MK} - t_{MH}}{t_{B2} - t_{B1}} = \frac{1 - Z_1(u, v) - e^{-v}}{1 - Z_1(u, v) - e^{-(u+v)} \cdot I_0(2\sqrt{uv})};$$

- коэффициенты нагревания потока воздуха (газовой смеси), отнесенные к температурам слоя зерна на входе и на выходе, а также коэффициенты охлаждения зерна в насыпи, отнесенного к температуре зерна на входе вентиляционного потока

$$\eta_{tH} = \frac{t_{MK} - t_{MH}}{t_{MH} - t_{B1}} = e^v \cdot [1 - Z_1(u_K, v)] - 1$$

и отнесенного к температуре зерна на выходе вентиляционного потока

$$\eta_{tH} = \frac{t_{MK} - t_{MH}}{t_{MK} - t_{B1}} = \frac{1 - Z_1(u_K, v) - e^{-v}}{1 - Z_1(u_K, v)}.$$

4. Неравномерные поля равновесного влагосодержания  $d_M(x, \tau)$  воздуха у поверхности зерна насыпи и влагосодержания  $d_B(x, \tau)$  вентилируемого воздуха могут быть получены путем более детального математического анализа краевой задачи на основе дифференциальных уравнений (2). Введением степени  $\psi_M$  неравномерности влажностного поля насыпи зерна и вентиляционного воздуха

$$\psi_M = \frac{d_{MK} - d_{MH}}{d_{B2} - d_{B1}}$$

и путем интегрирования в среднем уравнений (2) удастся получить соотношения для оценки значений коэффициентов увлажнения потока воздуха и коэффициентов осушения зерна в насыпи. Анализ полученных зависимостей показывает, что градиент потенциала массопереноса внутри насыпи зерна пренебрежимо мал по сравнению с внешней массоотдачей, особенно для случая  $\varepsilon_U \leq 1$ . Также пренебрежимо малым является поток влаги, обусловленный контактным массообменом, по сравнению с конвективной составляющей. Вследствие низкой массопроводности влажного зерна его охлаждение протекает значительно быстрее, чем осушение. Охлаждение зерна проходит по линии в  $H-d$  диаграмме по кривой, близкой к  $U = \text{const}$ , и со сложными изменениями массоемкости зерна в насыпи.

В случае пренебрежимо малых интенсивностей источников (стоков) влаги в неподвижной, большой высоты зерновой насыпи дифференциальные уравнения (2) могут быть переписаны к виду (17), (18) для  $d_M(x, \tau)$  и  $d_B(x, \tau)$  с коэффициентами  $n_1, n_2$  вместо  $m_1, m_2$ :

$$n_1 = \frac{G_B \cdot c_P}{\alpha \cdot F_{\infty} \cdot \varepsilon_U}, \quad n_2 = \frac{G_M \cdot C_M \cdot c_P}{\alpha \cdot F_C \cdot \varepsilon_U},$$

где  $C_M = \frac{dU}{d(d_H)} = C_{MT}^d + C_{Md} \frac{dt_M}{d(d_M)}$ .

При начальных и граничных условиях

$$d_M(x, 0) = d_{M0}, \quad d_B(x, 0) = d_{B1},$$

$$d_M(0, \tau) = d_{MH}, \quad d_B(0, \tau) = d_{B1}$$

методом интегрального преобразования Лапласа – Карсона получаем решение соответствующих краевых задач для полей влагосодержаний в виде, аналогичном (20):

$$\begin{aligned} d_M &= d_{M0} - (d_{M0} - d_{B1}) \cdot Z_1(u_M, v_M), \\ d_B &= d_{M0} - (d_{M0} - d_{B1}) \cdot \left\{ \begin{array}{l} e^{-(u_M+v_M)} \cdot I_0(2\sqrt{u_M \cdot v_M}) \\ + Z_1(u_M, v_M) \end{array} \right\}, \end{aligned} \quad (21)$$

$$u_M = \frac{x}{n_1}, \quad v_M = \frac{\tau}{n_2}.$$

Таким образом, численный анализ неравномерных температурных  $t_M(x, \tau)$ ,  $t_B(x, \tau)$  и влажностных  $d_M(x, \tau)$ ,  $d_B(x, \tau)$  полей может быть проведен в рамках единого алгоритма вычисления модифицированной функции Бесселя  $I_0(x)$  и ее интеграла  $Z_1(x)$ .

## РЕЗУЛЬТАТЫ

Численный анализ в рамках приближения 1 проводился при условиях, что влагосодержание зерен пшеницы составляет  $U=0,1$  кг/кг (это минимизирует влияние теплоты дыхания  $C_V$ ), плотность насыпи  $\rho = 810$  кг/м<sup>3</sup>, коэффициент испарительной способности пшеницы  $\varepsilon_U=0,1$ , теплоемкость  $c_P=1800$  Дж/кг·К, коэффициент влаговываждения  $\xi=1,065$ , поверхность насыпи, отнесенная к 1 кг зерна  $F/G=1,2$  м<sup>2</sup>/кг, а поверхность, отнесенная к 1 м<sup>2</sup> поперечного сечения насыпи  $F_q = 1,2 \cdot \rho \cdot h$ , м<sup>2</sup>/м<sup>2</sup>.

Начальная температура зерна составила 30 °С. Параметры воздуха: на входе температура  $t_{B1}=20$  °С, влагосодержание  $d_B=0,006$  кг/кг, массовый поток  $G_B=11,9$  кг/(м<sup>2</sup>·час).

Коэффициент теплоотдачи определялся по соотношению  $Nu=0,133 \cdot Re$  с параметрами воздуха на входе, а скорость отнесена к сво-

бодному сечению, при этом  $\alpha_C = 2,19$  кДж/(м<sup>2</sup>час·К). С учетом приведенных численных значений уравнения (4), (5) принимают вид

$$t_M = 20 + 10 \cdot \exp \left[ -0,0086927 \frac{\eta_t}{h} \tau \right], \quad t_{B2} = t_{B1} + (t_M - 20)\eta_t. \quad (22)$$

Результаты расчетов (табл. 1) демонстрируют весьма медленное протекание процесса охлаждения, возрастание погрешности при использовании предположения о независимости температуры слоя зерна  $t_{B2}$ , °С при его охлаждении от толщины слоя. Приближение независимости температуры насыпи зерна от толщины (высоты) насыпи приемлемо при толщинах, меньших одного сантиметра.

Таблица 1. Расчетные данные о температуре насыпи зерна пшеницы  $t_M$  и температуре охлаждающего воздуха  $t_{B2}$  на выходе из слоя от толщины насыпи  $h$  и времени охлаждения  $\tau$

Время охлаждения $\tau$ , часов	Толщина слоя $h=0,005$ м		Толщина слоя $h=0,01$ м		Толщина слоя $h=0,02$ м		Толщина слоя $h=0,05$ м	
	$t_M$ , °С	$t_{B2}$ , °С	$t_M$ , °С	$t_{B2}$ , °С	$t_M$ , °С	$t_{B2}$ , °С	$t_M$ , °С	$t_{B2}$ , °С
0	30,0	25,91	30,0	28,33	30,0	29,72	30,0	30,00
0,5	25,98	23,53	26,55	25,45	28,10	27,87	29,17	29,17
1,0	23,58	21,11	24,30	23,58	26,55	26,37	28,40	28,40
2,0	21,28	20,76	21,84	21,53	24,30	24,18	27,06	27,06
3,0	20,46	20,27	20,79	20,66	22,82	22,74	25,22	25,22
5,0	20,26	20,04	20,15	20,12	21,21	21,18	24,19	24,19
10,0			20,00	20,00	20,15	20,14	21,76	20,74
15,0					20,02	20,02	20,74	20,03
20,0							20,03	
$\eta_t$	0,59115		0,83288		0,97207		0,99987	

Численный анализ второго приближения для полей влагосодержаний проведен нами при параметрах воздуха  $t_{B1}=20^\circ\text{C}$ ,  $d_{B1}=0,007$  кг/кг,  $H_{B1}=37,89$  кДж/кг·К,  $\xi=1,096$ . Параметры зерновой насыпи:  $t_{M0}=30^\circ\text{C}$ ,  $d_{M0}=0,010735$  кг/кг,  $H_{M0}=57,63$  кДж/кг·К,  $\phi_{M0}=0,4$ . При этих параметрах были получены выражения, аналогичные (6), а соответствующие результаты расчетов представлены в табл. 2. Как видно из табл. 2, во времени влагосодержание довольно интенсивно уменьшается, однако при разных толщинах охлаждаемого слоя зерна и заданном времени охлаждения влагосодержание отличается мало даже при толщинах слоя до пяти сантиметров. В тоже время такие оценки явно относительны —

видно, что скорость потерь (усушка) влаги существенно падает во времени. Следует также отметить, что полученные результаты по полям влагосодержаний в большей мере отвечают экспериментальным данным, чем температурные.

Таблица 2. Расчетные данные о равновесном влагосодержании воздуха  $d_m$  на поверхности зерен в насыпи и величины усушки груза от времени охлаждения  $\tau$

Время охлаждения $\tau$ , час	Толщина слоя $h=0,005$ м, коэф. увлажнения $\eta_d=0,08556$		Толщина слоя $h=0,01$ м, коэф. увлажнения $\eta_d=0,16382$		Толщина слоя $h=0,02$ м, коэф. увлажнения $\eta_d=0,3008$		Толщина слоя $h=0,05$ м, коэф. увлажнения $\eta_d=0,5913$	
	$d_m$ , г/кг	Усушка $Y \cdot 10^3$ , кг влаги/ кг груза·час	$d_m$ , г/кг	Усушка $Y \cdot 10^3$ , кг влаги/ кг груза·час	$d_m$ , г/кг	Усушка $Y \cdot 10^3$ , кг влаги/ кг груза·час	$d_m$ , г/кг	Усушка $Y \cdot 10^3$ , кг влаги/ кг груза·час
0,0	10,735	0,9389	10,735	0,8989	10,735	0,8253	10,735	0,6489
0,5	8,201	0,3020	8,136	0,2734	8,433	0,3166	8,7379	0,3019
1,0	7,4522	0,1136	7,408	0,0982	7,628	0,1388	7,8877	0,15424
2,0	7,0712	0,0178	7,058	0,01396	7,13537	0,02991	7,2623	0,04558
3,0	7,0116	0,002916	7,008564	0,002061	7,03016	0,006664	7,0352	0,00612

Результаты расчетов в рамках третьего приближения представлены в табл. 3 и не противоречат результатам первого приближения при малых высотах насыпи зерна. При этом в расчетах данных табл. 3 принято  $t_{B1}=20^\circ\text{C}$ ,  $t_{M0}=30^\circ\text{C}$ , толщина слоя насыпи  $h_k=11,2$  мм,  $G_B=11,9$  кг/час,  $\alpha_C=2,19$  кДж/(м<sup>2</sup>·час·К),  $\rho=810$  кг/м<sup>3</sup>, продолжительность процесса охлаждения — 7,5 часов ( $v=12$ ). Повышение толщины (высоты) слоя приводит к существенному повышению времени достижения стационарного (однородного) температурного поля зерновой насыпи. Достижение зерном температуры охлаждающего воздуха требует достаточно длительного периода времени, это время приближается по порядку величины ко времени перевозки зерна. Например, при однократном прохождении охлаждающего воздуха через слой высотой 10 м ( $n=1$  обмен/час) в течение часа достижение стационарного состояния составляет 46,6 суток. Однако, уже усиление воздухообмена до  $n=5$  обмен/час приводит до длительности охлаждения около 10 суток. Соответственно, предва-

рительное охлаждение воздуха (модифицированной газовой среды) до температур около 10 °С и его использование для целей охлаждения зерновой насыпи в трюмах судов позволит достичь необходимого неоднородного температурного поля в течение одной-двух суток. С другой стороны, напор — расходные характеристики трюмных вентиляторов на судах [5] могут обеспечить необходимую кратность циркуляции охлаждающего воздуха через насыпь зерна.

Таблица 3. Зависимость параметров зерновой насыпи пшеницы от безразмерного времени  $\nu$  при постоянной безразмерной толщине насыпи  $u=2$

$\nu$	$t_{B2}$	$t_{MH}$	$t_{MK}$	$\Psi$	$\eta_{IH}$	$\eta_{IK}$	$\eta_{IH}^{rp}$	$\eta_{IK}^{rp}$
0	28,65	30,0	30,0	0	0,8647	0,8647	0	0
1	26,06	23,38	28,18	0,7427	1,6479	0,7410	1,2239	0,5503
2	23,97	21,36	26,04	1,1802	2,930	0,6575	3,457	0,7759
3	22,48	20,50	24,16	1,4746	4,989	0,5970	7,356	0,8803
4	21,39	20,18	22,72	1,8197	7,6139	0,5126	13,85	0,9328
5	20,87	20,07	21,70	1,8665	12,99	0,5145	24,25	0,9603
6	20,49	20,02	21,02	2,0274	19,819	0,4813	40,18	0,9757
7	20,26	20,01	20,59	2,1962	29,03	0,4483	63,76	0,9845
8	20,14	20,00	20,33	2,3966	40,69	0,4130	97,52	0,9898
9	20,09	20,00	20,2	2,2665	71,3	0,4385	161,6	0,9939
10	20,02	20,00	20,12	6,6600	39,62	0,1496	263,9	0,9963
12	20,04	20,00	20,06	1,4723	635,93	0,6783	936,3	0,9987

Формирование однородного поля влагосодержаний зерна и воздуха в насыпи в процессе ее охлаждения имеет такой же характер, что и формирование температурных полей – некоторый нестационарный, неоднородный участок поля, возникший в начальные часы процесса охлаждения у кромки насыпи (на входе), продвигается вглубь насыпи (к выходу воздуха). На конечном отрезке времени процесса охлаждения выравнивание полей влагосодержаний происходит значительно медленнее (в 5 - 10 раз), чем температурных полей. Соотношение этих скоростей процессов можно представить приведенными величинами

$$\Theta_{dM} = \frac{d_M - d_{M0}}{d_{M0} - d_{d1}}, \quad \Theta_{tM} = \frac{t_{M0} - t_M}{t_{M0} - t_{B1}},$$

которое имеет вид

$$\frac{\Theta_{dM}}{\Theta_{tM}} = \frac{Z_1(u_M, \nu_M)}{Z_1(u, \nu)}.$$

Характер этой зависимости от координаты и времени достаточно сложный, однако может быть легко рассчитан при различных параметрах процесса. При относительно быстром осуществлении процесса охлаждения зерновой насыпи степень ее осушения  $\Theta_{dM}$  остается незначительной.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представленные выше результаты показывают, что построенная в [2] математическая модель процессов тепловлагообмена в системе «трюм - насыпь зерна - влажный воздух», ее аналитические приближенные решения позволяют рассчитать температурные и влажностные поля, формирующиеся при охлаждении насыпи зерна охлажденным и осушенным воздухом (газовой средой). Получено, что закономерности формирования температурных и влажностных полей, подбора вентиляционного оборудования для осуществления процессов тепловлажностной обработки зерновой насыпи носят сложный характер, требуют при принятии технологических и технических решений проведения сложных расчетов.

Процессы охлаждения и осушения зерна даже по своей длительности, тем более по энергетике существенно зависят от высоты насыпи, начальных тепловых и влажностных характеристик зерновой насыпи, внешних условий, характеристик выбранного судового оборудования для реализации процесса тепловлажностной обработки груза. Большая длительность процессов охлаждения и осушения зерновой насыпи в трюмах судов определяет необходимость интенсификации этих процессов, например, применением низких температур (холода) охлаждающей газовой среды, вплоть до отрицательных. Однако, в этой области возможно существенное влияние различных внешних факторов, что требует дополнительных научно-технических исследований.

При перевозке перевозки зерна на судах необходимо принимать решения о целесообразности тепловлажностной обработки зерна в трюмах в течении рейса, возможностей судового энергетического оборудования (холодильной установки, осушителей, вентиляционного оборудования и т.п.) реализовать такой процесс в течение заданного промежутка времени. Компьютерные программы, реализующие полученные в данной работе соотношения математической модели, позволяют провести многовариантные расчеты для быстрого принятия необходимых решений непосредственно на судах с целью сохранения качества перевозимого зерна и экономии энергоресурсов судна.

Энергетические мощности на осуществление тепловлажностной обработки зерна в трюмах могут быть представлены как сумма трех со-

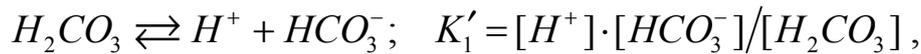
ставляющих : необходимой тепло - или холодопроизводительности на нагрев - охлаждение насыпи, отвод влаги (осушение, изменение энтальпии потока газовой среды) из зерновой насыпи, а также на создание самого потока газовой среды (напор – расходные характеристики) через насыпь с помощью системы вентиляторов. Первые два вклада легко рассчитываются через полученные выше изменения температур и влажностей в зерновой насыпи и газовой среды (воздуха). Третье слабое оценивается известными методами построения напор – расходных кривых для конкретных систем вентиляторы – зерновая насыпь. Использование вторичных энергетических (тепловых) ресурсов на судне весьма эффективно реализуется для обеспечения первых двух составляющих необходимой энергетической мощности.

#### ЛИТЕРАТУРА

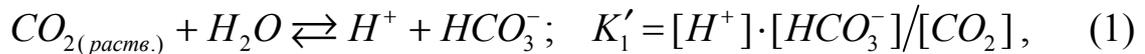
1. Атаназевич В.И. Сушка зерна. / Атаназевич В.И. – М.: Лабиринт, 1997. – 256 с.
2. Загоруйко В.А. Термодинамика и теплофизика влажных материалов. / Загоруйко В.А., Голиков А.А., Слынько А.Г. – Киев: Наукова думка, 1995. – 296 с.
3. Гинзбург А.С. Теплофизические свойства зерна, муки и крупы. / Гинзбург А.С., Громов М.А. – М.: Колос, 1984. – 304 с.
4. Станкевич Г.М. Сушіння зерна: Підручник. / Станкевич Г.М., Страхова Т.В., Атаназевич В.І. – Київ: Либідь, 1997. – 351 с.
5. Загоруйко В.О. Суднова холодильна техніка. / Загоруйко В.О., Голиков О.А. – Київ: Наукова думка, 2002. – 575 с.



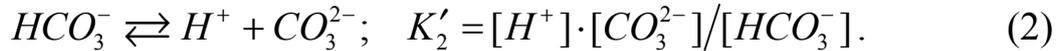
1-ая ступень:



или как принято [1]:



2-ая ступень:



Каждая ступень характеризуется определенной константой равновесия, где квадратными скобками обозначены молярные или грамм - ионные концентрации (г-ион/л). Функции  $K'_1$  и  $K'_2$ , определяемые уравнениями (1) и (2), называют кажущимися, стехиометрическими, или чаще, концентрационными константами диссоциации угольной кислоты.

Термодинамические константы определяются из выражений

$$K_1 = a_H \cdot a_{HCO_3^-} / a_{CO_2} \quad \text{или} \quad K_1 = \frac{f_{H^+} [H^+] \cdot f_{HCO_3^-} [HCO_3^-]}{f_{CO_2} [CO_2]}, \quad (3)$$

$$K_2 = a_H \cdot a_{CO_3^{2-}} / a_{HCO_3^-} \quad \text{или} \quad K_2 = \frac{f_{H^+} [H^+] \cdot f_{CO_3^{2-}} [CO_3^{2-}]}{f_{HCO_3^-} [HCO_3^-]}, \quad (4)$$

где  $a_i = f_i [c_i]$  — активности молекулярных или ионных соединений;  $f_i$  — коэффициенты активности ионов;  $[c_i]$  — молярные концентрации ионов.

В гидрохимии морской воды и океанографии обычно пользуются смешанными константами диссоциации [1-3], где одни компоненты взяты в единицах активности, а другие в единицах концентрации:

$$K''_1 = a_H \cdot [HCO_3^-] / a_{CO_2}; \quad (5)$$

$$K''_2 = a_H \cdot [CO_3^{2-}] / [HCO_3^-]. \quad (6)$$

Поскольку эти смешанные константы состоят из известных величин, которые можно непосредственно измерить, они оказываются более удобными для практического применения.

Поэтому в дальнейшем будем пользоваться этими константами диссоциации, характерными для морской воды и определенными многими исследователями [1, 2, 4].

Точность расчетов компонентов карбонной системы морской воды в первую очередь зависит от принятых значений констант, и, в частности,

от величины второй константы диссоциации угольной кислоты. Обзор работ, посвященных определению констант, приведен в трудах [1 - 10].

В ряде этих работ константы диссоциации угольной кислоты были определены для маломинерализованных природных вод и разбавленных растворов.

Морская же вода является сложным многокомпонентным раствором неорганических и органических веществ. Ее свойства, направление и скорость химических реакций, а также ионная сила существенно отличаются от аналогичных характеристик маломинерализованных вод. В случае использования морской воды, константы диссоциации угольной кислоты были определены [1, 2, 4, 5] лишь при параметрах, характерных для естественных условий, т. е. при параметрах окружающей среды (в частности, температурах морской воды), существенно отличных от рабочих температур судовых теплообменных аппаратов.

Кроме того, имеющиеся в литературе данные по величинам констант диссоциации угольной кислоты в морской воде, определенные различными исследователями [2, 4, 5], сильно разнятся между собой, что создает затруднения при установлении наиболее верного значения констант. До сих пор неясно, каким из них следует отдать предпочтение. Поэтому, уточнение значений величин констант диссоциации угольной кислоты в морской воде при соответствующих параметрах является в настоящее время актуальным.

Целью настоящей работы является получение корректной формулы для достаточно достоверного определения величины второй смешанной константы диссоциации угольной кислоты в морской воде ( $K_2''$ ) и сравнение полученных с помощью этой формулы значений  $K_2''$  с известными табличными данными других исследователей. Это, в итоге, позволит проводить более точные расчеты компонентов карбонатной системы, при параметрах характерных режимам углекислотного предотвращения накипеобразования и биологического обрастания в судовых теплообменных аппаратах, системах и устройствах использующих морскую воду, в качестве технологической жидкости.

В работе [11] приводится формула для расчета величины рНs (рН равновесного насыщения воды карбонатом кальция). Вывод формулы основан на уравнении электрической нейтральности раствора, в котором присутствуют ионы углекислых соединений.

$$\begin{aligned}
 pHs &= -\lg f_{H^+} [H^+] = -\lg a_{H^+(s)} = \\
 &= -\lg K_2 + \lg L_{CaCO_3} - \lg [Ca^{2+}] - \lg [Щ_0] - \lg f_{HCO_3^-} - \lg f_{Ca^{2+}},
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

где  $K_2$  — вторая термодинамическая константа диссоциации угольной кислоты, которая связана со смешанной константой  $K_2''$  зависимостью  $K_2 = K_2'' \cdot f_{CO_3^{2-}} / f_{HCO_3^-}$ ;  $L_{CaCO_3}$  — термодинамическое произведение растворимости карбоната кальция ( $CaCO_3$ ), которое связано с концентрационной константой  $L'_{CaCO_3}$  зависимостью  $L_{CaCO_3} = L'_{CaCO_3} \cdot f_{Ca^{2+}} \cdot f_{CO_3^{2-}}$ ;  $[H^+]$ ,  $[Ca^{2+}]$ ,  $[Щ_о]$  — молярные или грамм-ионные концентрации соответствующих ионов, г-ион/л;  $f_{H^+}$ ,  $f_{Ca^{2+}}$ ,  $f_{HCO_3^-}$  — коэффициенты активности ионов;  $a_{H(s)} = f_{H^+} [H^+]$  — активность ионов водорода при равновесии карбонатной системы.

Применение уравнения (7) неудобно, прежде всего, в том отношении, что определение коэффициентов активности индивидуальных ионов представляет особую сложность, особенно для таких многокомпонентных растворов, каким является морская вода. Для этого, проведем преобразование выражения (7) следующим образом.

Выразим вторую термодинамическую константу диссоциации угольной кислоты ( $K_2$ ) через смешанную константу ( $K_2''$ ), а термодинамическое произведение растворимости карбоната кальция ( $L_{CaCO_3}$ ) через концентрационное ( $L'_{CaCO_3}$ ), используя следующие выражения

$$K_2 = K_2'' \cdot f_{CO_3^{2-}} / f_{HCO_3^-} \quad \text{и} \quad L_{CaCO_3} = L'_{CaCO_3} \cdot f_{Ca^{2+}} \cdot f_{CO_3^{2-}}.$$

Тогда

$$\begin{aligned} pHs = -\lg a_{H(s)} = & -\lg K_2'' - \lg f_{CO_3^{2-}} + \lg f_{HCO_3^-} + \lg L'_{CaCO_3} + \lg f_{Ca^{2+}} + \\ & + \lg f_{CO_3^{2-}} - \lg [Ca^{2+}] - \lg [Щ_о] - \lg f_{HCO_3^-} - \lg f_{Ca^{2+}}. \end{aligned}$$

После соответствующих сокращений получим следующее выражение

$$pHs = -\lg a_{H(s)} = -\lg K_2'' + \lg L'_{CaCO_3} - \lg [Ca^{2+}] - \lg [Щ_о],$$

или

$$pHs = -\lg a_{H(s)} = -\lg \left( \frac{K_2'' \cdot [Щ_о] \cdot [Ca^{2+}]}{L'_{CaCO_3}} \right). \quad (8)$$

Подобная замена констант ( $K_2$ ) и ( $L_{CaCO_3}$ ) через ( $K_2''$ ) и ( $L'_{CaCO_3}$ ) в уравнении (7) оправдано тем, что появляется возможность определения

величины  $pH_s$  без определения коэффициентов активности, что оказывается удобным для практического применения. Затем адаптируем формулу (8) к условиям, характерным для морской воды. Для этого используем соответствующие зависимости, применяемые в гидрохимии при проведении расчетов состояния карбонатной системы морской воды.

Молярная концентрация кальция  $[Ca^{2+}]$ , (г-ион/л) в морской воде удовлетворяет выражению [2, 5]

$$[Ca^{2+}] = (\text{Щ}_0/2 + 0,477 \cdot Cl) \cdot 10^{-3},$$

где  $\text{Щ}_0$  — общая щелочность морской воды, мг-экв/л;  $Cl$  — хлорность морской воды, ‰.

В свою очередь хлорность ( $Cl$ , ‰) морской воды связана с соленостью ( $S$ , ‰) зависимостью [2, 4]

$$Cl = \frac{S}{1,80655},$$

тогда

$$[Ca^{2+}] = \left( \text{Щ}_0/2 + 0,477 \cdot \frac{S}{1,80655} \right) \cdot 10^{-3}.$$

Если продолжить преобразование формулы (8) и выразить щелочность ( $\text{Щ}_0$ ) в мг-экв/л, как это принято в практике водоподготовки, т.е.

$[\text{Щ}_0] = \text{Щ}_0 \left( \frac{\text{мг-ЭКВ}}{\text{л}} \right) \cdot 10^{-3}$ , а концентрационное произведение растворимости карбоната кальция в морской воде в форме кальцита ( $L'_{CaCO_3}$ ) че-

рез выражение, экспериментально установленное Мак-Интайром [5]

$$L'_{CaCO_3} = (0,69 - 0,0063 \cdot t) \cdot \left( \frac{S}{34,3} \right) \cdot 10^{-6},$$

то формула (8) для величины  $pH_s$  морской воды приобретает вид

$$pH_s = -\lg a_{H^+_{(s)}} = -\lg \left[ \frac{K_2'' \cdot \text{Щ}_0 \cdot \left( \frac{\text{Щ}_0}{2} + 0,477 \cdot \frac{S}{1,80655} \right)}{(0,69 - 0,0063 \cdot t) \cdot \left( \frac{S}{34,3} \right)} \right]. \quad (9)$$

Отсюда выражение для активности водородных ионов будет иметь следующий вид

$$a_{H^+_{(s)}} = \left[ \frac{K_2'' \cdot \text{Щ}_0 \cdot \left( \frac{\text{Щ}_0}{2} + 0,477 \cdot \frac{S}{1,80655} \right)}{(0,69 - 0,0063 \cdot t) \cdot \left( \frac{S}{34,3} \right)} \right]. \quad (10)$$

Решая уравнение (10) относительно  $K''_2$ , получим искомую формулу для определения величины второй смешанной константы диссоциации угольной кислоты в морской воде ( $K''_{2(\text{э})}$ ) при атмосферном давлении, с использованием экспериментально установленной величины  $pHs_{(\text{э})}^{\text{кальц.}}$ . [12, 13]

$$K''_{2(\text{э})} = \left[ \frac{a_{H^+(S)}^{\text{э}} \times (0,69 - 0,0063 \times t) \times \left( \frac{S}{34,3} \right)}{Щ_0 \cdot \left( \frac{Щ_0}{2} + 0,477 \times \frac{S}{1,80655} \right)} \right], \quad (11)$$

где  $a_{H^+(S)}^{\text{э}} = 10^{-pHs_{(\text{э})}^{\text{кальц.}}}$  — активность водородных ионов при равновесных условиях карбонатной системы;  $pHs_{(\text{э})}^{\text{кальц.}}$  — величина рН равновесного насыщения морской воды карбонатом кальция модификации кальцит, определяемая по экспериментально полученному автором уравнению регрессии [12, 13];  $t$  — температура морской воды, °С;  $Щ_0$  — общая щелочность морской воды, мг-экв/л;  $S$  — соленость морской воды, ‰.

Величину  $pHs_{(\text{э})}^{\text{кальц.}}$  (величина рН равновесного насыщения морской воды карбонатом кальция модификации кальцит) определяли путем проведения прямого эксперимента на морской воде и растворов на ее основе [12, 13].

Причем, в используемых растворах поддерживалось строго определенное соотношение между содержанием кальция (Ca, мг/л), общей щелочностью ( $Щ_0$ , мг-экв/л) и соленостью ( $S$ , ‰), характерное для морских и океанских вод, в соответствии с зависимостью [2, 5]

$$Ca(\text{мг/л}) = 40,08 \cdot \left( \frac{Щ_0}{2} + 0,477 \cdot \frac{S}{1,80655} \right).$$

На основании теоретических положений и имеющейся информации [2, 3, 12, 13], в качестве определяющих факторов эксперимента были выбраны температура ( $t$ , °С), общая щелочность ( $Щ_0$ , мг-экв/л) и соленость ( $S$ , ‰) морской воды.

Исследования проводились с исследованием многофакторного планирования эксперимента. Исходные значения определяющих факторов, интервалы варьирования, координаты нулевой точки и соответствующие им кодированные значения факторов представлены в табл. 1.

Как видно из табл. 1, диапазон изменения выбранных факторов достаточно полно перекрывает реально существующие пределы рабочих температур большинства судовых теплообменников и систем, а также

величин щелочности и солёности, характерных для морских и океанских вод.

Таблица 1. Исходные данные эксперимента

Факторы	Уровни факторов					Интервалы варьирования
	-1,215	-1	0	+1	+1,215	
$\hat{x}_1 (t, \text{°C})$	12,5	20,0	55,0	90,0	97,5	35
$\hat{x}_2 (Щ_о, \text{мг-экв/л})$	1,02	1,50	3,75	6,00	6,48	2,25
$\hat{x}_3 (S, \text{‰})$	1,62	5,57	23,96	42,35	46,30	18,39

В итоге было реализовано ортогональное центрально – композиционное планирование (ОЦКП) второго порядка и получено следующее уравнение регрессии

$$pHs_{(\ominus)}^{\text{кальц.}} = -\lg a_{H^+(S)}^{\ominus} = 6,79088 - 0,3307 \cdot x_1 - 0,45529 \cdot x_2 - 0,12074 \cdot x_3 + 0,21875 \cdot x_1 \cdot x_2 + 0,01875 \cdot x_1 \cdot x_3 + 0,0087 \cdot x_2 \cdot x_3 + 0,08041 \cdot x_1^2 + 0,06009 \cdot x_2^2. \quad (12)$$

Таким образом, установлено, что величина  $pHs_{(\ominus)}^{\text{кальц.}}$ , как и  $a_{H^+(S)}^{\ominus}$ , функционально зависят от трех определяющих факторов: температуры ( $t$ , °C), щелочности ( $Щ_о$ , мг-экв/л) и солёности ( $S$ , ‰) морской воды.

Проверка корректности полученного уравнения регрессии (12) показала, что с доверительной вероятностью 0,95 модель адекватно описывает зависимость  $pHs_{(\ominus)}^{\text{кальц.}}$  от выбранных факторов, что в дальнейшем неоднократно подтверждалось при проведении исследований на натуральной морской воде.

Факторы  $x_i$  в уравнении регрессии (12) закодированы, и для перехода к натуральным значениям необходимо воспользоваться зависимостью

$$x_i = (\hat{x}_i - \hat{x}_i^0) / \Delta \hat{x}_i,$$

где  $\hat{x}_i$  — текущее значение факторов в натуральной размерности ( $t$ , °C;  $Щ_о$ , мг-экв/л;  $S$ , ‰);

$\hat{x}_i^0$  — значение факторов на нулевом уровне (см. табл. 1);

$\Delta \hat{x}_i$  — интервал варьирования  $i$  – того фактора в эксперименте (см. табл. 1).

Поэтому

$$x_1 = (t - 55)/35; \quad x_2 = (Щ_о - 3,75)/2,25; \quad x_3 = (S - 23,96)/18,39.$$

Используя определенные по уравнению регрессии (12) величины  $pHs_{(\text{Э})}^{\text{кальц.}}$ , в соответствии с выбранными значениями определяющих факторов ( $t$ , °C;  $Щ_0$ , мг-экв/л;  $S$ , ‰), можно вычислить величину активности водородных ионов при равновесных условиях карбонатной системы

$$a_{H^+_{(S)}}^{\text{Э}} = 10^{-pHs_{(\text{Э})}^{\text{кальц.}}}, \text{ т.е. } a_{H^+_{(S)}}^{\text{Э}} = f(t, Щ_0, S), \text{ как и } pHs_{(\text{Э})}^{\text{кальц.}}.$$

Подстановка величины  $a_{H^+_{(S)}}^{\text{Э}}$  в формулу (11) позволит определить соответствующее значение второй смешанной константы диссоциации угольной кислоты в морской воде  $K''_{2(\text{Э})}$ , в зависимости от конкретных условий, определяющих состояние карбонатной системы.

Таким образом, в результате обработки экспериментальных и литературных данных, автором получена зависимость (11) второй смешанной константы диссоциации угольной кислоты в морской воде при атмосферном давлении от трех определяющих ее величину факторов — температуры, солёности и щёлочности морской воды:

$$K''_{2(\text{Э})} = f(t, \text{°C}; S, \text{‰}; Щ_0, \text{мг-экв/л}).$$

Для определения надёжности полученной формулы (11), были вычислены значения второй смешанной константы диссоциации угольной кислоты  $K''_{2(\text{Э})}$  для океанской воды с  $S = 35 \text{ ‰}$  и  $Щ_0 = 2,4 \text{ мг-экв/л}$ , в диапазоне температур  $10 \dots 35 \text{ °C}$ , с предварительным определением величины  $pHs_{(\text{Э})}^{\text{кальц.}}$  по формуле (12) (т. к.  $a_{H^+_{(S)}}^{\text{Э}} = 10^{-pHs_{(\text{Э})}^{\text{кальц.}}}$ ), которые приведены в табл. 2.

Здесь же (табл. 2) представлены справочные данные некоторых исследователей [4] по величинам  $K''_{2(\text{табл.})}$  для солёности  $S = 35 \text{ ‰}$  ( $Щ_0$  в справочных таблицах не обозначена) и для тех же температур. Т. е., согласно литературным данным, константа  $K''_{2(\text{табл.})}$  зависит только от температуры и солёности морской воды, что на наш взгляд не всегда верно.

Сравнение  $K''_{2(\text{Э})}$  с  $K''_{2(\text{табл.})}$  (см. табл. 2) показало, что значения  $K''_{2(\text{Э})}$ , определенные по формуле (11), почти во всех случаях меньше по сравнению с известными значениями  $K''_{2(\text{табл.})}$  других авторов [4].

А именно, в среднем ( $\pm \Delta K''_{2(\text{ср})}$ , ‰) меньше, чем у Буха (Buch, 1951) на 33,07 % (при температуре  $10 \text{ °C}$  – на 38,41 %); чем у Бернера, Вайлда

Таблица 2. Сравнение второй смешанной константы диссоциации угольной кислоты  $K_{2(э)}^*$  в океанской воде

при  $S = 35$  ‰,  $Щ_0 = 2,4$  мг-экв/л, при атмосферном давлении и различных температурах, определенной по формуле (11), с табличными значениями  $K_{2(табл.)}^*$  других авторов при  $S = 35$  ‰ ( $Щ_0$  не приводится) [4].

$t, ^\circ\text{C}$	при $S = 35$ ‰ $Щ_0 = 2,4$ мг-экв/л		$K_{2(табл.)}^* \cdot 10^9$ при $S = 35$ ‰				$\pm \Delta K_2^* = (K_{2(э)}^* - K_{2(табл.)}^*) \cdot 10^9$				$\pm \Delta K_2^*, \%$			
	$pH_{s(э)}$ $K_{2(э)}^* \cdot 10^9$		Mehrb. <sup>1</sup>	Lym. <sup>2</sup>	Bern. <sup>3</sup>	Buch <sup>4</sup>	Mehrb. <sup>1</sup>	Lym. <sup>2</sup>	Bern. <sup>3</sup>	Buch <sup>4</sup>	Mehrb. <sup>1</sup>	Lym. <sup>2</sup>	Bern. <sup>3</sup>	Buch <sup>4</sup>
10	7,722	0,4838	0,472	0,520	0,660	0,786	+0,0118	-0,0362	-0,1762	-0,3017	+2,44	-6,96	-26,7	-38,41
15	7,630	0,5683	0,558	0,600	0,750	0,882	+0,0103	-0,0317	-0,1817	-0,3137	+1,81	-5,28	-24,23	-35,57
20	7,541	0,6606	0,659	0,690	0,860	0,989	+0,0016	-0,0294	-0,1994	-0,3284	+0,24	-4,26	-23,19	-31,21
25	7,455	0,7598	0,768	0,790	1,000	1,104	-0,0082	-0,0302	-0,2402	-0,3442	-1,07	-3,82	-24,02	-31,18
30	7,373	0,8643	0,876	0,980	1,200	1,217	-0,0117	-0,1157	-0,3357	-0,3527	-1,34	-11,81	-27,98	-28,98
35	7,294	0,9719	0,969	1,150	-	-	+0,0029	-0,1781	-	-	+0,30	-15,49	-	-
											$\Delta K_{2(э)}^* = +0,4\%$	$\Delta K_{2(э)}^* = -7,94\%$	$\Delta K_{2(э)}^* = -25,22\%$	$\Delta K_{2(э)}^* = -33,07\%$

<sup>1</sup> — Mehrbach and others, 1973 г.

<sup>2</sup> — Lyman 1956 г.

<sup>3</sup> — Berner, Wilde 1972 г.

<sup>4</sup> — Buch, 1951 г.

(Bernier, Wilde, 1972) – на 25,22%; чем у Лимана (Lyman, 1956) — на 7,94% (при температурах 30 и 35 °С соответственно – на 11,81% и 15,49%) и практически совпадает с величинами констант, определенных Меербахом и др. (Mehrbach and others., 1973) при средней разности  $\Delta K''_{2(cp)} = +0.40\%$ .

Расхождения в величинах констант у разных авторов можно объяснить причинами методического характера [2, 4, 5].

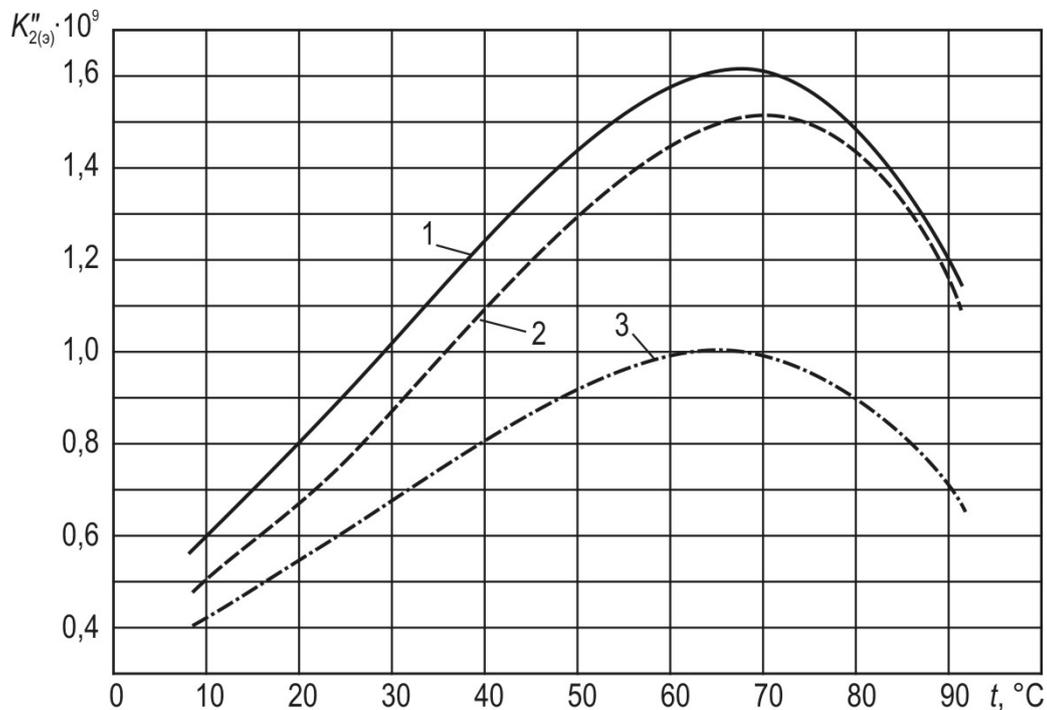
Например, Бух выполнял определение второй смешанной константы диссоциации угольной кислоты  $K''_{2(табл.)}$  методом последовательных измерений щелочности,  $pH$ , парциального давления  $CO_2$  и суммы всех неорганических соединений углерода в искусственных растворах  $NaCl$  с ионной силой морской воды. Бернер с соавторами в своих работах использовали расчетные методы вычисления константы  $K''_{2(табл.)}$  при солености растворов 35 ‰. Лиман выполнил определение константы методом последовательного потенциометрического титрования отдельных проб синтетической морской воды, с использованием стеклянного электрода. Он утверждал, что эта методика дает более точные результаты, по сравнению с методом Буха, который требует выполнения трех отдельных анализов, каждого в отдельной порции пробы. До последнего времени величины констант  $K''_{2(табл.)}$ , полученные Лиманом считались наиболее удовлетворительными.

Таким образом, химический состав искусственных растворов и имитатов морской воды, используемых в экспериментах, а также методика их проведения играют существенную роль в несоответствиях между результатами исследований различных авторов.

Система констант  $K''_{2(табл.)}$ , полученная Меербахом с соавторами и экспериментально определенная методом, близким к методике Лимана, этим недостатком должна не страдать, т. к. в исследованиях использовалась натуральная тихоокеанская вода [2, 4, 5], что, по-видимому, может претендовать на более высокую точность значений измеренных величин второй смешанной константы диссоциации угольной кислоты. Это также подтверждается хорошей сходимостью значений  $K''_{2(э)}$ , определенных по авторской формуле (11) для  $S = 35\%$  и  $Щ_0 = 2,4$  мг-экв/л, со значениями  $K''_{2(табл.)}$  по Меербаху и др. для солености  $S = 35\%$  ( $Щ_0$  — в справочных данных не приводится) и при тех же температурах. Среднее расхождение между значениями константы при этом составляет  $\Delta K''_{2(cp)} = +0,40\%$ .

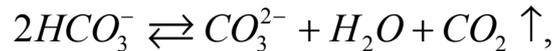
Поэтому в дальнейшем, при сравнении значений  $K''_{2(\text{э})}$  со значениями  $K''_{2(\text{табл.})}$  будем пользоваться справочными данными по Меербаху и др. [4] для соответствующих соленостей и температур.

Для удобства использования значений  $K''_{2(\text{э})}$  при осуществлении практических расчетов состояния карбонатной системы, вначале по формуле (12) были вычислены величины  $pH_{s(\text{э})}^{\text{кальц.}}$ , а затем по формуле (11) значения  $K''_{2(\text{э})}$  для вод Черного ( $S=16\%$ ;  $Щ_0 = 3,3$  мг-экв/л), Средиземного ( $S=39\%$ ;  $Щ_0 = 2,7$  мг-экв/л) морей и океана ( $S=35\%$ ;  $Щ_0 = 2,4$  мг-экв/л), в диапазоне температур от 10 до 90 °С, характерных рабочим температурам большинства судовых теплообменных аппаратов, систем и устройств, контактирующих с морской водой. Расчетные данные сведены в табл. 3 и представлены графически на рисунке.



Зависимость второй смешанной константы диссоциации угольной кислоты  $K''_{2(\text{э})}$  от температуры морской воды при атмосферном давлении: 1 — для Средиземного моря ( $S=39\%$  и  $Щ_0 = 2,7$  мг-экв/л); 2 — для океанской воды ( $S=35\%$  и  $Щ_0 = 2,4$  мг-экв/л); 3 — для воды Черного моря ( $S=16\%$  и  $Щ_0 = 3,3$  мг-экв/л)

Как видно из рисунка, после достижения температуры морской воды 70...75 °С, увеличение  $K''_{2(\text{э})}$  прекращается и происходит уменьшение ее величины. Это объясняется тем [14], что при температурах морской воды до 70...75 °С преобладает процесс гидротермального разрушения иона  $\text{НСО}_3^-$ , который протекает по уравнению



что приводит к увеличению количества ионов  $\text{CO}_3^{2-}$ . При дальнейшем увеличении температуры морской воды (выше 75...75 °С) форма гидро-термального распада иона  $\text{HCO}_3^-$  меняется на следующую:



вследствие чего, уменьшается образование ионов  $\text{CO}_3^{2-}$  и происходит их замена на ионы  $\text{OH}^-$  по мере роста температуры морской воды, что в итоге приводит к уменьшению и величины  $K''_{2(\text{э})}$ .

В табл. 3 представлены также результаты сравнения вычисленных по формуле (11) значений  $K''_{2(\text{э})}$  с табличными данными  $K''_{2(\text{табл.})}$  по Меербаху и др. [4] для солёности  $S=16 \text{ ‰}$ ,  $35 \text{ ‰}$ ,  $39 \text{ ‰}$  и тех же температур. При этом значения  $K''_{2(\text{табл.})}$  для солёности  $S=16 \text{ ‰}$  в диапазоне температур 10...35 °С были получены автором методом графической экстраполяции по данным Меербаха и др. [4].

Таблица 3. Данные по вычислению константы  $K''_{2(\text{э})}$  по формуле (11) и ее сравнение с  $K''_{2(\text{табл.})}$  по Меербаху и др. [4] для вод Черного, Средиземного морей и океана, при различных температурах и атмосферном давлении

$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$pH_{s(\text{э})}^{\text{кальцит}}$	$K''_{2(\text{э})} \cdot 10^9$	$K''_{2(\text{табл.})} \cdot 10^9$	$\pm \Delta K''_2 = (K''_{2(\text{э})} - K''_{2(\text{табл.})}) \cdot 10^9$	$\pm \Delta K''_2, \%$
<b>Вода Черного моря, <math>S=16 \text{ ‰}</math> и <math>Щ_0 = 3,3 \text{ мг-экв/л}</math></b>					
10	7,562	0,4135	0,225	+0,1885	+42,58
15	7,480	0,4749	0,275	+0,1999	+42,09
20	7,400	0,5398	0,345	+0,1948	+36,09
25	7,324	0,6072	0,430	+0,1772	+29,18
30	7,252	0,6753	0,520	+0,1553	+23,00
35	7,182	0,7426	0,600	+0,1420	+19,12
					$K''_{2(\text{ср.})} = +32,51\%$
40	7,116	0,8067	Табл. дан. нет	-	-
45	7,053	0,8653	-	-	-
50	6,994	0,9156	-	-	-
55	6,937	0,9548	-	-	-
60	6,884	0,9798	-	-	-
65	6,835	0,9877	-	-	-
70	6,788	0,9758	-	-	-
75	6,745	0,9414	-	-	-

$t, \text{ } ^\circ\text{C}$	$pH_{s_{(э)}}^{\text{кальцит}}$	$K_{2(э)}'' \cdot 10^9$	$K_{2(\text{табл.})}'' \cdot 10^9$	$\pm \Delta K_2'' = (K_{2(э)}'' - K_{2(\text{табл.})}'') \cdot 10^9$	$\pm \Delta K_2'', \%$
80	6,705	0,8825	-	-	-
85	6,669	0,7975	-	-	-
90	6,635	0,6855	-	-	-
<b>Вода Средиземного моря, <math>S=39 \text{ } \text{‰}</math> и <math>Щ_0 = 2,7 \text{ мг-экв/л}</math></b>					
10	7,584	0,5908	0,516	+0,0748	+12,67
15	7,496	0,6869	0,611	+0,0755	+11,00
20	7,412	0,7893	0,723	+0,0663	+8,40
25	7,331	0,8980	0,846	+0,0520	+5,79
30	7,254	1,0104	0,970	+0,0404	+4,00
35	7,179	1,1238	1,079	+0,0448	+3,99
					$K_{2(\text{ср.})}'' = +7,64\%$
40	7,108	1,2349	Табл. дан. нет	-	-
45	7,040	1,3399	-	-	-
50	6,976	1,4342	-	-	-
55	6,914	1,5128	-	-	-
60	6,856	1,5703	-	-	-
65	6,801	1,6013	-	-	-
70	6,750	1,6002	-	-	-
75	6,702	1,5617	-	-	-
80	6,657	1,4808	-	-	-
85	6,616	1,3537	-	-	-
90	6,577	1,1770	-	-	-
<b>Океанская вода, <math>S=35 \text{ } \text{‰}</math> и <math>Щ_0 = 2,4 \text{ мг-экв/л}</math></b>					
10	7,722	0,4838	0,472	+0,0118	+2,44
15	7,630	,5683	0,558	+0,0103	+1,81
20	7,541	0,6603	0,659	+0,0016	+0,24
25	7,455	0,7598	0,768	-0,0082	-1,07
30	7,373	0,8643	0,876	-0,0117	-1,34
35	7,294	0,9719	0,969	+0,0029	+0,30
					$K_{2(\text{ср.})}'' = +0,40\%$
40	7,218	1,0798	Табл. дан. нет	-	-
45	7,145	1,1844	-	-	-
50	7,076	1,2817	-	-	-
55	7,010	1,3673	-	-	-
60	6,947	1,4344	-	-	-
65	6,888	1,4788	-	-	-
70	6,832	1,4940	-	-	-
75	6,779	1,4740	-	-	-
80	6,729	1,4131	-	-	-
85	6,683	1,3060	-	-	-
90	6,640	1,1480	-	-	-

Проведенное сравнение показало, что вычисленные по формуле (11) значения  $K_{2(\text{э})}''$  для океанской воды ( $S=35\text{ ‰}$ ;  $Щ_о = 2,4$  мг-экв/л), в диапазоне температур  $10...35\text{ °C}$  почти совпадают с  $K_{2(\text{табл.})}''$  по Меербаху и др. для  $S=35\text{ ‰}$ . Средняя разница, как уже было указано выше, составляет  $K_{2(\text{сп.})}'' = +0,40\%$ . Для воды Средиземного моря ( $S=39\text{ ‰}$ ;  $Щ_о = 2,7$  мг-экв/л) значения  $K_{2(\text{э})}''$  в среднем больше значений  $K_{2(\text{табл.})}''$  для солености  $S=39\text{ ‰}$  и тех же температур на  $7,64\%$  (для температур  $10$  и  $15\text{ °C}$  соответственно больше на  $12,67\%$  и  $11,0\%$ ). А для воды Чёрного моря ( $S=16\text{ ‰}$  и  $Щ_о = 3,3$  мг-экв/л) значения  $K_{2(\text{э})}''$  в среднем больше  $K_{2(\text{табл.})}''$  для  $S=16\text{ ‰}$  и для того же диапазона температур уже на  $32,51\%$  (для температур  $10$  и  $15\text{ °C}$  больше на  $45,58$  и  $42,09\%$ ). Такое заметное расхождение в величинах второй смешанной константы диссоциации угольной кислоты  $K_{2(\text{э})}''$  в водах Средиземного и особенно Черного морей, по сравнению с табличными значениями  $K_{2(\text{табл.})}''$  при тех же соленостях и температурах, можно, на наш взгляд, предположительно объяснить следующим образом.

Все имеющиеся литературные данные [1, 2, 4, 5] по величинам  $K_{2(\text{табл.})}''$  указывают, как уже отмечалось выше, на зависимость значений  $K_{2(\text{табл.})}''$  только от температуры ( $t, \text{ °C}$ ) и солености ( $S, \text{ ‰}$ ), без указания влияния на ее величину и щелочности ( $Щ_о, \text{ мг-экв/л}$ ) морской воды.

Меербах и др., используя в своих исследованиях натуральную тихоокеанскую воду ( $S_{\text{исх}}=34,85\text{ ‰}$ ;  $Щ_{о(\text{исх})} = 2,471$  мг-экв/л), получили достаточно достоверные данные, при  $S_{\text{исх}}=35\text{ ‰}$ , в зависимости от температуры морской воды. Затем, по всей видимости, в дальнейших экспериментах, для получения воды с меньшей соленостью (в отличие от  $S_{\text{исх}}=34,85\text{ ‰}$ ), исходная тихоокеанская вода разбавлялась дистиллятом, с уменьшением при этом, как солености, так и щелочности используемой воды. При проведении же экспериментов на растворах с большей, чем у тихоокеанской воды соленостью, к ней для увеличения концентрации исследуемых растворов, добавляли, например, NaCl, с сохранением при этом исходной величины щелочности тихоокеанской воды ( $Щ_{о(\text{исх})} = 2,471$  мг-экв/л).

Т. е. реальная величина щелочности, которая должна была быть при соответствующей солености морской воды Меербахом и др., по нашему мнению, не учитывалась.

Для проверки этого предположения, по формуле (12) были рассчитаны величины  $pHs_{(Э)}^{кальций}$ , а затем по формуле (11) величины  $K_{2(Э)}''$ , в диапазоне температур 10...35 °С, при следующих условиях:

- Для исходной тихоокеанской воды при  $S_{исх}=34,85\%$  и  $Щ_{o(исх)} = 2,471$  мг-экв/л;
- При разбавлении тихоокеанской воды дистиллятом до соленостей:
  - $S=29\%$ , при этом щелочность уменьшается до  $Щ_o=2,09$  мг-экв/л;
  - $S=19\%$ ,  $Щ_o = 1,438$  мг-экв/л;
  - $S=16\%$ ,  $Щ_o = 1,243$  мг-экв/л;
- При увеличении концентрации исходной воды до солености  $S=39\%$ , с сохранением исходной величины щелочности  $Щ_{o(исх)} = 2,471$  мг-экв/л (например путем добавления NaCl).

При этом следует отметить, что в случае предполагаемого разбавления исходной тихоокеанской воды дистиллятом до необходимой солености (с уменьшением при этом исходной щелочности), в расчетах учитывалась и щелочность дистиллята ( $Щ_{o(дист)} \approx 0,2$  мг-экв/л).

Эти расчетные данные приведены в табл. 4. Здесь же представлены результаты сравнения вычисленных по формуле (11) значений  $K_{2(Э)}''$ , для соответствующих  $S$  (‰),  $Щ_o$  (мг-экв/л), и  $t$  (°С), со справочными данными значений  $K_{2(табл.)}''$ , по Меербаху и др. [4] для тех значений соленостей  $S$  (‰) и температур  $t$  (°С).

Как видно из таблицы 4, вычисленные значения  $K_{2(Э)}''$  отличаются в среднем от табличных значений  $K_{2(табл.)}''$  по Меербаху и др., следующим образом:

- для  $S=16\%$  и  $Щ_o = 1,243$  мг-экв/л (разбавление тихоокеанской воды, с уменьшением ее солености и щелочности) больше на 1,19%;
- для  $S=19\%$  и  $Щ_o = 1,438$  мг-экв/л (разбавление тихоокеанской воды, с уменьшением ее солености и щелочности) меньше на 3,26%;
- для  $S=29\%$  и  $Щ_o = 2,09$  мг-экв/л (разбавление тихоокеанской воды, с уменьшением ее солености и щелочности) меньше на 4,44%;
- для  $S=35\%$  и  $Щ_o = 2,471$  мг-экв/л (исходная тихоокеанская вода) больше на 2,36%;
- для  $S=39\%$  и  $Щ_o = 2,471$  мг-экв/л (увеличение солености исходной воды с сохранением ее исходной щелочности) больше на 1,11%.

Таблица 4. Данные по вычислению константы  $K''_{2(\text{Э})}$  по формуле (11) в тихоокеанской воде ( $S=35\%$ ,  $Щ_0 = 2,471$  мг-экв/л) и растворах на ее основе, а также результаты сравнения  $K''_{2(\text{Э})}$  с  $K''_{2(\text{табл.})}$  для соответствующих соленостей по Меербаху и др. [4], при различных температурах и атмосферном давлении

$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$pH_{S(\text{Э})}^{\text{кальцит}}$	$K''_{2(\text{Э})} \cdot 10^9$	$K''_{2(\text{табл.})} \cdot 10^9$	$\pm \Delta K''_2 = (K''_{2(\text{Э})} - K''_{2(\text{табл.})}) \cdot 10^9$	$\pm \Delta K''_2, \%$
$S=16 \%$ и $Щ_0 = 1,243$ мг-экв/л (разбавление океанской воды)					
10	8,311	0,2372	0,225	+0,0122	+5,13
15	8,200	0,2909	0,275	+0,0159	+5,47
20	8,092	0,3532	0,345	+0,0082	+2,32
25	7,988	0,4242	0,430	-0,0058	-1,34
30	7,886	0,5040	0,520	-0,0160	-3,08
35	7,788	0,5918	0,600	-0,0082	-1,36
					$\Delta K''_{2(\text{ср.})} = +1,19\%$
$S=19 \%$ и $Щ_0 = 1,438$ мг-экв/л (разбавление океанской воды)					
10	8,211	0,2592	0,255	+0,0042	+1,62
15	8,103	0,3157	0,319	-0,0033	-1,05
20	7,998	0,3804	0,396	-0,0156	-3,93
25	7,897	0,4537	0,482	-0,0283	-5,88
30	7,799	0,5350	0,571	-0,0360	-6,30
35	7,704	0,6238	0,650	-0,0262	-4,03
					$\Delta K''_{2(\text{ср.})} = -3,26\%$
$S=29 \%$ и $Щ_0 = 2,090$ мг-экв/л (разбавление океанской воды)					
10	7,884	0,3810	0,398	-0,0170	-4,26
15	7,786	0,4530	0,474	-0,0210	-4,44
20	7,692	0,5329	0,562	-0,0291	-5,18
25	7,601	0,6203	0,658	-0,0377	-5,74
30	7,513	0,7140	0,751	-0,0370	-4,93
35	7,429	0,8125	0,830	-0,0175	-2,11
					$\Delta K''_{2(\text{ср.})} = -4,44\%$
$S=35 \%$ и $Щ_0 = 2,471$ мг-экв/л (исходная вода Тихого океана)					
10	7,697	0,4964	0,472	+0,0244	+4,91
15	7,606	0,5817	0,558	+0,0237	+4,08
20	7,518	0,6747	0,659	+0,0157	+2,33
25	7,433	0,7743	0,768	+0,0063	+0,81
30	7,352	0,8788	0,876	+0,0028	+0,31
35	7,273	0,9859	0,969	+0,0169	+1,72
					$\Delta K''_{2(\text{ср.})} = +2,36\%$

$t, \text{ } ^\circ\text{C}$	$pH_{S(Э)}^{\text{кальцит}}$	$K''_{2(Э)} \cdot 10^9$	$K''_{2(\text{табл.})} \cdot 10^9$	$\pm \Delta K''_2 = (K''_{2(Э)} - K''_{2(\text{табл.})}) \cdot 10^9$	$\pm \Delta K''_2, \%$
$S=39 \text{ } \text{‰}$ и $Щ_0 = 2,471 \text{ мг-экв/л}$ (увеличение $S$ при $Щ_0 = Щ_0(\text{исх.})$ )					
10	7,665	0,5416	0,516	+0,0256	+4,73
15	7,574	0,6339	0,611	+0,0229	+3,61
20	7,486	0,7343	0,723	+0,0113	+1,53
25	7,402	0,8415	0,846	-0,0045	-0,54
30	7,321	0,9537	0,970	-0,0163	-1,68
35	7,244	1,0686	1,079	-0,0104	-0,97
					$\Delta K''_{2(\text{ср.})} = +1,11\%$ ,
					$\Delta K''_{2(\text{ср.общ.})} = -0,61\%$ ,

Общее среднее расхождение величин  $K''_{2(Э)}$  от  $K''_{2(\text{табл.})}$ , для всех приведенных в табл. 4 значений соленостей  $S$  (‰), температур  $t$  (°C) и щелочностей  $Щ_0$  (мг-экв/л) составляет

$$\Delta K''_{2(\text{ср.общ.})} = -0,61\%,$$

что говорит о хорошей сходимости сравниваемых значений  $K''_{2(Э)}$ , определённых автором, и  $K''_{2(\text{табл.})}$ .

Таким образом, было подтверждено выдвинутое выше предположение о влиянии на величину второй смешанной константы диссоциации угольной кислот, кроме солености и температуры, также и величины щелочности морской воды.

Из этого следует, что полученная формула (11) корректна и позволяет достаточно точно вычислять величину  $K''_{2(Э)}$ , в зависимости от значений температур  $t$  (°C), соленостей  $S$  (‰), и щелочностей  $Щ_0$  (мг-экв/л) морской воды

$$K''_{2(Э)} = f(t, S, Щ_0).$$

В свою очередь величина  $K''_{2(Э)}$  необходима для проведения расчетов компонентов карбонатной системы в практических целях, а именно при осуществлении режимов углекислотного предотвращения накипеобразования и биологического обрастания в судовых теплообменных аппаратах, устройствах и системах, контактирующих с морской водой.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ:

1. Хорн Р. Морская химия. / Хорн Р. – М.: Мир, 1972. – 400 с.
2. Химия океана (из серии океанология). – М.: Наука, 1979. – Т. 1.: Химия вод океана. – 517 с.

3. Абрамов В.А. Факторы, определяющие карбонатное равновесие природных вод, используемых в СЭУ / Абрамов В.А., Логишев И.В. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – № 19. – Одесса: ОНМА. – С. 67-74.
4. Попов Н.И. Морская вода: Справочное руководство. / Попов Н.И., Федоров К.Н., Орлов В.М. – М.: Наука, 1979. – 328 с.
5. Методы гидрохимических исследований океана. – М.: Наука, 1978. – 271 с.
6. Матвеева Н.П. Изученность карбонатно-кальциевого равновесия в природных водах (обзор). / Матвеева Н.П. – Обнинск: Информ. центр, 1972. – 38 с.
7. Еременко В.Я. К вопросу о величинах констант ионизации угольной кислоты / Еременко В.Я. // Гидрохимические материалы. – 1957. – № 27. – С. 122-134.
8. Еременко В.Я. К вопросу о величинах констант ионизации угольной кислоты; вторая константа ионизации / Еременко В.Я. // Гидрохимические материалы. – 1959. – № 28. – С. 243-245.
9. Заводнов С.С. Карбонатное и сульфидное равновесие в минеральных водах. / Заводнов С.С. – Л.: Гидрометеиздат, 1965. – 120 с.
10. Малинин С.Д. Физическая химия гидротермальных систем с углекислотой. / Малинин С.Д. – М.: Наука, 1979. – 112 с.
11. Клячко В. А. Подготовка воды для промышленного и городского водоснабжения. / Клячко В.А., Апельцин И.Э. – М.: Гостройиздат, 1962. – 819 с.
12. 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.
13. Абрамов В.А. К вопросу о величине  $pH$  равновесного насыщения морской воды карбонатом кальция ( $pH_s$ ) / Абрамов В.А. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2000. – № 5. – Одесса: ОГМА. – С. 5-10.
14. Боев Ю.И. Накипеобразование в теплообменных аппаратах, работающих на природных минерализованных водах / Боев Ю.И. // Химия и технология воды. – 1981. – Т. 3, № 2. – Киев: АН УССР. – С. 156-161.

УДК 621.431.74-571-581

Половинка Э.М., Колегаев М.А., Турчанинов О.В.  
ОНМА

## ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЗАПИРАНИЯ ФОРСУНКИ СУДОВОГО СРЕДНЕБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

Современный этап развития топливоподачи характеризуется интенсивным внедрением в дизелях различной размерности аккумуляторных систем впрыскивания (АСВ) с электронным управлением. В этих системах, как правило, используются гидрозарпорные форсунки (ГЗФ). При их разработке решаются комплексно задачи высокой экономичности, минимальной эмиссии вредных веществ и высокой надёжности.

Как показано в [1-5], характеристика впрыскивания в АСВ может даже на режимах близких к номинальному иметь различную конфигурацию, в том числе, и многофазную форму. Пример такой реализации приведены на рис. 1. Кривая ПИ представляет подъём иглы форсунки, т.е. характеристику впрыскивания. Процесс впрыскивания разделён на три периода: предварительный, основной и подвпрыскивания.

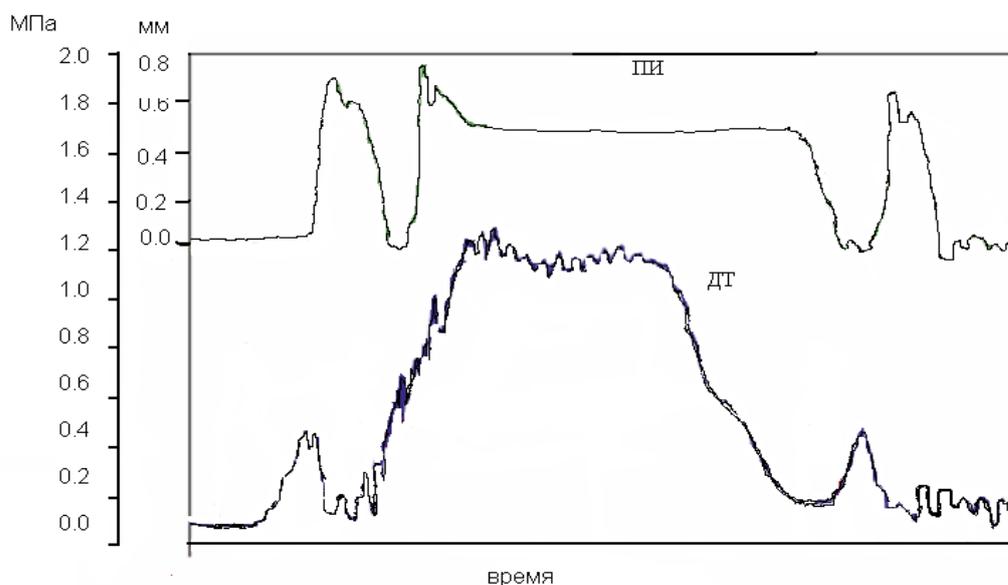


Рис. 1. Осциллограммы топливоподачи аккумуляторной системой

График ДТ описывает изменение давления топлива. При этом в элементах системы возникают интенсивные волновые процессы, как показано на рис. 2, где обозначены: ПИ — перемещение иглы форсунки; ДТ, ДТ1 — давление топлива в различных узлах системы.

В связи с этим актуальными являются исследования процессов в системах записания ГЗФ, оказывающих существенное влияние на топливоподачу.

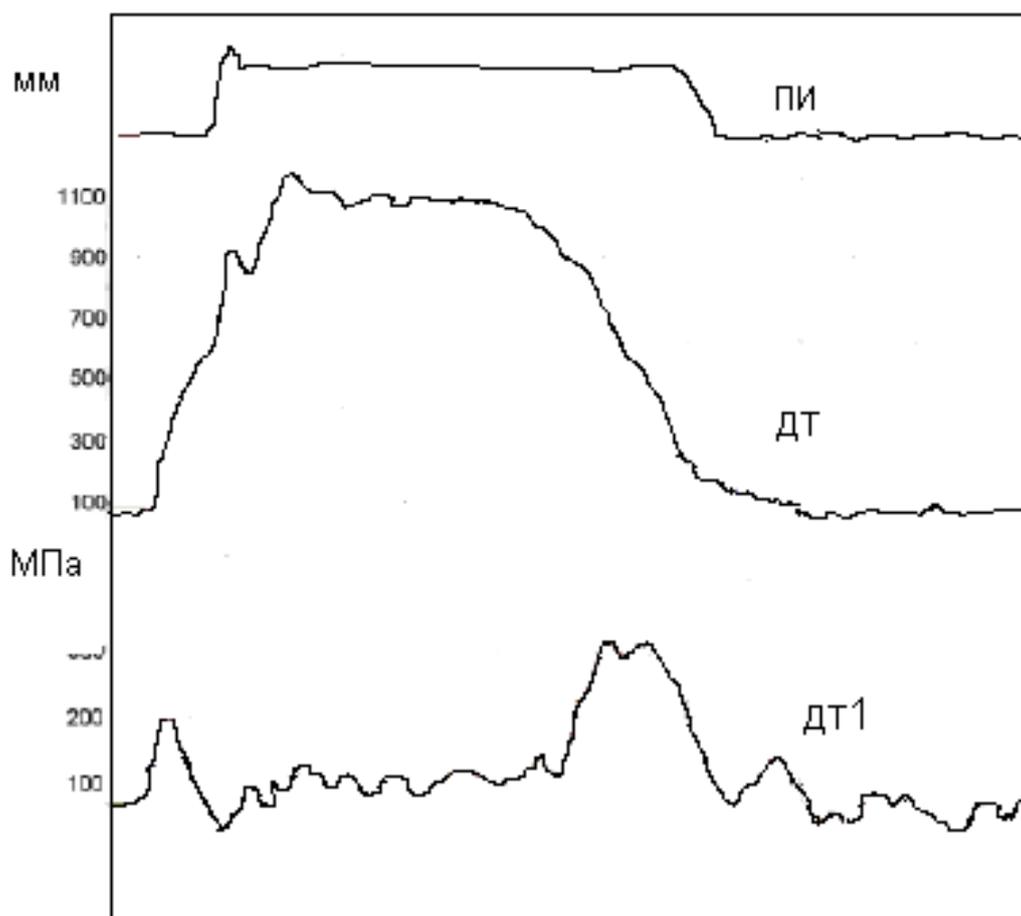


Рис. 2. Волновые процессы в элементах аккумуляторной системы

Моделирование гидродинамических процессов в системе запирания форсунки выполнено с помощью разработанного авторами пакета программ, включающих в себя собственно расчётный модуль и ряд вспомогательных блоков, ответственных за подготовку данных и организацию вывода результатов.

Основными расчётными параметрами являются давление и скорость движения рабочей жидкости в различных элементах системы запирания. Все расчёты (кроме программы graph6.exe) можно выполнять как в среде DOS, так и Windows.

Базовая программа пакета gz\_clt3t.exe. Исходные данные для нее содержатся в файлах: injec.dat — основные конструктивные и режимные параметры и zndl.res — перемещение иглы форсунки в зависимости от угла поворота распредвала (ПРВ). Результаты расчёта записываются в файл gzf.res.

Полученные расчётные данные, представленные в указанном выше файле в табличной форме, могут быть использованы для различных целей в исходном или преобразованном состоянии.

Для графического вывода служит программа graphN.exe (N — номер версии). В данной работе использована версия graph6.exe. Программа

работает в среде Windows. Следует отметить, что эта программа имеет значительные преимущества перед имеющимися коммерческими пакетами вывода графической информации. В частности, в одном графическом поле можно представлять несколько зависимостей, к тому же, при необходимости и в совмещённом виде для одноимённых величин.

Результаты расчёта из файла `gzf.res` можно преобразовать с помощью программ `ch_g3w.exe` и `min_mx3w.exe`. Первая служит для масштабирования данных при анализе и графическом представлении. Вторая (`min_mx3w.exe`) — для выделения минимальных и максимальных значений расчётных величин с привязкой их к углу поворота распредвала.

Для работы с программой `min_mx3w.exe` необходимо преобразовать вручную файл ИД `GZF.RES` в `RES_W` путём удаления ряда информационных строк. При этом сохраняется исходная последовательность массивов для обработки. В пакете программ использованы следующие массивы параметров, характеризующих гидродинамические процессы в системе запираания ГЗФ. Обозначения величин и массивов соответствуют идентификаторам программы, ставленной на языке ФОРТРАН.

- `FIZW(ISUT)` — угол поворота распредвала (аргумент), градусов ПРВ;
- `UEX(ISUT)` — скорость топлива на выходе из полости запираания, м/с;
- `UEN(ISUT)` — скорость топлива на входе в аккумулирующий объём, м/с;
- `PEX(ISUT)` — давление в полости запираания, Па;
- `PEN(ISUT)` — давление топлива в аккумуляторе объёме, Па;
- `DPEX(ISUT)` — отклонение давления в полости запираания, Па;
- `DPEN(ISUT)` — отклонение давления в аккумулирующем объёме, Па.
- С учётом сказанного имитационное моделирование и представление результатов велось в следующей последовательности:
  - расчёт по программе `gz_clt3t.exe` (исходные данные в файлах: `injec.dat`, `zndl.res`; результаты — `gzf.res`);
  - масштабирование данных с помощью программы `ch_g3w.exe` (исходные данные в файле `gzf.res`, результаты в `gzf.rch`). В частности, целесообразно преобразовать Па в МПа, м в мм;
  - построение расчётных осциллограмм (графический вывод результатов) с помощью программы `graph6.exe` (данные в файле `gzf.res` — в исходном состоянии или `gzf.rch` преобразованные (масштабированные));
  - выделение минимальных и максимальных значений параметров с привязкой к углу поворота распредвала с помощью программы

min\_mx3w.exe (исходные данные в файле RES\_W, полученном редактированием файла gzf.res, результат — anal.res).

Имитационное моделирование выполнено применительно к условиям эксперимента, результаты которого использованы в качестве граничных условий при расчёте системы запираания. Объектом расчётного исследования была система впрыскивания топлива среднеоборотного дизеля со следующими основными характеристиками: топливный насос высокого давления золотникового типа с регулированием по концу подачи с плунжером диаметром 16 мм и равным ему ходом. Максимальная скорость плунжера 1,2 м/с. Форсунка закрытого типа с распылителем, имевшим девять отверстий диаметром 0,35 мм и одно 0,2 мм. Система запираания форсунки включала в себя два объёма (полость запираания форсунки объём штуцера ТНВД запираания), соединённых трубопроводом. Давление в системе запираания при испытаниях создавалось ручным ТНВД.

Общее содержание имитационного моделирования представлено данными табл. 1, в которой приведен перечень переменных, использованных в расчётах, и диапазоны их варьирования. Для символического обозначения переменных в таблице приведены идентификаторы, принятые в программах. Эти величины служат исходными данными для расчётов. Граничными условиями являются перемещения иглы форсунки, полученные в результате эксперимента.

Таблица 1. План имитационного моделирования

Номер параметра	Изменяемые параметры	Значение изменяемого параметра				
		2	10	20	30	40
1	Давление запираания (PGZ), МПа	2	10	20	30	40
2	Длина трубопровода (TL), м	0,2	1	2	3	4
3	Объем полости (VC), м <sup>3</sup>	$5 \cdot 10^{-5}$	$16 \cdot 10^{-4}$	$27 \cdot 10^{-4}$	$39 \cdot 10^{-4}$	$50 \cdot 10^{-4}$
4	Характеристики запирающей жидкости					
	RO20, кг/м <sup>3</sup>	750	850	950	1100	1200
5	DMAT, Па·с	$3 \cdot 10^{-3}$	0,1	0,2	0,3	0,4
	Радиус трубопровода, м					
5	внутренний (RMT), м	$1 \cdot 10^{-3}$	$3 \cdot 10^{-3}$	$5 \cdot 10^{-3}$	6,5	$8 \cdot 10^{-3}$
	наружный (RT), м	$4 \cdot 10^{-3}$	$7 \cdot 10^{-3}$	$1 \cdot 10^{-2}$	$14 \cdot 10^{-3}$	$17 \cdot 10^{-3}$

По результатам расчётов построены графические зависимости двух типов: в форме совмещённых осциллограмм для крайних значений переменных в серии и в виде обобщённых зависимостей основных параметров от переменной величины. На рис. 3 приведена первая такая осциллограмма, на которой представлены гидродинамические процессы в

системе запирания при двух значениях давления запирания  $p_{ГЗ} = 2$  и 40 МПа. Включены следующие параметры: перемещение иглы форсунки ZNW, скорость движения рабочей жидкости на выходе из полости запирания UEX и на входе в аккумулирующий объём UEN, отклонение давления в тех же объёмах DPЕХ и DPEN. Как отмечено выше, граничным условием для разработанной модели системы запирания является перемещение иглы, принятое по данным эксперимента.

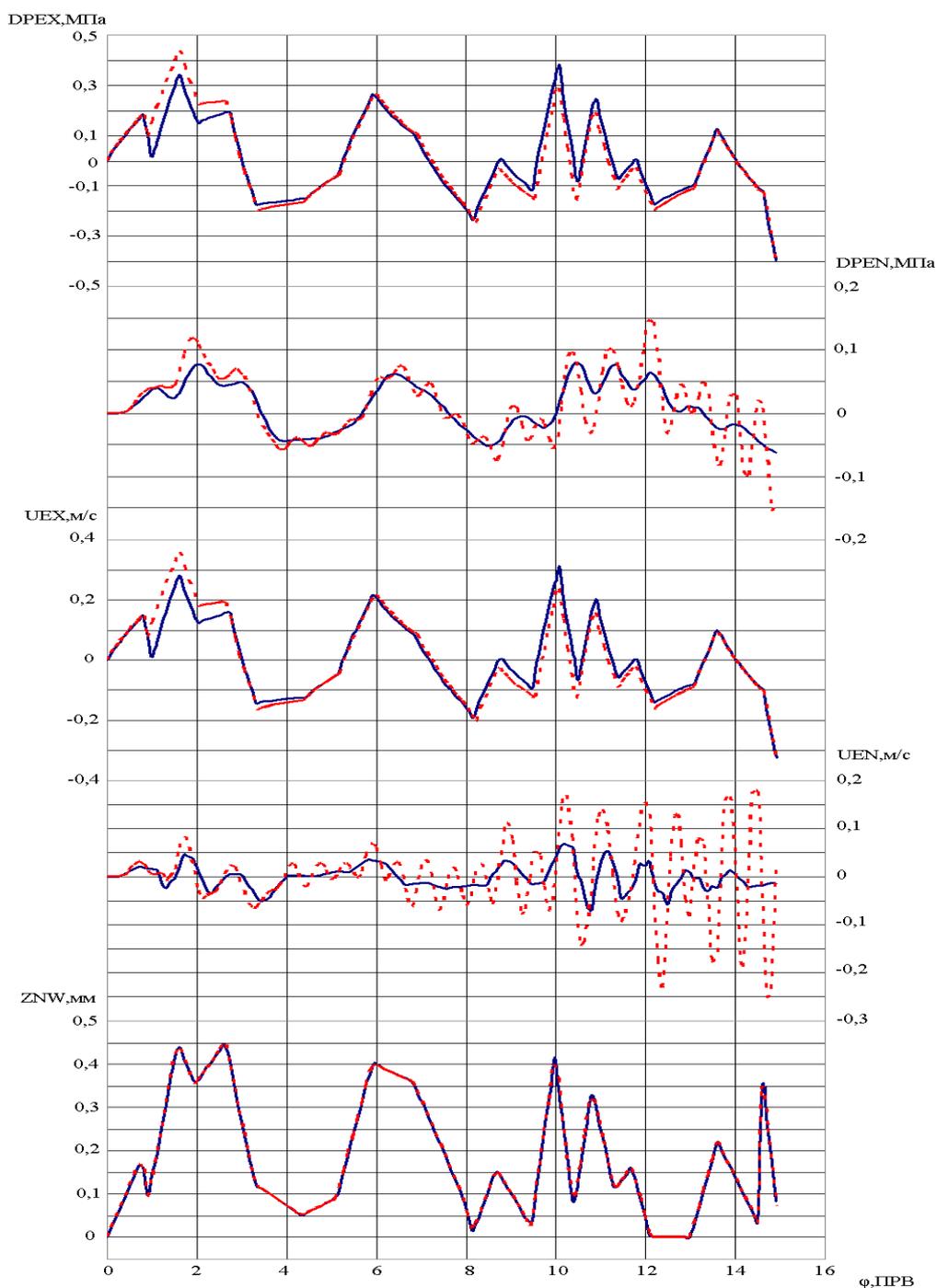


Рис. 3. Совмещенная осциллограмма для системы запирания при изменении давления запирания: — 2МПа; ····· 40МПа

Анализируя содержание рис. 3, можно отметить, что качественно представленные зависимости полностью соответствует феноменологии явлений, происходящих в системе. Действительно, в результате перемещения иглы возникают волны давления и скорости, которые перемещаются по трубопроводу, отражаются от закрытого аккумулирующего объёма и возвращаются в полость запирающей форсунки. Поскольку для данного режима движение иглы имеет колебательный характер, то волновой процесс формируется как вынужденный.

Выдержано и другое соотношение: чем выше скорость перемещения иглы, тем больше амплитудные значения колебаний.

Численными характеристиками указанных параметров являются следующие данные.

Максимальные значения при давлении запирающей форсунки  $p_{гз} = 2$  МПа составляют: отклонение давления DPЕХ 0,3823 МПа; DPЕN 0,08 МПа; скорость UEХ 0,3139 м/с и UEN 0,07 м/с. При  $p_{гз} = 40$  МПа: DPЕХ 0,4387 МПа; DPЕN 0,1465 МПа; скорость UEХ 0,3602 м/с и UEN 0,177 м/с. Что касается фазовых соотношений различных параметров, то оно соответствует времени распространения возмущений в системе. Так, смещение амплитудных значений DPЕХ и DPЕN составляет  $0,41^\circ$  ПРВ (поворота распределительного вала), что хорошо согласуется со скоростью звука в топливе, использованном в качестве рабочей жидкости.

Как и следовало ожидать, повышение базового уровня давлений в системе запирающей форсунки привело к росту амплитуды волн и скорости запирающей жидкости, что связано с уменьшением сжимаемости при больших давлениях. Действительно, рост  $p_{гз}$  с 2 до 40 МПа вызвал увеличение DPЕХ в 1,14 раза, а DPЕN уже в 1,83 раза. Соотношение скоростей следующее: повышение UEХ также составило 1,14, а UEN 2,53.

В качестве второго примера изменения параметров процессов в системе запирающей форсунки рассмотрим результаты моделирования при изменении характеристик рабочей жидкости. На осциллограммах рис. 4, 5 представлены совмещённые процессы для крайних значений вязкости  $DMAT = 3 \cdot 10^{-3}$  и 0,4 Па·с, что для принятых при этом значений плотности составляет 4 и 330 мм<sup>2</sup>/с (сСт).

Совмещённые осциллограммы при первом же просмотре показывают однозначно большое влияние вязкости на параметры при входе в аккумулирующий объём. Наблюдается интенсивное затухание волнового процесса в трубопроводе системы. На выходе из полости запирающей форсунки колебания давления и скорость не слишком отличаются в обоих вариантах: DPЕХ 0,3312 МПа при вязкости  $3 \cdot 10^{-3}$  Па·с и 0,4539 МПа для максимальной вязкости. На входе же в аккумулирующий объём ситуация качественно иная: DPЕN соответственно будет 0,0825 МПа и 0.

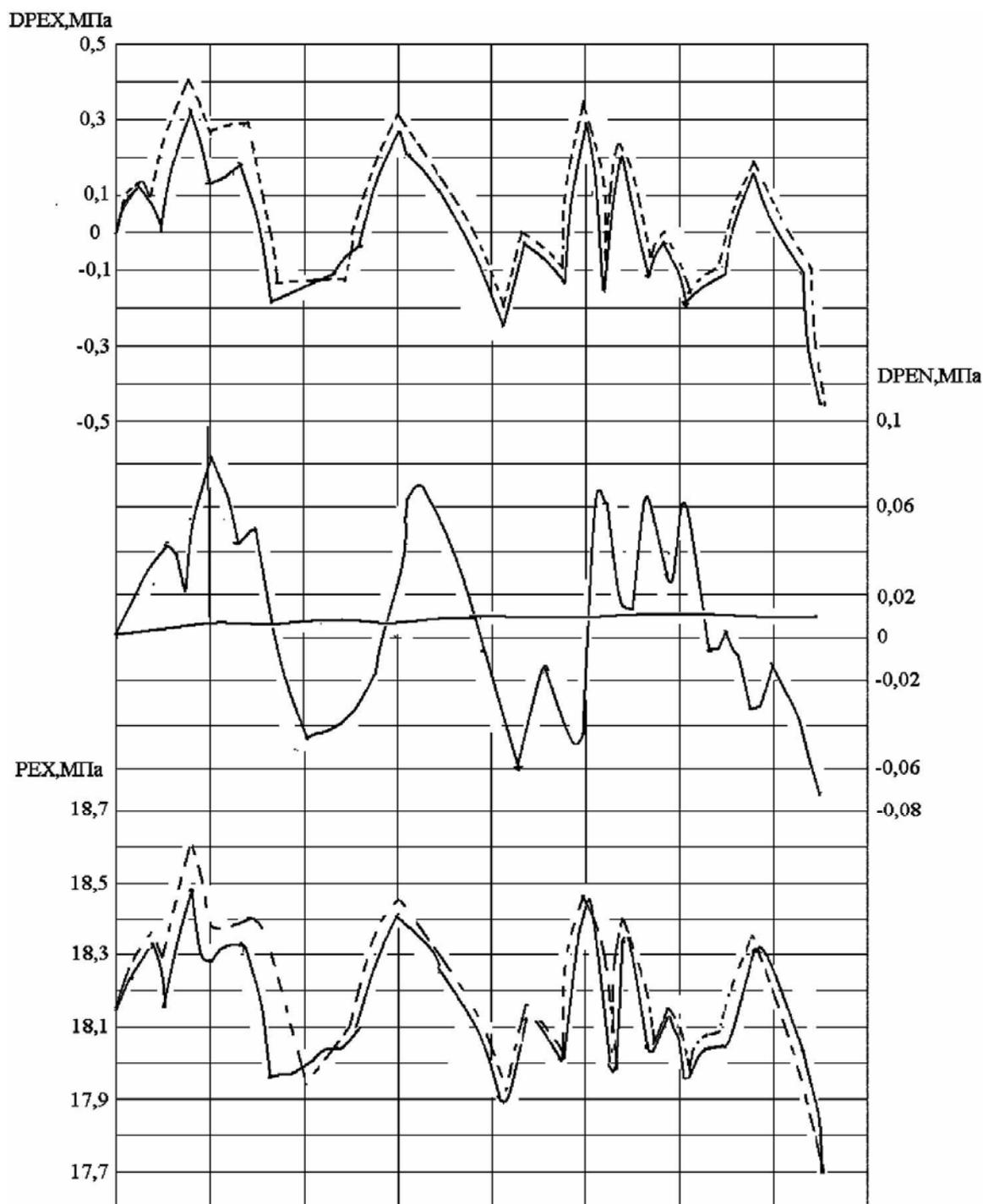


Рис. 4. Совмещенные осциллограммы для системы запирания при изменении характеристик запирающей жидкости: —  $3 \cdot 10^{-3}$  и  $\cdots \cdots \cdots 0,4 \text{ Па}\cdot\text{с}$

Аналогичная картина наблюдается и в отношении скоростей топлива.  $UEX = 0,3046 \text{ м/с}$  и  $0,2608 \text{ м/с}$  для крайних значений вязкости, а на входе в аккумулирующий объем  $UEN = 0,0795$  и  $0$ . В последнем случае имеет место полное гашение скорости движения запирающей жидкости в трубопроводе системы.

На рис. 6 показано изменение параметров системы запирания при различных характеристиках рабочей жидкости. Прослеживается уже

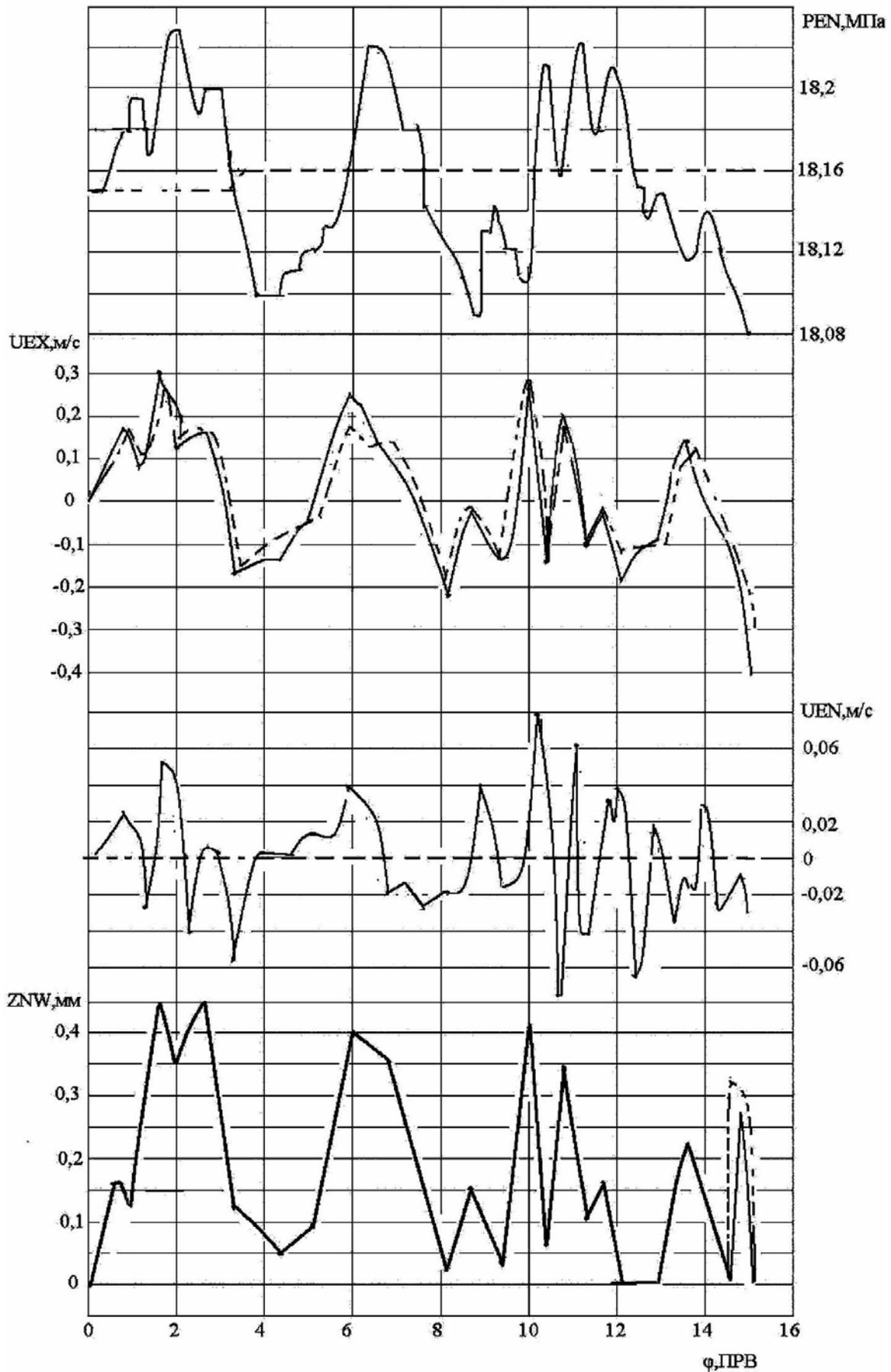


Рис. 5. Совмещенные осциллограммы для системы запирания при изменении характеристик запирающей жидкости: —  $3 \cdot 10^{-3}$  и  $\cdots \cdots \cdots 0,4$  Па·с

упомянутая тенденция: увеличение вязкости снижает амплитудные значения колебательных процессов. При максимальной вязкости до входа в аккумулирующий объём не доходят волны, генерируемые в полости запирания при перемещении иглы форсунки.

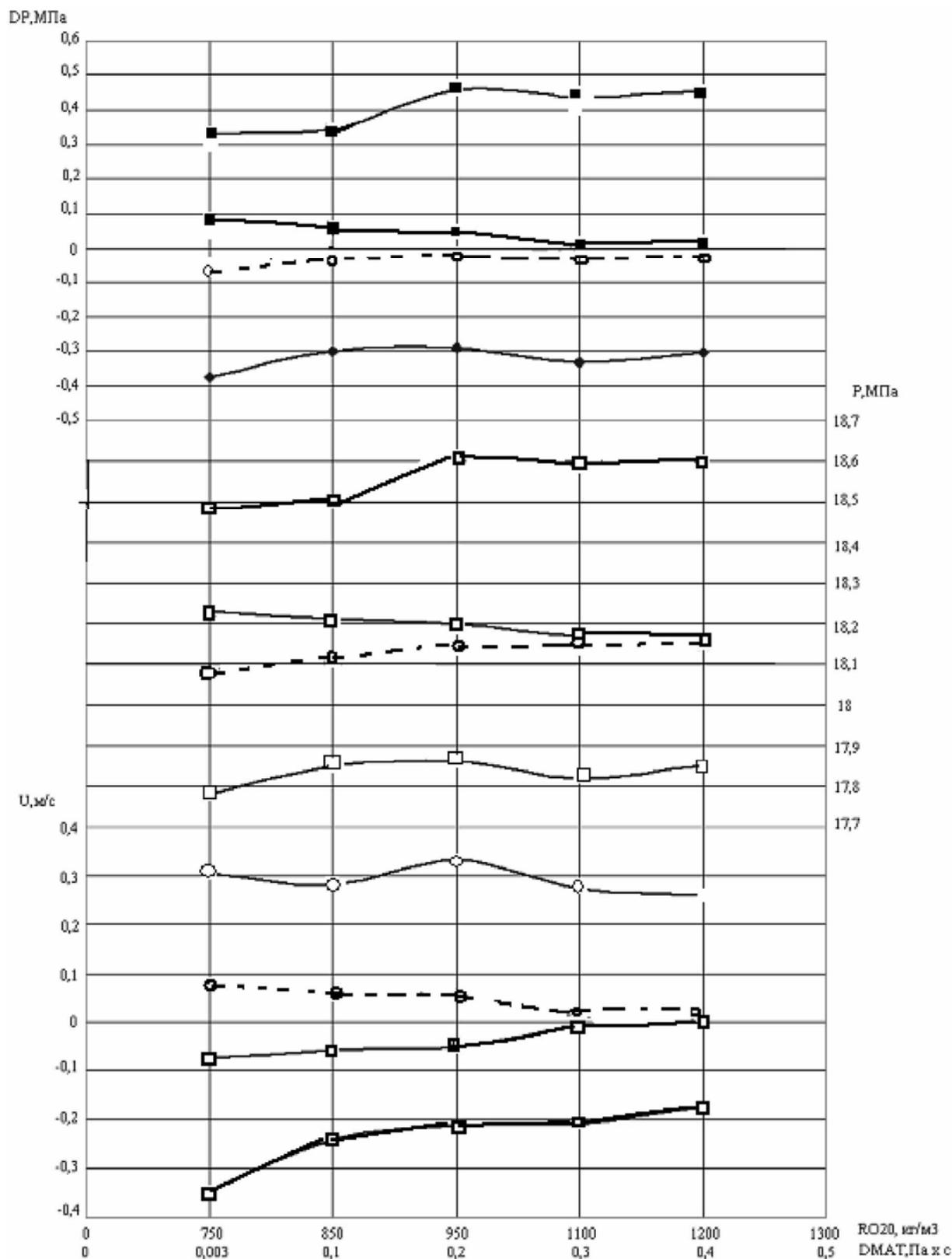


Рис. 6. Зависимость параметров системы запирания от свойств рабочей жидкости

Что касается остальных переменных, исследование которых выполнено при имитационном моделировании, а именно: длины трубопровода, объема полости запираания, диаметра трубопровода, то их влияние на процессы в системе запираания оказалось незначительным.

### **Выводы.**

Созданная авторами гидродинамическая модель системы запираания ГЗФ позволяет исследовать процессы в системе с варьированием в широком диапазоне изменения конструктивных и эксплуатационных параметров.

Комплекс программ, составляющий пакет обработки и подготовки исходных данных, интерпретацию и графическое оформление результатов моделирование, обеспечивает эффективное комплексное расчётно-экспериментальное исследование гидросистем с высоким давлением рабочих тел.

В системе запираания ГЗФ наблюдается интенсивный волновой процесс, генерируемый перемещением иглы форсунки, что может оказать существенное влияние на процесс топливоподачи.

Наибольшее влияние на интенсивность колебаний рабочей жидкости в системе запираания оказывает базовое давление и характеристики запирающей жидкости.

### **СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ:**

1. Wachtmeister G., Vogel C. Emission reduction philosophies with MAN B&W medium speed Diesel engines // Marine propulsion conference. – Amsterdam, 2000, pp 345-362.
2. Hlousek J. Common Rail fuel injection system for high speed large Diesel engines. – CIMAC, 1998, pp. 1237-1251.
3. Haas S., Borchsenius H.J., Grenaug P., Imkamp H. Mittelschnelllaufende Großdieselmotoren mit Common Rail Einspritzsystem // Dresdner Motorenkolloquium, 5 und 6. – Juni 2003, pp. 78.
4. Eilts P., Tinschmann G. Possibilities and perspectives of combustion system development using electronically controlled fuel injection systems. – CIMAC, 2004, paper no 138.
5. New HFO Common Rail System for Medium speed Diesel Engines. – CIMAC, 2004, paper no 136.

УДК 621.316.721

Власенко А.А.  
ОНМА

### СИНТЕЗ ОПТИМАЛЬНОГО РЕГУЛЯТОРА ПО ОТКЛОНЕНИЮ СТАБИЛИЗАЦИИ ЧАСТОТЫ СУДОВОГО ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

В статье изложены теоретические положения синтеза оптимального, в смысле интегральной квадратичной оценки качества переходного процесса, регулятора частоты судового дизель-генератора, работающего по принципу отклонения управляемой величины. На основе полученных математических моделей оптимальной системы разработана принципиальная схема рассматриваемой системы на традиционных элементах и функциональная схема системы для реализации ее на микропроцессорной элементной базе.

В настоящее время судовые дизель-генераторы снабжаются чаще всего механическими центробежными регуляторами. Они работают по принципу отклонения управляемой величины, в них практически трудно ввести производную от управляемой величины, а также измерительную связь по нагрузке, поэтому такие регуляторы обладают сравнительно невысокой точностью регулирования. Дальнейшего повышения точности регулирования частоты вращения вала (частоты) судового дизель-генератора можно добиться построением электромеханических либо электронных регуляторов, работающих как по принципу отклонения управляемой величины, так и по комбинированному принципу.

В данной статье рассмотрен синтез оптимальной, в смысле интегральной квадратичной оценки качества переходного процесса, системы стабилизации частоты тока судового дизель-генератора, работающей по принципу отклонения управляемой величины и реализуемой как на традиционных электромеханических элементах, так и на электромеханической и микропроцессорной элементной базах.

Функциональная схема исходной автоматической системы представлена на рис. 1.

Как следует из рис. 1, изменение частоты  $\Delta f$  управляемого объекта УО (дизель-генератора) измеряется чувствительным элементом ЧЭ (частотным измерительным органом с полосовым фильтром). Сигнал с выхода ЧЭ в виде приращения напряжения  $\Delta U_f$  подается на вход усиленного элемента УЭ (магнитного усилителя). На вход УЭ подается также сигнал с выхода элемента обратной связи ЭОС (линейного вращающегося трансформатора с выпрямительным мостом на выходе) по положению рейки топливных насосов дизеля. Сигнал с выхода УЭ в виде приращения напряжения  $\Delta U_{МУ}$  подается на вход исполнительного

элемента ИЭ (гидравлического сервопривода с электромагнитным управлением), выход которого жестко связан с рейкой топливных насосов дизеля.

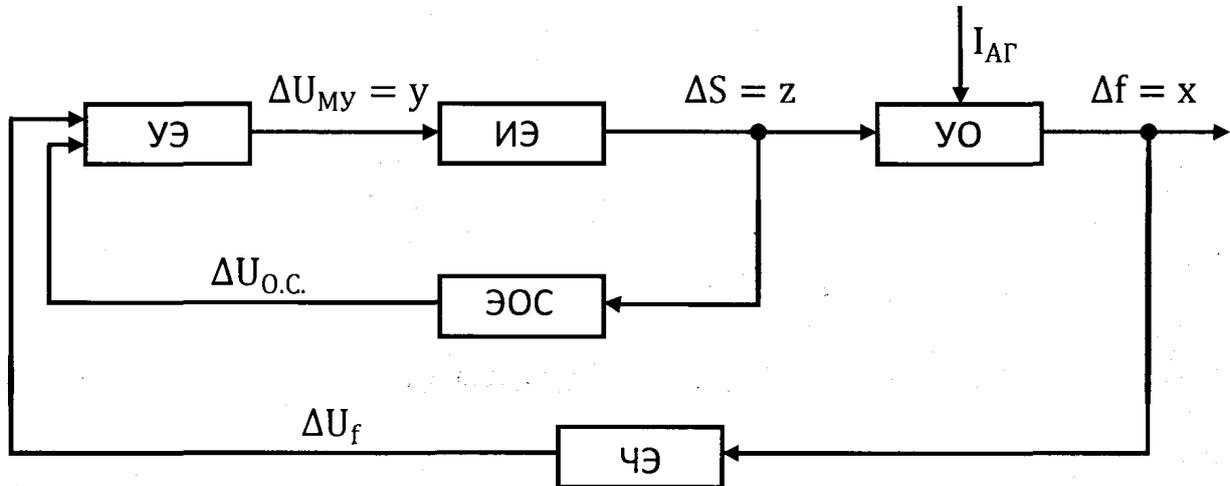


Рис. 1. Функциональная схема исходной системы по отклонению стабилизации частоты судового дизель-генератора

Физические процессы, протекающие в рассматриваемой автоматической системе в математической форме, с учетом введенных обозначений:  $\Delta f = x$ ,  $\Delta U_{МУ} = y$ ,  $\Delta S = z$ , выразятся следующей упорядоченной (первое уравнение описывает управляемый объект, второе — чувствительно-усилительный и третье — исполнительный элементы) системой дифференциальных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} (T_1 D + 1) x - K_1 z &= -K_2 \Delta I_{АГ} \\ -K_3 x + (T_2 D + 1) y - K_4 z &= 0 \\ F(y) + Dz &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где  $x$ ,  $y$ ,  $z$  — соответственно управляемая величина (частота), координаты чувствительно-усилительного и исполнительного элементов;  $T_1$ ,  $T_2$  — постоянные времени соответственно дизель-генератора и магнитного усилителя;  $K_i$ , ( $i = 1, 2, 3, 4$ ) — постоянные коэффициенты;  $F(y)$  — существенно нелинейная функция (нелинейная статическая характеристика сервопоршня) гидравлического сервопривода;  $\Delta I_{АГ}$  — внешнее возмущающее воздействие (активная составляющая тока нагрузки генератора);  $D = d/dt$  — символ дифференцирования.

Линеаризуя нелинейную функцию  $F(y)$  по методу гармонической линеаризации, получим:

$$F(y) = q(A) y, \quad (2)$$

где  $q(A)$  — коэффициент гармонической линеаризации.

Тогда систему уравнений (1) в линеаризованном виде можно записать:

$$\left. \begin{aligned} (T_1 D + 1)x - K_1 z &= -K_2 \Delta I_{AG} \\ -K_3 x + (T_2 D + 1)y - K_4 z &= 0 \\ q(A)y + Dz &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (3)$$

Для получения условий оптимальности по свободному движению автоматической системы, систему уравнений (3) запишем в виде:

$$\left. \begin{aligned} (T_1 D + 1)x - K_1 z &= 0 \\ -K_3 U + (T_2 D + 1)y - K_4 z &= 0 \\ q(A)y + Dz &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

где  $U$  — управление, которое требуется определить с помощью одного из математических методов теории оптимального управления.

Исключив в системе уравнений (4) промежуточные координаты  $y$  и  $z$ , получим:

$$\begin{aligned} T_1 T_2 \frac{d^3 x}{dt^3} + (T_1 + T_2) \frac{d^2 x}{dt^2} + [T_1 K_4 q(A) + 1] \frac{dx}{dt} + K_4 q(A)x + \\ + K_1 K_3 q(A)U = 0. \end{aligned} \quad (5)$$

Введем обозначения:

$$x = x_1; \quad \frac{dx}{dt} = \frac{dx_1}{dt} = x_2; \quad \frac{dx_2}{dt} = x_3; \quad K_4 q(A) = K; \quad K_1 K_3 q(A) = C. \quad (6)$$

Тогда уравнение (5), с учетом введенных обозначений (6), можно записать:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dx_3}{dt} &= -\frac{1}{T_1 T_2} [(T_1 + T_2)x_3 + (T_1 K + 1)x_2 + Kx + CU]; \\ \frac{dx_2}{dt} &= x_3 \\ \frac{dx_1}{dt} &= x_2 \end{aligned} \right\}. \quad (7)$$

Воспользуемся методом динамического программирования Р. Беллмана в форме А.М. Летова [1].

В качестве критерия оптимальности примем интегральную квадратичную оценку качества переходного процесса:

$$I = \int_0^{\infty} V dt = \int_0^{\infty} (x_1^2 + mU^2) dt, \quad (8)$$

где  $m$  — некоторое постоянное число, указывающее долю управления в общей интегральной квадратичной оценке качества.

Уравнения динамического программирования в данном случае записываются:

$$\left. \begin{aligned} x_1^2 + mU^2 - \frac{1}{T_1 T_2} [(T_1 + T_2) x_3 + (T_1 K + 1) x_2 + Kx_1 + CU] \frac{\partial \Psi}{\partial x_3} + \\ + x_3 \frac{\partial \Psi}{\partial x_2} + x_2 \frac{\partial \Psi}{\partial x_1} = 0; \\ 2mU - \frac{C}{T_1 T_2} \frac{\partial \Psi}{\partial x_3} = 0 \end{aligned} \right\} (9)$$

где  $\Psi = \min I$  — минимум функционала  $I$  по переменной  $U$ , являющейся функцией начального состояния системы при  $t = 0$ . Причем, функция  $\Psi$ , входящая в систему уравнений (9), является функцией Ляпунова, а функция  $V$  в критерии оптимальности (8), ее полной производной:

$$\frac{\partial \Psi}{\partial t} = -V, \quad (10)$$

поэтому вопрос об устойчивости рассматриваемой автоматической системы решается автоматически.

Исключив в системе уравнений (9) управление  $U$ , получим:

$$\begin{aligned} x_1^2 - \frac{1}{T_1 T_2} [(T_1 + T_2) x_3 + (T_1 K + 1) x_2 + Kx_1] \frac{\partial \Psi}{\partial x_3} + x_3 \frac{\partial \Psi}{\partial x_2} + x_2 \frac{\partial \Psi}{\partial x_1} = \\ = \frac{C^2}{4m(T_1 T_2)^2} \left( \frac{\partial \Psi}{\partial x_3} \right)^2. \end{aligned} \quad (11)$$

Решение нелинейного дифференциального уравнения (11), будем искать в виде симметричной квадратичной формы:

$$\Psi = \sum_{k=1}^3 \sum_{j=1}^3 A_{kj} x_k x_j \quad (12)$$

Определив производные функции  $\Psi$  по  $x_1, x_2, x_3$  и подставив полученные значения в выражение (11), получим:

$$\begin{aligned}
& x_1^2 - \frac{1}{T_1 T_2} \left[ (T_1 + T_2) x_3 + (T_1 K + 1) x_2 + K x_1 \right] \left[ A_{13} x_1 + A_{23} x_2 + A_{33} x_3 \right] + \\
& + 2x_3 (A_{12} x_1 + A_{22} x_2 + A_{23} x_3) + 2x_2 (A_{11} x_1 + A_{12} x_2 + A_{13} x_3) = \\
& = \frac{C^2}{4m (T_1 T_2)^2} \left[ A_{13}^2 x_1^2 + A_{23}^2 x_2^2 + A_{33}^2 x_3^2 + 2A_{13} A_{23} x_1 x_2 + 2A_{13} A_{33} x_1 x_3 + \right. \\
& \left. + 2A_{23} A_{33} x_2 x_3 \right].
\end{aligned} \tag{13}$$

Приравнявая коэффициенты при одинаковых степенях переменных в (13), получим систему уравнений для определения коэффициентов  $A_{kj}$  в виде:

$$\left. \begin{aligned}
1 - \frac{A_{13} 2K}{T_1 T_2} &= \frac{C^2 A_{13}^2}{m (T_1 T_2)^2}; \\
2A_{12} - \frac{2A_{23} (T_1 K + 1)}{T_1 T_2} &= \frac{C^2 A_{23}^2}{m (T_1 T_2)^2}; \\
2A_{23} - \frac{2A_{33} (T_1 + T_2)}{T_1 T_2} &= \frac{C^2 A_{33}^2}{m (T_1 T_2)^2}; \\
A_{11} - \frac{A_{13} (T_1 K + 1)}{T_1 T_2} - \frac{A_{23} K}{T_1 T_2} &= \frac{C^2 A_{13} A_{23}}{m (T_1 T_2)^2}; \\
A_{12} - \frac{A_{13} (T_1 + T_2)}{T_1 T_2} - \frac{A_{33} K}{T_1 T_2} &= \frac{C^2 A_{13} A_{33}}{m (T_1 T_2)^2}; \\
A_{13} + A_{22} - \frac{A_{33} (T_1 K + 1)}{T_1 T_2} - \frac{A_{23} (T_1 + T_2)}{T_1 T_2} &= \frac{C^2 A_{23} A_{33}}{m (T_1 T_2)^2}.
\end{aligned} \right\} \tag{14}$$

Окончательно управление  $U$  на основании второго уравнения системы (9) с учетом (6) запишется:

$$U = \frac{C}{m T_1 T_2} \left( A_{33} \frac{d^2 x}{dt^2} + A_{23} \frac{dx}{dt} + A_{13} x \right). \tag{15}$$

Следовательно, чтобы рассматриваемая автоматическая система (см. рис. 1) была оптимальной по свободному движению в смысле критерия

оптимальности (8), требуется на вход усилительного элемента УЭ подать сигнал, пропорциональный управляемой величине  $x(t)$  и первым двум ее производным.

Подставим (15) в (4) с учетом (1), (3), получим математическую модель синтезируемой оптимальной системы по отклонению стабилизации частоты судового дизель-генератора в виде:

$$\left. \begin{aligned} (T_1 D + 1) x - K_1 z &= -K_2 \Delta I_{AG} \\ -\frac{CK_3}{mT_1 T_2} (A_{33} D^2 + A_{23} D + A_{13}) x + (T_2 D + 1) y - K_4 z &= 0 \\ F(y) + Dz &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Учитывая, что вторая производная управляемой величины  $x(t)$  слабо влияет на переходной процесс, при разработке принципиальной схемы по математической модели (16) рассматриваемой автоматической системы ограничимся лишь введением первой производной. В принципиальной схеме после дифференцирующего устройства на  $R, C$  элементах включен усилитель на полупроводниковом триоде для повышения качества дифференцирования сигнала с выхода ЧЭ.

В случае реализации рассматриваемой автоматической системы на электромеханической и микропроцессорной элементной базе магнитный усилитель из схемы исключается, а на его место включается центральное управляющее устройство (ЦУУ) на микропроцессоре. После ЦУУ включается усилитель на тиристорах.

Математическая модель (1) в этом случае принимает вид:

$$\left. \begin{aligned} (T_1 D + 1) x - K_1 z &= -K_2 \Delta I_{AG} \\ -K_3 x + y - K_4 z &= 0 \\ F(y) + Dz &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

Уравнение (7) с учетом (6) в данном случае запишется:

$$\left. \begin{aligned} \frac{dx_2}{dt} &= -\frac{1}{T_1} [(T_1 K + 1) x_2 + K x_1 + CU] \\ \frac{dx_1}{dt} &= x_2 \end{aligned} \right\} \quad (18)$$

Система алгебраических уравнений (14) для определения коэффициентов  $A_{kj}$  в данном случае будет:

$$\left. \begin{aligned} 1 - \frac{2KA_{12}}{T_1} &= \frac{C^2 A_{12}^2}{mT_1^2} \\ A_{11} - \frac{KA_{22}}{T_1} - \frac{A_{12}(T_1K + 1)}{T_1} &= \frac{C^2 A_{11}A_{22}}{mT_1^2} \\ 2A_{12} - \frac{2A_{22}(T_1K + 1)}{T_1} &= \frac{C^2 A_{22}^2}{mT_1^2} \end{aligned} \right\} \quad (19)$$

Управление  $U$  в данном случае запишется:

$$U = \frac{C}{mT_1} \left( A_{22} \frac{dx}{dt} + A_{12}x \right) \quad (20)$$

Математическая модель оптимальной, в смысле критерия оптимальности (8), системы по отклонению стабилизации частоты судового дизель-генератора на основании (4), (17) и (20) в данном случае запишется:

$$\left. \begin{aligned} (T_1D + 1)x - K_1z &= -K_2\Delta I_{AG} \\ -\frac{CK_3}{mT_1}(A_{22}D + A_{12})x + y - K_4z &= 0 \\ F(y) + Dz &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

Математическая модель ЦУУ в аналоговой форме представляется вторым уравнением системы уравнений (21). Запишем ее в виде:

$$y(t) = K_5 \frac{dx(t)}{dt} + K_6x(t) + K_4z(t) \quad (22)$$

где  $K_5 = \frac{CK_3A_{22}}{mT_1}$ ;  $K_6 = \frac{CK_3A_{12}}{mT_1}$ .

Рассматривая значения входного и выходного сигналов ЦУУ в дискретные моменты времени  $nT_{\Pi}$  ( $n$  — переменный параметр, принимающий лишь целые положительные значения: 0, 1, 2, ...;  $T_{\Pi}$  — период дискретности), и заменяя производные непрерывных функций разностью решетчатой функции:

$$\frac{dx(t)}{dt} \approx \frac{\{x(nT_{\Pi}) - x[(n-1)T_{\Pi}]\}}{T_{\Pi}} = \frac{x_n - x_{(n-1)}}{T_{\Pi}}, \quad (23)$$

получим математическую модель ЦУУ (алгоритм функционирования) в разностной форме:

$$Y_n \approx K_7 x_n + K_8 x_{(n-1)} + K_4 z_n, \quad (24)$$

где  $K_7 = \left( \frac{K_5}{T_{\Pi}} + K_6 \right)$ ;  $K_8 = \frac{K_5}{T_{\Pi}}$ .

Реализовав выражение (24) в виде программы для микропроцессора и используя схему на рис. 2, можно разработать принципиальную схему и получить микропроцессорную оптимальную, в смысле критерия оптимальности (8), систему по отклонению стабилизации частоты судового дизель-генератора.

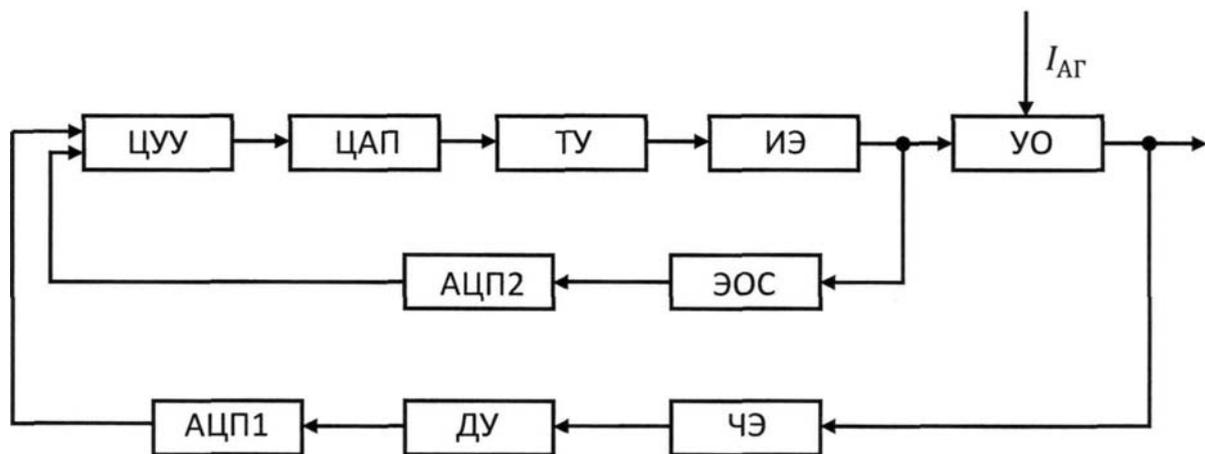


Рис. 2. Функциональная схема микропроцессорной системы по отклонению стабилизации частоты судового дизель-генератора

Как видно из рис.3 непрерывный сигнал  $x(t)$  выхода УО (дизель-генератора) подается через ЧЭ, дифференцирующее устройство ДУ и аналого-цифровой преобразователь АЦП1 на вход ЦУУ, на его вход поступает также сигнал обратной связи по координате  $Z(t)$  через ЭОС и АЦП2. С выхода ЦУУ вычисленное воздействие  $Y_n$  подается через цифро-аналоговый преобразователь ЦАП на вход тиристорного усилителя ТУ, сигнал с выхода которого подается на обмотку катушки электромагнита гидравлического золотника, управляющего движением гидравлического сервопоршня, который приводит в движение рейку топливных насосов судового дизель-генератора.

#### Выводы.

1. Предложена методика синтеза оптимальных в определенном смысле регуляторов, которые могут быть построены как на традиционных элементах, так и с использованием микропроцессорной элементной базы.

2. Получены математические модели оптимальных в смысле интегральной квадратичной оценки качества переходного процесса систем

по отклонению стабилизации частоты судового дизель-генератора на основе которых разработана принципиальная схема рассматриваемой системы на традиционных элементах и функциональная схема для реализации синтезируемой системы с использованием микропроцессорной элементной базы.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Лётов А. М. Аналитическое конструирование регуляторов. «Автоматика и телемеханика», №4, 1961, с 54-63.

УДК 629.12.056 (075.8)

Деркач И.И., Гончаренко А.Г., Логишев И.В.  
ОНМА

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ МЕТОДОВ КОНТРОЛЯ ТОПЛИВОИСПОЛЬЗОВАНИЯ В СЭУ

Повышение эффективности использования топлива является важнейшей задачей при эксплуатации СЭУ. Для достижения этой цели совершенствуются непосредственно судовые производственные комплексы, технология подготовки и использования топлива, а также значительное внимание уделяется контролю и учету расходования топлива. Важным фактором является и то обстоятельство, что точный контроль и грамотный учет расхода топлива ведет к существенному снижению в денежном выражении этой доли эксплуатационных расходов на СЭУ и судна в целом.

**Целью работы** является разработка и совершенствование конструктивных методов контроля топливоиспользования в СЭУ.

На судах используют различные типы измерителей расхода топлива, которые в большинстве случаев установлены непосредственно перед каждым потребителем судовой энергетической установки.

В практике нашли широкое применение *турбинные расходомеры*. В тахометрических расходомерах со счетчиком чаще всего используются индукционные и индуктивные преобразователи скорости вращения турбинки, которая вращается под действием потока (рис. 1) [1].

Внутри корпуса 4, выполненного из диамагнитного материала, находится аксиальная турбинка 1, лопасти которой изготовлены из ферромагнитного материала. Индукционный преобразователь установлен на внешней стороне корпуса, он состоит из постоянного магнита 2 с обмоткой 3. При вращении турбинки ее лопасти, проходя мимо магнита, усиливают окружающее магнитное поле и индуцируют в обмотке ЭДС. Частота возникающего пульсирующего тока равна частоте вращения турбинки, умноженной на число ее лопастей. Частота этих импульсов измеряется электрическим частотомером. Измеренная частота однозначно характеризует расход жидкости.

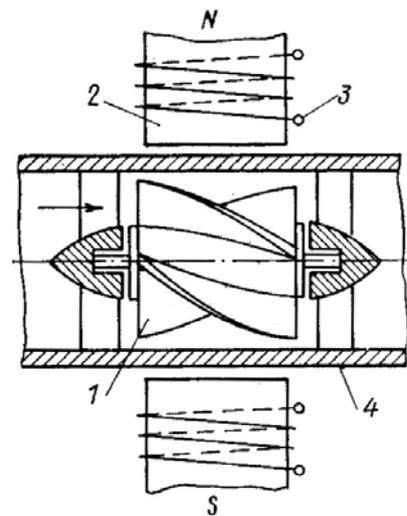


Рис. 1. Тахометрический турбинный расходомер с индукционным преобразователем

Основная погрешность выпускаемых счетчиков равна 2 % при измерении расхода в пределах 10÷150 % от номинального и 5 % - при меньших расходах.

Турбинные расходомеры надежны в работе и просты по конструкции. На точность их измерения большое влияние оказывают количество, давление и вязкость жидкости, а также износ механических частей расходомера и загрязненность прокачиваемой жидкости. При их установке необходимо на трубопроводах необходимо выдерживать прямые участки длиной 8÷10 диаметров.

Расходомеры переменного давления (рис. 2) [2], принцип действия которых, основан на измерении расхода и количества среды (жидкости, газа, пара) методом переменного перепада давления с использованием осредняющих напорных трубок (далее сенсор) моделей с ромбовидным и Т-образным сенсорами на которых возникает перепад давлений (давления торможения P1 и разряжения P2), пропорциональный расходу. Сенсор устанавливается перпендикулярно направлению потока, пересекая его по всему сечению.

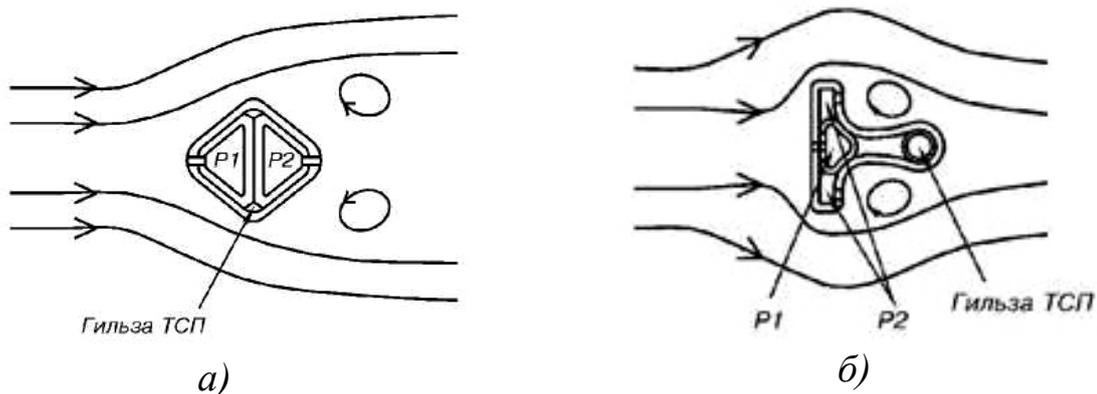


Рис. 2. Расходомеры переменного давления: а — с ромбовидным сенсором; б — с Т-образным сенсором

В конструкции обеих сенсоров предусмотрена гильза для установки (при необходимости интегрального монтажа) термопреобразователя ТСП, что обеспечивает возможность замены ТСП без остановки процесса.

Основные преимущества данных расходомеров:

- простая установка в трубопровод через одно отверстие;
- минимальная вероятность утечек измеряемой среды;
- простота перенастройки динамического диапазона; высокая надежность, отсутствие движущихся частей.

Однако расходомеры (см. рис. 1, 2) имеют типичные недостатки механических приборов: уменьшение поперечного сечения в трубопроводе, дополнительные потери давления и т. п.

Индуктивный расходомеры [3] работают без введения в поток механических частей. Принцип устройства индуктивного расходомера поясняется рис. 3.

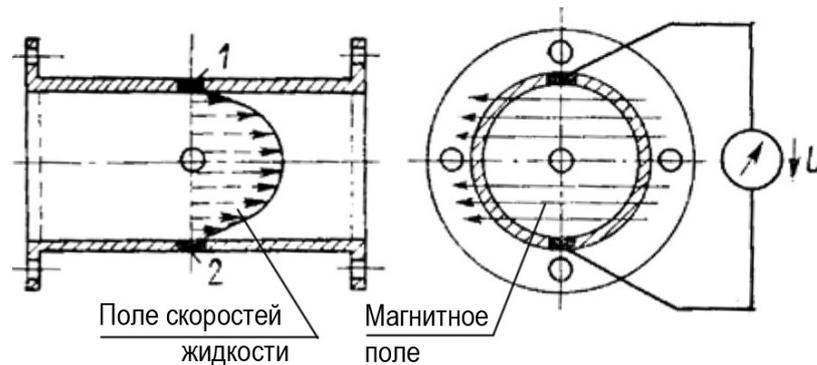


Рис. 3. Схема индуктивного расходомера: 1, 2 — электроды

На точность показаний этих расходомеров существенно влияют как внешнее магнитное поле, так и содержание ферромагнитных примесей и механических загрязнений измеряемой среды.

Вихреакустические преобразователи расхода (рис. 4) [2], имеют моноблочную конструкцию, состоящую из проточной части и электронного блока. В корпусе проточной части расположены: тело обтекания — призма трапецеидального сечения, пьезоизлучатели ПИ, пьезоприемники ПП и термодатчик.

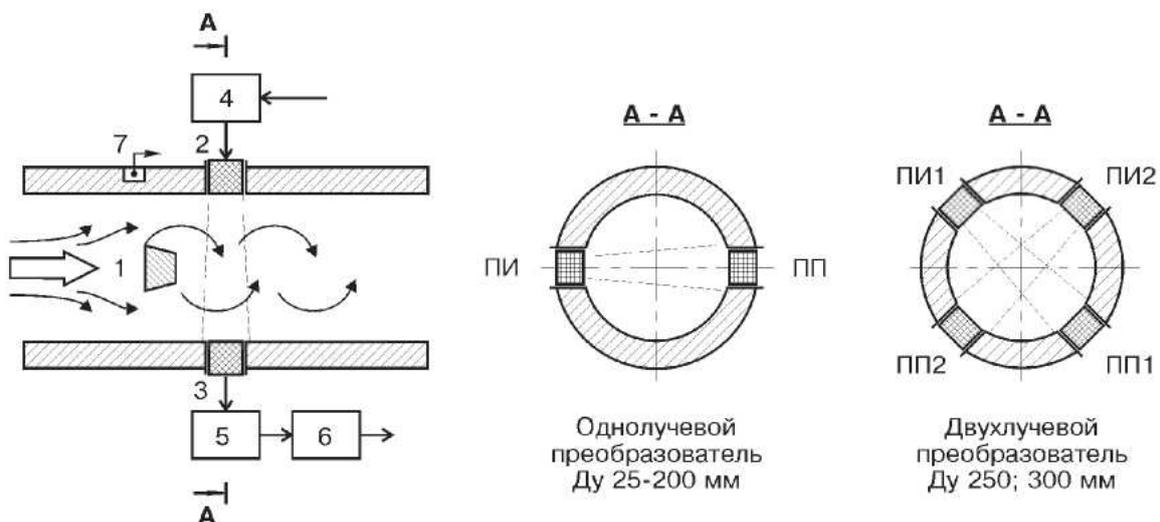


Рис. 4. Вихреакустические преобразователи расхода: 1 — призма, 2 — пьезоизлучатели, 3 — пьезоприемники, 4 — генератор, 5 — фазовый детектор, 6 — блок формирования выходных сигналов, 7 — термодатчик

Электронный блок включает в себя генератор, фазовый детектор, микропроцессорный адаптивный фильтр с блоком формирования выходных сигналов, смонтированные на печатной плате.

Тело обтекания (ТО) установлено на входе жидкости в проточную часть. При обтекании ТО потоком жидкости за ним образуется вихревая

дорожка, частота следования вихрей в которой с высокой точностью пропорциональна скорости потока, а, следовательно, и расходу.

За ТО в корпусе проточной части диаметрально противоположно друг другу установлены стаканчики, в которых собраны ультразвуковой пьезоизлучатель (ПИ) и пьезоприемник (ПП).

В зависимости от типа преобразователя имеют 2 конструктивных исполнения:

- однолучевые преобразователи — одна пара ПИ-ПП ( $D_y=25-200$  мм);
- двухлучевые преобразователи — две пары ПИ-ПП ( $D_y=250, 300$  мм).

От генератора на ПИ подается переменное напряжение, которое преобразуется в ультразвуковые колебания. При прохождении через поток, в результате взаимодействия с вихрями, ультразвуковые колебания модулируются по фазе. На ПП модулированные ультразвуковые колебания вновь преобразуются в напряжение, которое подается на фазовый детектор.

Напряжение на выходе фазового детектора по частоте и амплитуде соответствует частоте и интенсивности следования вихрей, которая, в силу пропорциональности скорости поток является мерой расхода. Погрешность измерения  $1,0 \div 3,5$  % в зависимости от расхода. Температура и давление прокачиваемой жидкости могут варьироваться соответственно  $1 \div 150$  °С и до 1,6 МПа. Пределы измерения — от 0,18 до 2000 м<sup>3</sup>/час.

Основные преимущества, присущие приборам данного типа:

- долговременная стабильность метрологических характеристик в условиях высокого содержания ферромагнитных примесей и механических загрязнений измеряемой среды, обусловленная принципом действия, не использующим магнитные поля;
- широкий динамический диапазон;
- надежная работа в области малых значений расходов, благодаря температурной коррекции расходной характеристики;
- оперативная диагностика и возможность поверки.

Недостатки данных расходомеров аналогичны недостаткам расходомеров (рис. 1, 2) из-за наличия в проходном сечении трубопровода тела обтекания.

*Кориолисовый расходомер* [2] лишен этих недостатков. Он состоит из датчика расхода (сенсора) и преобразователя. Сенсор напрямую измеряет расход, плотность и температуру. Преобразователь конвертирует полученную с сенсора информацию в стандартные выходные сигналы.

Основными элементами сенсора (рис. 5) являются две расходомерные трубки, на которых монтируются:

- соединительная коробка с силовой электромагнитной (задающей) катушкой возбуждения и магнитом;
- два тензодатчика с магнитами и электромагнитными катушками;
- терморезистор.

Измеряемая среда, поступающая в сенсор, разделяется на равные половины, протекающие через каждую из сенсорных трубок.

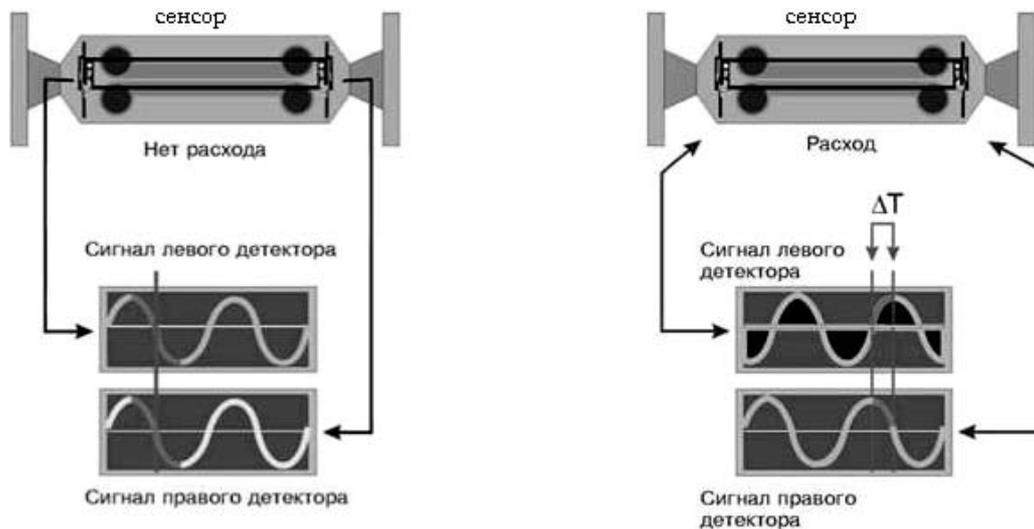


Рис. 6. Принцип действия кориолисового расходомера

Сборки магнитов и катушек-соленоидов, называемых детекторами, установлены на сенсорных трубках. Катушки смонтированы на одной трубке, магниты на другой. Каждая катушка движется сквозь однородное магнитное поле постоянного магнита. Сгенерированное напряжение от каждой катушки детектора имеет форму синусоидальной волны. Эти сигналы представляют собой движение одной трубки относительно другой.

Движение задающей катушки приводит к тому, что трубки колеблются вверх-вниз в противоположном направлении друг к другу.

Генерируемые детекторами сигналы не совпадают по фазе как результат изгиба сенсорных трубок (в случае расхода жидкости), так как сигнал от входной стороны запаздывает по отношению к сигналу с выходной стороны.

Разница во времени между сигналами ( $\Delta T$ ) измеряется в микросекундах и прямо пропорциональна массовому расходу. Чем больше  $\Delta T$ , тем больше массовый расход.

Сенсоры кориолисовых расходомеров характеризуются высокой точностью (погрешность измерения до 1 %) и низкой стоимостью эксплуатации. Сенсоры не накладывают особых требований по монтажу, не требуют прямолинейных участков или специального оборудования для формирования потока, в них нет движущихся деталей. Диапазон измерений –  $3 \cdot 10^{-3} \div 3 \cdot 10^3 \text{ м}^3/\text{час}$ .

Если поставить задачу измерения общего расхода топлива на судовую энергетическую установку, то количество измерителей расхода может достигать до  $8 \div 12$  (по числу потребителей и с учетом рециркуляционных трубопроводов). При этом, если каждый прибор имеет точность измерения  $1 \div 2$  %, то соответственно и общая ошибка измерения расхода массы топлива будет значительно выше. Такое положение не удовлетворяют судовладельцев не только высокой неточностью, но и большой стоимостью указанного количества измерительных элементов.

Типичное измерение расхода топлива покажем на примере использования системы СДМ (рис. 6) производства Арзамасского приборостроительного завода (Россия).

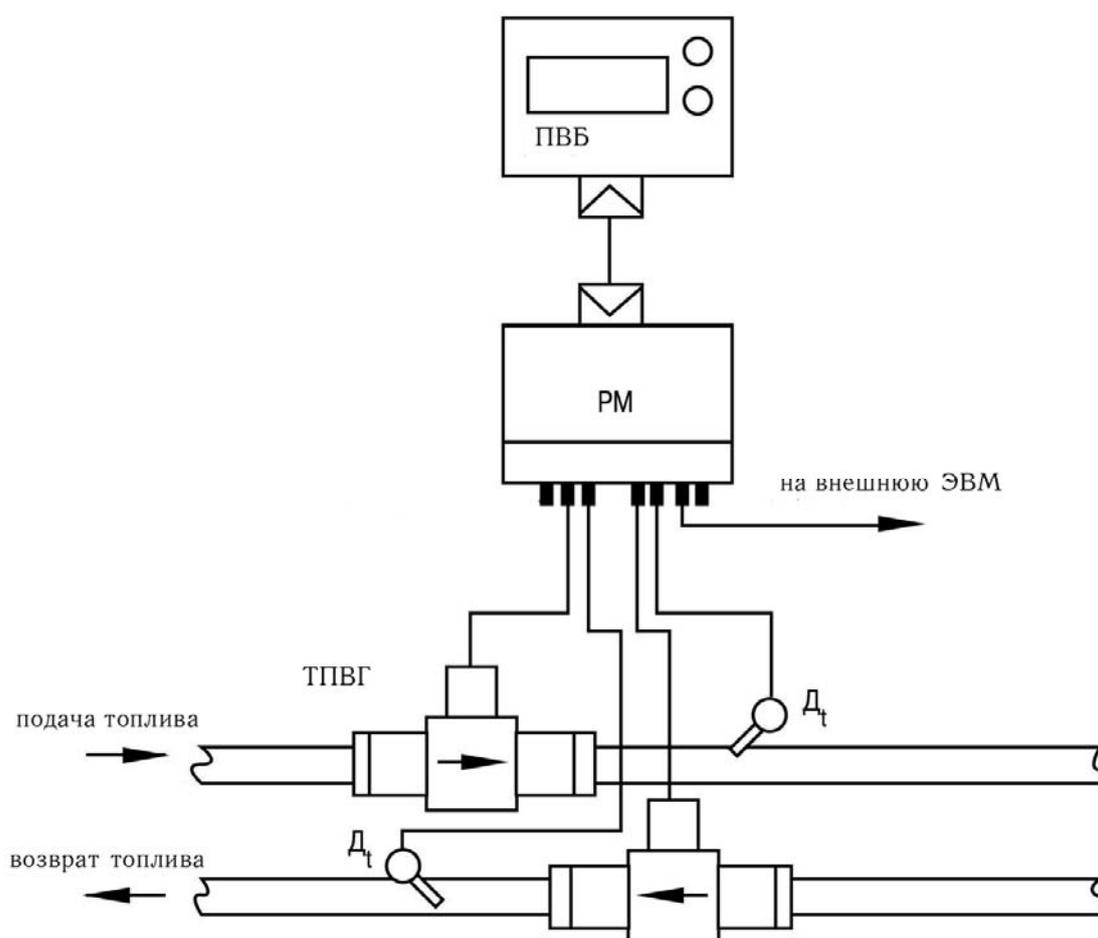


Рис. 6. Принципиальная схема подключения системы СДМ

Система измерительная СДМ содержит в себе два расходомера ТПВГ и два термопреобразователя  $D_t$  (для измерения текущих температур топлива), установленных на трубопроводах подачи и возврата топлива, а также программно-вычислительный блок ПВБ.

Расходомер ТПВГ – турбинного типа. Для повышения чувствительности и расширения диапазона измеряемого расхода лопатки турбинки выполнены по винтовой (геликоидной) линии.

Электрическое соединение ПВБ с преобразователями расхода ТПВГ, с термопреобразователями  $D_t$ , а также с внешней ЭВМ осуществляется через монтажный распределитель РМ.

При измерении системой СДМ диапазон относительной допускаемой погрешности измерения массы израсходованного топлива системы равен

$$\delta = 0,5 \frac{M_1 + M_2}{M_1 - M_2} \% , \quad (1)$$

где  $M_1$  — масса топлива, поступившего на потребители;  $M_2$  — масса топлива, поступившего на возврат.

Из формулы (1) следует, что чем больше  $M_2$ , тем выше погрешность измерения.

Учитывая, что при работе главных дизельных установок возврат топлива при подаче его к дизелю в три раза больше потребляемого количества (для обеспечения требуемой топливоподачи к насосам высокого давления), то соответственно и ошибка в измерении будет значительно выше указанной в паспорте. Это было подтверждено авторами в процессе натурного эксперимента. Схема включения расходомеров топлива в систему показана на рис. 7.

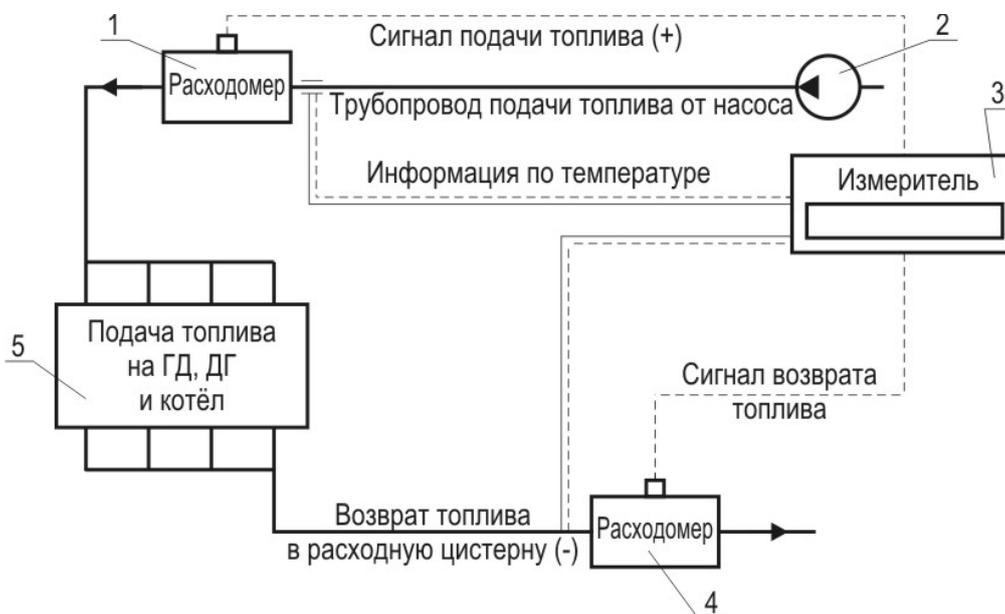


Рис. 7. Принципиальная схема измерения расхода массы топлива в СЭУ 1, 4 — расходомеры; 2 — насос; 3 — измеритель; 5 — трубопроводная система подачи топлива к потребителям и его возврата

Принцип замера расхода следующий: топливо из расходной цистерны забирается насосом 2 и подается к расходомеру подачи 1, с которого подается сигнал на измерительное устройство 3. Затем топливо поступает по трубопроводной системе 5 к потребителям, а неиспользованное топ-

ливо подается в трубопровод возврата через расходомер 4 в расходную цистерну. Сигнал о количестве топлива поступает на измеритель 3, где происходит вычисление фактически израсходованного топлива.

Как было сказано, недостатком этой системы является то, что производительность насоса 2 должна быть (по требованию дизелестроительных предприятий) в 3 раза выше фактического расхода топлива на дизеля, поэтому погрешность в измерении увеличивается в три раза и достигает  $\approx 7\%$ .

Проведенный анализ измерителей расхода топлива и существующих систем выявил ряд недостатков, к которым относятся:

- значительная погрешность замера расхода топлива по причинам:
  - а) большого количества расходомеров;
  - б) большой погрешности в области малых расходов топлива;
  - в) влияния на расходомеры в судовых условиях качки, магнитных и электрических полей;
- конструктивного вмешательства в топливную систему дополнительных элементов;
- высокой стоимости системы измерения из-за наличия большого количества измерительных элементов.
- По этим причинам актуальность данной работы не вызывает сомнения.

Одним из способов устранения вышеуказанных недостатков является сокращение элементов в системах измерения расхода топлива, подбор типов измерителей, исключая помехи, влияющих на их работу в судовых условиях.

Примером такой системы может быть система контроля расхода массы топлива, разработанная на кафедре ТЭФ ОНМА, принципиальная схема которой представлена на рис. 8.

Принцип действия данной системы следующий. Топливо из расходной цистерны забирается насосом 1 и подается на расходомер 2, который подает сигнал о количестве пропущенного топлива на измеритель 3. После расходомера топливо поступает в буферную емкость 5, уровень топлива в которой контролируется датчиками уровня 6. При достижении топливом верхнего уровня в буферной емкости насос 1 выключается посредством устройства 7.

Топливо из буферной емкости забирается самотеком на потребителя. Возврат топлива осуществляется топливоподкачивающим насосом, установленным непосредственно на дизеле, в буферную емкость.

Таким образом, система работает, пока не израсходуется топливо из буферной емкости, и оно достигнет нижнего уровня. При этом датчик

нижнего уровня топлива включит топливоподкачивающий насос, посредством которого заполнится буферная емкость. Затем циклы повторяются.

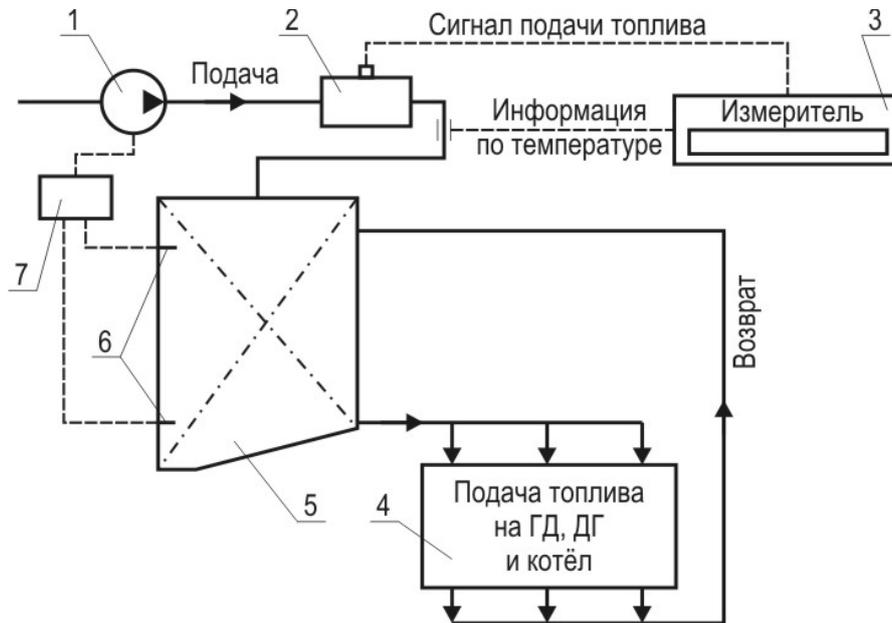


Рис. 8. Модернизированная система измерения расхода массы топлива в СЭУ: 1 — насос; 2 — расходомер; 3 — измеритель; 4 — трубопроводная система подачи топлива к потребителям и его возврата; 5 — контролируемая по уровню буферная емкость; 6 — датчики уровня; 7 — устройство управляющее пуском и остановкой топливоподающего насоса

Такая схема дает возможность измерять фактический расход массы топлива  $M$ , а так же исключить погрешности в измерении возникающие от трехкратного считывания расхода топлива и датчика возврата топлива. При этом рабочая характеристика расходомера используется только в номинальном диапазоне с высокой точностью измерения, при которой погрешность  $\delta \approx 0,3\%$ .

### Выводы.

Разработана и создана физическая модель системы измерения расхода массы топлива, позволяющая на порядок снизить погрешность измерения. Натурные испытания, подтверждающие результаты стендовых исследований, проведены на морском буксире «Новатор» Одесского морского порта.

### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ:

1. Рыжков С.В. Теплотехнические измерения в судовых энергетических установках. / Рыжков С.В. – Л.: Судостроение, 1980.
2. Расходомеры. Каталог расходомеров компаний ПГ «Метран» и «Emersson Process Management». – Челябинск, а/я 11608, 2002.
3. Моек Е., Штрикерт Х. Техническая диагностика судовых машин и механизмов: Пер. с нем. – Л.: Судостроение, 1986.

УДК 621.431.74

Слободянюк Д.И., Слободянюк И.М., Молодцов Н.С.  
ОНМА

### ФИЗИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ПРЕДПОСЫЛКИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ СУДОВЫХ МОД

Жизненный цикл судовых дизелей определяется долговечностью его ответственных деталей и узлов, которые приходится ремонтировать более 10 раз за время эксплуатации дизеля. Анализ результатов подконтрольной эксплуатации восстановленных по разным технологиям деталей ЦПГ показал, что проблема надежности и долговечности СДВС, связанная с уменьшением скорости изнашивания и разрушения деталей, еще до конца не решена [1, 2]. Это относится, в первую очередь, к сопряжению «канавка поршня – кольцо – втулка цилиндра», которое в 40% случаев определяет межремонтный период эксплуатации узла цилиндропоршневой группы и дизеля в целом.

За последние годы судоремонтными заводами, проектно-конструкторскими организациями Украины и странами ЕС освоено большое количество технологий ремонта головок поршней (ГП) МАН, В&W, «Зульцер» и др. с диаметром рабочих цилиндров от 450 до 900 мм [2], что доказывает актуальность проблемы.

Исследованию изнашивания сопряженных деталей ЦПГ обусловленного как внешними, так и внутренними факторами посвящено большое количество работ [1-6]. Внешние факторы зависят от условий эксплуатации и обслуживания, а внутренние создаются при изготовлении или ремонте деталей. Действие внешних факторов изнашивания деталей хорошо изучено, влияние же внутренних факторов изучено недостаточно, что и является предметом исследования в настоящей работе.

*Цель работы* — анализ физико-механических процессов определяющих скорость изнашивания и разрушения сопряжения «втулка цилиндра – кольцо – канавка поршня» и разработка рекомендаций по ремонту деталей ЦПГ.

Малая долговечность деталей ЦПГ судовых дизелей после ремонта, по нашему мнению, обусловлена несколькими причинами, из которых главными являются две:

- несоответствие комплекса эксплуатационных свойств деталей, приобретаемых при ремонте, изменяющимся условиям эксплуатации и технического обслуживания;
- при ремонте и прогнозировании ресурса ЦПГ не учитываются все существенные факторы, влияющие на скорость изнашивания деталей, а именно:

- а) влияние износа втулок цилиндров на скорость изнашивания канавок ГП;
- б) влияние формы изнашивания нижних торцов канавок ГП на поломку уплотнительных колец.

Для решения поставленной задачи необходимо разработать критерии дифференцированного подхода к разработке методов восстановления работоспособности сопряженных деталей ЦПГ, исходя из более широких представлений о механизме их изнашивания и разрушения в конкретных условиях эксплуатации. Необходим новый подход к решению проблемы повышения надежности и долговечности судовых МОД на этапе ремонта.

Анализ характера износа деталей ЦПГ в зависимости от возраста и уровня форсирования двигателей показал [1], что в мало форсированных двигателях износ сопряжения «втулка-кольцо-канавка» в основном определялся серно-кислотной коррозией, начиная с восьмидесятих годов к коррозии добавился адгезионный (фрикционный) износ (рис. 1).

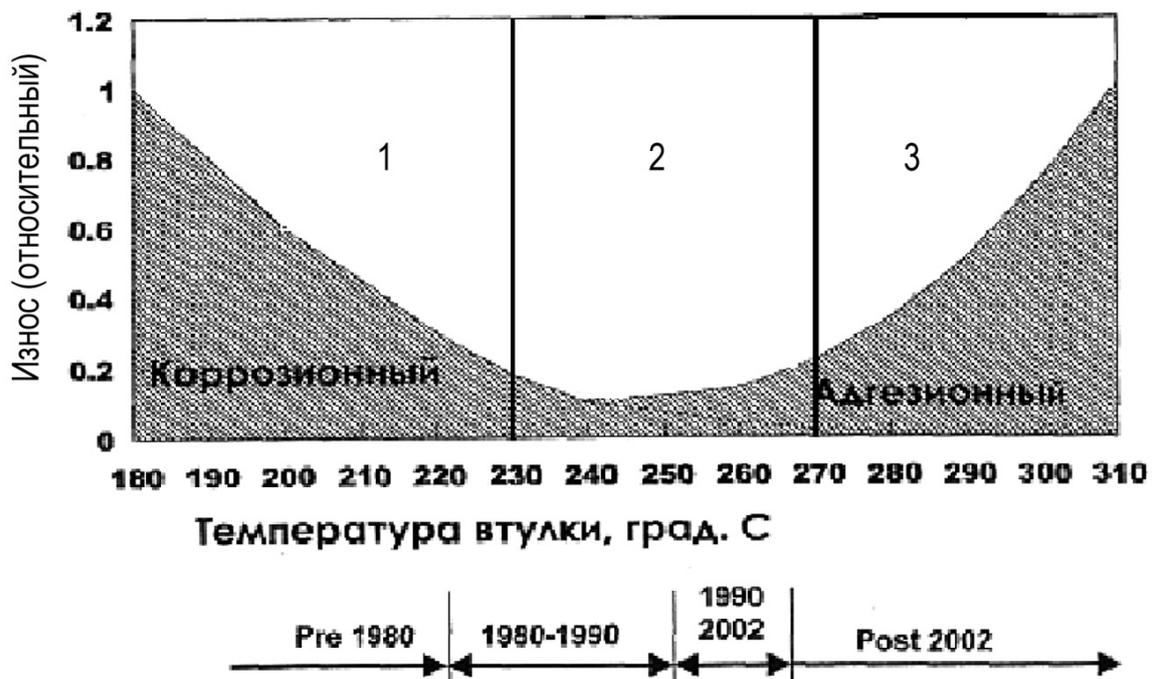


Рис. 1. Преобладающие износы ЦПГ двигателей в зависимости от возраста и уровня их форсирования [1]

Сегодня, в связи с форсированием двигателей наддувом, температура цилиндров неуклонно растет, что способствует увеличению температуры точки росы паров  $H_2SO_4$ , уменьшается доля коррозионного изнашивания, однако затрудняется удержание масляной пленки. Это инициирует возникновение на отдельных участках цилиндров зон сухого трения и связанного с этим ростом адгезионного изнашивания, сопровождаемого микро задирами рабочих поверхностей втулок цилиндров,

ускоренным изнашиванием канавок ГП и поломкой колец. В новых двигателях, начиная с 2000 года, адгезионное изнашивание сопряжения «втулка – кольцо – канавка» среди других видов изнашивания деталей ЦПГ, становится преобладающим.

Таким образом, большее значение на природу изнашивания имеет степень форсирования двигателя, которая определяет тепловую и механическую напряженность. Анализ литературных источников и применяемых технологий показал, что при максимизации внутренних факторов, уменьшающих скорость изнашивания и поломки деталей, степень форсирования дизеля не учитывается.

Для уменьшения изнашивания деталей ЦПГ и уменьшения отложений при эксплуатации применяются различные присадки: детергентно-дисперсионные; противоизносные; щелочные; противокоррозионные и др. действие и эффективность которых хорошо изучены [1].

Рассмотрим внутренние факторы. Химическое, структурное и фазовое состояние упрочненной поверхности, формирует комплекс физико-механических и коррозионных свойств при ремонте. Для головок поршней это: глубина упрочненного слоя нижних торцов канавок; отсутствие градиента механических свойств по глубине упрочненного слоя; твердость; износная стойкость; коррозионная стойкость; шероховатость рабочей поверхности.

Попытка увеличить только коррозионную стойкость торцов канавок ГП с помощью легирования сталей хромом при наплавке (стали 12X13, 20X13), не дали нужных результатов, так как при этом не обеспечивалась вся совокупность физико-механических свойств и в первую очередь твердость. Повышение твердости до максимальных величин HRC 54-58 путем упрочнения нижних цементированных поверхностей канавок ГП с созданием «белого слоя» вращающимся стальным диском привело к тому, что в упрочненном слое оставалось большое количество остаточного аустенита, понижающего его коррозионную стойкость.

Анализ работы ДВС показывает, что на практике наблюдаются две основные причины отказов цилиндропоршневой группы: износ канавок до величины превышающей предельно допустимый и поломка уплотнительных колец. Как правило, в литературе, эти две причины отказов рассматриваются отдельно. Чаще всего исследуется изнашивание пары сопряжения «канавка поршня – кольцо» и «кольцо – втулка цилиндра» [1-5] без учета влияния технического состояния всех деталей узла ЦПГ.

Предлагаемый подход к решению задачи повышения надежности ЦПГ заключается в рассмотрении сопряжения состоящего из трех деталей «канавка поршня -кольцо-втулка цилиндра». Такой подход позволит учесть, ранее не учитываемые факторы влияющие на скорость из-

нашивания и разрушения деталей, выявить ряд закономерностей и по новому подойти к решению проблемы повышения долговечности эксплуатации СДВС.

К таким факторам относятся увеличение динамических напряжений в кольцах в зависимости:

- от увеличения максимального давления в цилиндрах  $P_z$ ;
- влияние отклонения изнашивания канавок от плоскости  $\Delta y$ , то есть конусности;
- величины износа втулок цилиндров на напряжения и поломку колец.

Обследование головок поршней поступающих на восстановление позволило описать особенности изнашивания торцов канавок ГП. В частности, установлено увеличение величины изнашивания торцов в радиальном направлении, в результате чего перемычка между кольцами имеет форму конуса, как это показано на рис. 2, где приведены типичные виды поршневых колец и канавок, подвергшихся действию абразивного и эрозионного износа (для наглядности представленная картина несколько утрирована).

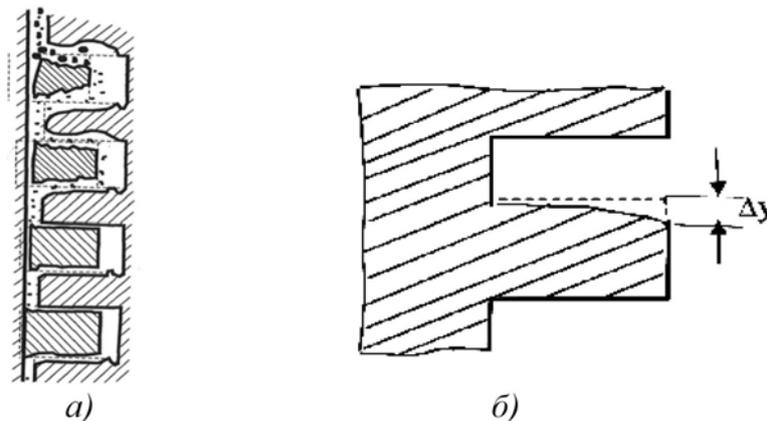


Рис. 2. Характер износа поршневых колец и канавок, подвергшихся действию абразивных частиц (а) и профиль изношенной нижней поверхности канавки ГП (б).

Замеры, выполненные при проведении подконтрольной эксплуатации судовых дизелей показали, что максимальное значение отклонения от плоскости  $\Delta y$  наблюдается в первые 3-4 тыс. часов, при увеличении общего осевого износа канавки продолжает незначительно увеличиваться. Абсолютное значение  $\Delta y$  определяется, главным образом, следующими факторами: твердостью, величиной износа втулки цилиндра и режимами нагружения цилиндров. При увеличении износа втулки цилиндра, скорость отклонения от плоскости  $\Delta y$  увеличивается, что приводит к увеличению динамических напряжений в компрессионных кольцах в осевом направлении и при достижении определенной вели-

чины может привести к возникновению напряжений в кольцах больших предела прочности чугуна и их поломке.

При подконтрольной эксплуатации дизелей МАН с восстановленными ГП установлено, что допустимая величина конусности равна 0,45–0,5 мм, что хорошо совпадает с данными полученными независимо в работе [9].

Изнашивание торца канавки к периферии определяется, в первую очередь, величиной твердости упрочненной рабочей поверхности канавки, так как деталь работает при значительных ударных нагрузках, возникающих в момент сгорания топлива. Значительное влияние на форму торца канавки оказывает также величина износа втулки цилиндра, так как под давлением газов в заколочном пространстве кольцо выдвигается из канавки на большую величину, чем в новой втулке, в результате этого увеличивается момент силы действующей на нижний торец при ударе.

Потому проблема создания в восстанавливаемом рабочем слое канавки ГП поверхности с максимально высокой и твердостью (неограниченными возможностями механической обработки слоя) и коррозионную стойкость, является очень важной, однако технологически сложной и требует применения особых мер и подходов к ее решению.

Анализ твердости торцов канавок ГП получаемых при применении используемых упрочняющих технологий показывает, что она ограничивается возможностью механической обработки наплавленных материалов и составляет величину HRC 36–42, что является недостаточным. (По данным фирмы МАН твердость нижних торцов должна быть не менее HRC 51).

Кроме того, анализ действия внутренних и внешних факторов при обследовании изношенных ГП, поступивших на восстановление на СРЗ по причине увеличенного износа канавок, показал, что в некоторых случаях, на нижних торцах наблюдались следы токарного резца [2]. Вероятно, это можно объяснить тем, что химическая коррозия под действие серной кислоты, сконденсированной во впадинах шероховатостей торцов восстановленных канавок ГП судовых дизелей, эксплуатирующихся на пониженных нагрузках, уменьшает площадь рабочей поверхности, что приводит к увеличению скорости изнашивания канавок. Как при обкатке, так и при эксплуатации дизеля эти поверхности не прирабатываются. Отсюда следует необходимость минимизации шероховатости нижних торцов поверхности канавок ГП. Как показали опыты, шероховатость должна быть не более  $R_a=0,8$ .

Таким образом, при работе дизеля на частичных нагрузках, критерием ремонта ГП МОД является комплекс эксплуатационных свойств,

который должна обеспечить технология ремонта детали: высокая твердость (не менее HRC 51), коррозионную стойкость и шероховатость нижнего торца канавки  $R_a=0,8$  или меньше.

Для уменьшения вероятности поломок поршневых колец необходима разработка технологии ремонта и упрочнения, обеспечивающая твердость нижних торцов канавки ГП HRC 54-56 (и более), исключаящая увеличенный износ канавки в радиальном направлении.

В работах [7, 8] указывается, износ втулок цилиндров увеличивает скорость изнашивания канавок головок поршней, а форма изнашивания канавок ГП влияет на величину напряжений и поломку уплотнительных колец

Исследование взаимного влияния величины износа сопряженных деталей ЦПГ на их долговечность в результате увеличения скорости изнашивания показало, что износ втулок цилиндров уменьшает долговечность узла ЦПГ по параболическому закону  $t = -0,9S^2 + 0,4S + 11$  за счет увеличения скорости изнашивания канавок ГП [2].

Анализ физико-химических процессов влияющих на скорость изнашивания сопряженных деталей ЦПГ МОД, влияние внутренних и внешних факторов на надежность работы узла ЦПГ, позволили сформулировать следующие рекомендации которые надо учитывать при разработке технологий ремонта головок поршней:

- износ периферии торцов нижних перемычек ГП по отношению к плоскости перемычки, происходит из-за недостаточной твердости и является причиной потери работоспособности компрессионных колец ГП из-за их функционального отказа (поломки);
- шероховатость поверхности торца канавки ГП является параметром, позволяющим получить наилучшие тактико-технические характеристики дизелей, эксплуатирующихся на частичных нагрузках;
- при разработке методики определения ожидаемого ресурса узла ЦПГ после ремонта необходимо учитывать техническое состояние сопряжения «втулка цилиндра – кольцо – канавка поршня», в том числе влияние износа втулок цилиндров на скорость изнашивания канавок ГП по нелинейному закону  $t = -0,9S^2 + 0,4S + 11$ ;

Для предотвращения поломки колец и уменьшения скорости изнашивания сопряженных деталей ЦПГ авторами разработаны новые технологии ремонта ГП: упрочнением торцов канавок плазменной наплавкой коррозионно-стойким никель-кобальтовым порошком (HRC 54-56) [7]; упрочнением комбинированным методом цементации и поверхностным трением быстровращающимся стальным диском, с созданием твердого, коррозионно-стойкого белого слоя (HRC 57-58) [2]; электро-

дуговой наплавки, с формированием твердого коррозионного слоя с помощью кристаллодержателя, без последующей механической лезвийной обработки (HRC 57- 60) [8].

#### Выводы.

1. Анализ физико-технологических процессов происходящих при эксплуатации и ремонте деталей ЦПГ, действие внутренних и внешних факторов на долговечность узла, работающего с восстановленными деталями, показал, что при ремонте не учитываются все существенные факторы, влияющие на долговечность деталей, а именно:
  - физико-химическая природа изнашивания, изменяющаяся в зависимости от степени форсирования двигателей;
  - форма износа нижних торцов канавок ГП;
  - шероховатость торцов канавок ГП;
  - влияние износа втулок цилиндров на скорость изнашивания канавок ГП, увеличение напряжений в кольцах и их поломку.
2. Впервые предложен подход к повышению долговечности ЦПГ на основе рассмотрения сопряжения из трех деталей «втулка цилиндра – кольцо – канавка поршня» вместо сопряжения из двух деталей, позволил учесть, ранее не учитываемые, факторы влияющие на работоспособность узла ЦПГ.
3. Критерием потери работоспособности компрессионных колец ГП из-за их функционального отказа (поломки), является величина износа периферии торцов нижних перемычек ГП на величину 0,45 мм, по отношению к плоскости перемычки, появляющегося из-за недостаточной твердости нижних торцов канавок.
4. Шероховатость поверхности торца канавки ГП является параметром, позволяющим получить наилучшие тактико-технические характеристики дизелей, эксплуатирующихся на частичных нагрузках.
5. При разработке методики определения ожидаемого ресурса восстановленных ГП необходимо учитывать техническое состояние деталей всего узла ЦПГ, особенно износ втулок цилиндров уменьшающий долговечность узла ЦПГ по параболическому закону  $t = -0,9S^2 + 0,4S + 11$  за счет увеличения скорости изнашивания канавок ГП.
6. Для повышения долговечности восстановленных ГП МОД, работающих как на частичных, номинальных, так и на форсированных нагрузках, необходимо повышение твердости до HRC 54-56; коррозионной и износостойкости; отсутствие градиента механи-

ческих свойств по глубине упрочненного слоя; чистоты поверхности торцов канавок ГП  $R_a=0,8$ .

7. Разработаны технологии ремонта головок поршней для судовых МОД с диаметрами цилиндров 570-900мм, которые обеспечивают заданные свойства и эксплуатацию СДВС без ограничения мощности.

Совокупность сформулированных критериев, а также разработанные технологические процессы ремонта и упрочнения деталей обеспечивают нахождение эффективной управляющей стратегии для получения деталей с эксплуатационными свойствами, максимально приближенными к условиям функционирования.

Полученные результаты могут быть использованы при реновации судов, а также в областях дизелестроения и др.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Возницкий И.В. Практические рекомендации по смазке судовых дизелей. / Возницкий И.В. – СПб., 2005. – 135 с.
2. Слободянюк И.М. Повышение надежности восстановленных головок поршней судовых дизелей путем повышения их эксплуатационных свойств при ремонте / Слободянюк И.М., Молодцов Н.С. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2005. – № 14. – Одесса: ОНМА. – С. 127-133.
3. Сторожев В.П. Причины и закономерности постепенных отказов основных триботехнических объектов энергетической системы судна и повышения их ресурса. / Сторожев В.П. – Одесса, 2001. – 341 с.
4. Хромых В.А. Повышение ресурса восстановленных головок поршней судовых крейцкопфных дизелей / Хромых В.А., Славитский М.Л. // Морской тр-т. Сер. «Судоремонт». – 1980. – Вып. 9(438). – М.: ЦБНТИ. – С. 1-5.
5. Плишкин Н.Н. Восстановление головок поршней двигателей «МАН» KB Z70/120 и некоторые результаты их эксплуатации. (Опыт канонерского СРЗ) / Плишкин Н.Н. // Морской тр-т. Сер. «Судоремонт». ЭИ. – 1980. – Вып. 9(438). – М.: ЦБНТИ. – С. 5-13.
6. Костин А.К. Износ и ресурс деталей ЦПГ судовых двигателей в эксплуатационных условиях / Костин А.К., Борисов В.И. // Двигателестроение. – 1984. – №7. – С. 20-25.
7. Слободянюк Д.И. Способ восстановления головок поршней судовых малооборотных двигателей / Слободянюк Д.И., Молодцов Н.С., Слободянюк И.М. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – Вып. 19. – Одесса: ОНМА. – С. 80-86.

8. Слободянюк Д.И. Ремонт головок поршней судовых энергетических установок методом плазменной наплавки / Слободянюк Д.И., Слободянюк И.М. // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2007. – № 20. – Одесса: ОНМА. – С. 46-55.
9. Харин В.А. Повышение работоспособности головок поршней двигателей МАН К8Z70/120Е / Харин В.А., Подушкин С.И., Николаев Б.Е., Дальман М.С., Флориантская М.В. // Морской транспорт. „Судоремонт”. – 1988. – Вып. 15 (604). – С. 1-16.

УДК 656.61

Голиков В.А., Голиков В.В.  
ОНМА**ЧЕЛОВЕЧЕСКИЙ ФАКТОР В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ СУДНА**

*Постановка проблемы в общем виде и ее связь с важными научными или практическими задачами.*

Математическое описание гомеостатических параметров организма человека обычно представляется в виде стохастического процесса [1]. Однако эти параметры, как показывают экспериментальные исследования, детерминированы [2–4]. Так, например, величина температуры тела не зависит от времени и пространства. Покажем это.

Пусть температуру тела пытаются изменить  $n$  случайных факторов,  $X_1, X_2, \dots, X_n$ . Роль факторов могут выполнять как случайные величины, так и случайные функции времени.

Поскольку воздействие каждого фактора  $X_i$  по своей мощности различно, то учет различия представим степенью каждого фактора  $X_i^{k_i}$ . Воздействие на организм всех факторов можно представить в виде случайной величины или случайной функции  $X$ :

$$X = X_1^{k_1} \cdot X_2^{k_2} \cdot \dots \cdot X_n^{k_n}. \quad (1)$$

Найдем математическое ожидание  $M[X]$ . Обозначим любую из констант человеческого тела  $Y$ , которая является функцией от  $X$ :

$$Y = \Psi(M[X]). \quad (2)$$

Функция  $\Psi(M[X])$  должна обладать постоянством для каждой из констант человеческого тела. В частности, функция  $Y$  может быть линейной:

$$Y = KM[X] + b.$$

Следовательно, функция  $\Psi(M[X])$  является детерминированной, а процесс – не стохастическим. В физиологической системе со стохастическим входом выход будет детерминированным.

Отклонение от средних значений констант человеческого тела можно представить в виде дисперсии:

$$D[X] = M[(X - M[X])^2].$$

*Анализ последних достижений и публикаций, в которых начато решение данной проблемы и выделение нерешенных ранее частей общей проблемы.*

Оценка влияния отдельных факторов и их совместное воздействие на организм человека учитывается смешанными моментами  $K_{ij}$  первого порядка:

$$K_{ij} = M[X_i, X_j] = \int_{-\infty}^{+\infty} \int_{-\infty}^{+\infty} (X_i - M[X_i])(X_j - M[X_j])f(x_i, x_j) dx_i dx_j.$$

Тогда все внешние воздействия представляются [5] корреляционной матрицей  $K = (K_{ij})_{i,j=1}^n$ .

Величины  $M[X]$ ,  $D[X]$ ,  $K_{ij}$  могут быть функциями времени —  $M[X, t]$ ,  $D[X, t]$ ,  $K_{ij}(t)$ .

Вид функций распределения  $F(x_i, x_j)$ , а также плотности распределения  $f(x_i, x_j)$  обычно неизвестны, где  $x_i, x_j$  — возможные значения случайных величин  $X_i, X_j$ . Функции определяются по результатам эксперимента [6, 7], которые указывают на то, что  $X_1, \dots, X_n$  подчиняются нормальному закону [5].

$$f(x_1, \dots, x_n) = f(X) = \frac{\sqrt{|K|}}{\sqrt{(2\pi)^2}} \exp\left\{-\frac{1}{2}Q(x_1, x_2, \dots, x_n)\right\},$$

где  $Q(x_1, \dots, x_n)$  — положительно определённая квадратичная форма;  $|K|$  — определитель корреляционной матрицы.

Число рассмотренных выше факторов конечно. Однако можно рассматривать бесконечные последовательности факторов или случайных функции с дискретным или непрерывным временем.

Для моделирования воздействия внешней среды на организм с некоторой точностью можно принять функцию распределения, совпадающую с марковской [5]:

$$F(x_1, x_2, \dots, x_n) = F(x_1)F(x_2/x_1)F(x_3/x_2) \dots F(x_n/x_{n-1}). \quad (3)$$

Это предположение основывается на том, что реакция организма на очередной раздражитель откликается лишь на приращение раздражения [7, 8], а не на раздражитель в целом. Возможно представление функции (3) ступенчатым или полумарковским процессами, как это отмечено в [4]. Однако функция (2) детерминирована, а изучаемый процесс не стохастический.

Если отказаться от представления случайной функции марковской функцией распределения (3), то возможности математического описания воздействий внешней среды на организм человека можно осуществить с помощью других потоков событий или случайных процессов [5].

*Формулировка целей статьи:*

Целью настоящего исследования является детерминированное моделирование процесса адаптации человека к изменениям окружающей среды при морских переходах. Используя результаты исследования

процессов адаптации [4, 7, 9], введем две силы выживаемости организма. Основная сила  $F_0$ , определяющая абсолютный уровень выживаемости организма, и относительная  $F_R$ , вырабатываемая конкретным организмом в процессе жизни для противодействия тем случайным факторам, о которых говорилось выше.

*Изложение материала исследования с обоснованием полученных научных результатов:*

Физиологический аспект адаптации можно описать дифференциальным уравнением 2-го порядка, в котором неизвестным является некоторая логическая величина  $\Psi_1$  — адаптация (или в [9] — "количество здоровья"):

$$m\ddot{\Psi}_1 + n_1\dot{\Psi}_1 + c\Psi_1 = F_0 + F_R - \phi. \quad (4)$$

Здесь  $m$  — масса тела;  $n_1$  — сопротивляемость организма;  $c$  — упругие характеристики тела;  $\phi$  — сила действия окружающей среды. В работе [1] функция  $\Psi_1$  описана дифференциальным уравнением первого порядка. Считаем, что силу инерции (массу тела) необходимо учитывать. Например, адаптация к холоду у тучных и худых людей разная [2, 3]. Уравнение (4) учитывает характеристики конкретного организма с помощью пяти параметров  $m, n_1, c, F_0, F_R$ . Для пользования уравнением (4) необходимо ввести единицу измерения  $\Psi_1$ . Это может быть длина, расход потребляемого организмом кислорода, метаболизм, теплоощущения и др. [10].

Наконец, в качестве  $\Psi_1$  можно выбрать некоторую  $n$ -мерную величину, характеризующую гомеостатическое состояние организма: давление —  $x_1(t)$ , температура —  $x_2(t)$ , кислотность —  $x_3(t)$  и т.п., т.е. —  $\Psi_1 = \Psi_1(x_1, x_2, \dots, x_n)$ . Тогда, для каждой из указанных величин  $x_i(t)$  следует написать уравнение типа (4). Соответственно этому изменяется и природа сил  $F_0, F_R, \phi$ . Получится, что адаптация будет определяться  $5n$ -мерной вектор-функцией  $\Psi_1$ . Чтобы сделать  $x_1, x_2, \dots, x_n$  безразмерными, следует ввести два положения вектор-функции  $\Psi$  — оптимальное  $\Psi_{\text{оп}} = \Psi_1(x_1, x_2, \dots, x_n)$  и текущее  $\Psi_{\text{т}} = \Psi_1(x_{1\text{т}}, x_{2\text{т}}, \dots, x_{n\text{т}})$ , учитывающее изменение параметров внутренней среды. Тогда безразмерной будет  $y_i = \frac{x_{i\text{т}} - x_{i0}}{x_{i0}}$ , а уравнение (4) следует записать по отношению к  $y_i$ :

$$m_i^* \frac{d^2 y_i}{dt^2} + n_i^* \frac{dy_i}{dt} + c_i^* y_i = \tilde{f}_i,$$

где  $\tilde{f}_i$  — правая часть уравнения (4).

В результате получена система  $n$  линейных дифференциальных уравнений 2-го порядка.

Соответственно приведем левую часть уравнения (4) к безразмерному виду, введя безразмерное время  $\tau = K_1 t$ , скорость —  $\dot{\Psi}_1 = K_1 \frac{d\Psi}{d\tau}$ ,

ускорение —  $\ddot{\Psi} = L_1^2 \frac{d^2\Psi}{d\tau^2}$ , возмущение —  $f = \frac{F_0 + F_R - \phi}{mK_1^2}$ .

Тогда уравнение (4) для безразмерного  $\Psi$  запишется:

$$\frac{d^2\Psi}{d\tau^2} + n \frac{d\Psi}{d\tau} + K^2\Psi = f, \quad (5)$$

где  $n = \frac{n_1}{mK_1}$ ,  $K^2 = \frac{c}{mK_1^2}$ .

В действительности коэффициенты уравнения (5) являются переменными, а само уравнение — нелинейным. Будем полагать коэффициенты уравнения (5) постоянными, а уравнение — линейным.

Величину  $f$  как функцию от  $\phi$  можно представить в виде трех рядов:

$$\begin{aligned} f = & \sum_{n=0}^{\infty} a_n \cos u_n \tau + b_n \sin u_n \tau + \sum_{n=1}^{\infty} J_n \delta(\tau - nT_0) + \\ & + \sum_{n=1}^{\infty} f_n \left[ 1 + 2(-1)^n \sigma(\tau - nT_0) \right], \end{aligned} \quad (6)$$

где  $a_n, b_n, u_n, J_n, T_0, f_n$  — постоянные.

Каждому ряду отвечают величины: периодического характера, которые представлены рядом Фурье; мгновенного стрессового характера, которые представлены рядом из функций Дирака; постоянного стрессового характера, которые представлены рядом из функций Хевисайда.

Исходя из (5) и (6), процесс адаптации, можно представить состоящим из постоянной, рациональной функции времени, трансцендентных функций времени, периодических функций, а также из рядов, аналогичных рядам выражения (6), что подтверждается приводимыми в [7] соответствующими кривыми адаптации. При этом, как уже указывалось, "структурный системный след" адаптации, в принципе, всегда обратим, поскольку в решении уравнения (5) есть периодические функции. В условиях стресса функция адаптации содержит ряды из функций Дирака и Хевисайда. Это означает, что даже в условиях длительного стресса успешно работают антистрессовые реакции, уменьшающие его влияние на организм за счет "терпения" [7].

В заключение рассмотрим устойчивость (нулевого решения) уравнения возмущений для (5):

$$\frac{d^2 X}{d\tau^2} + n \frac{dX}{d\tau} + K^2 X = 0, \quad (7)$$

где  $X = \frac{1}{\Psi_0} (\Psi - \Psi_0)$ ,  $\Psi_0$ ,  $\Psi$  — текущее комфортное (равновесное) и неравновесные состояния соответственно.

Решая соответствующее характеристическое уравнение, заключаем:

- наличие сил сопротивления организма внешним воздействиям ( $n \neq 0$ ) обеспечивает асимптотически устойчивый процесс адаптации, т.е. тренированный организм скорее адаптируется;
- если  $n=0$ , то адаптация тоже устойчива, но не асимптотически, так как малейшее изменение внешних условий для нетренированного организма может привести к потере устойчивости;
- при  $n \neq 0$  и  $D=n^2-4K^2 > 0$  получается аperiодический, асимптотически затухающий процесс;
- при  $n \neq 0$  и  $D=n^2-4K^2 < 0$  — адаптационный процесс носит периодический, затухающий характер с непрерывно уменьшающейся амплитудой;
- если  $n^2-4K^2=0$ , то  $X(t) = (C_1 + C_2\tau) \exp\left(-\frac{n}{2}\tau\right)$ , где  $C_1, C_2$  — постоянные интегрирования, что обеспечивает асимптотическую устойчивость, но скорость переходного процесса замедляется;
- если  $C=0$  и  $K=0$ , то из (7) получаем  $u(\tau)=C_1+C_2\exp(-n\tau)$ , тогда при  $\tau \rightarrow \infty$   $X \rightarrow C_1$  наблюдается патология адаптационного процесса, а в обратном случае чем выше коэффициент упругости, тем выше скорость адаптационного процесса;
- при  $m \rightarrow \infty$ ,  $n \rightarrow 0$ ,  $K \rightarrow 0$  решение уравнения имеет вид  $X=C_1+C_2\tau$ , что означает неустойчивость;
- если  $m$  или  $K^2$  конечны, то ни масса  $m$ , ни частота  $K$  не изменяет асимптотической устойчивости процесса, а с ростом  $m$  или  $K$  скорость переходного процесса замедляется.

Остановимся на конкретном примере:

О состоянии теплового режима организма обычно судят по уравнению теплового баланса [3]:

$$Q_s = Q_b + Q_m + Q_d + Q_R + Q_e + Q_k + Q_c + Q_r - W, \quad (8)$$

где  $Q_s$  — теплосодержание;  $Q_b, Q_m, Q_d, Q_R, Q_e, Q_c, Q_r$  — соответственно тепло конвективное, определяемое кровоснабжением тканей, от пото-

выделения и потоиспарения, метаболическое, респираторное, конвекционное и радиационное, теплообмен с окружающей средой;  $W$  — энергия, затрачиваемая на работу.

С помощью указанного уравнения получено достаточно много интересных результатов [11, 15]. Однако ввиду его скалярности оно не дает практически никаких новых механизмов развития процесса тепловой адаптации. Более того, уравнение теплового баланса, не выявляет природу тепловых процессов как внутри, так и на поверхности организма.

И.П. Павлов считал терморегулирование внешних и внутренних отделов тела различным. Это подтвердили последующие многочисленные исследования [7], что можно доказать учетом внутренних тепловых процессов организма с помощью введения уравнения движения крови в сердечно-сосудистой системе.

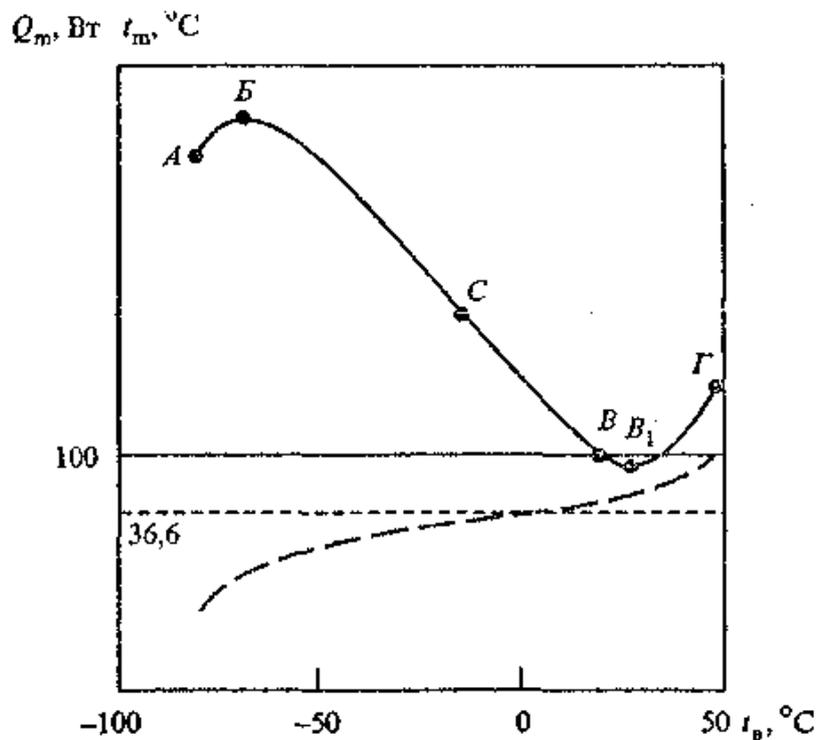


Рис. 1. Схема перестройки основного обмена организма в состоянии покоя при тепловой нагрузке [8]: сплошная линия — метаболическое тепло ( $Q_m$ ); штриховая — температура тела ( $t_m$ ); критические точки: А — верхняя летальная, Б — максимальная (максимальный метаболизм при дрожи); В — установочная (жизненная); В<sub>1</sub> — минимальная (минимальный метаболизм); Г — нижняя летальная

Температура тела поддерживается за счет терморегуляции [3, 8], которая подчиняется нормальному закону. Для адаптации к среде обитания нормальный закон можно принять, исходя из формы кривой терморегуляции (рис. 1). Эта кривая в полном виде имеет точки перегиба (хотя бы одну). На участке АС ускорение терморегуляции отрицательное, а на СВ — положительное. В точке С ускорение терморегуляции обраща-

ется в нуль. Зависимость  $Q_m(t_B)$  на участке  $ACB$  описывается нормальным законом распределения в форме [12]:

$$Q_m(t_B) = \left[ A - B \exp\left(-\frac{t_B^2}{B^2}\right) \right],$$

где  $t_B$  — температура воздуха;  $A, B, a$  — постоянные.

В тепловом обмене человека с окружающей средой главную роль играет кровообращение [13], которое делится на венозное и артериальное. Движение венозной и артериальной крови к конечностям, которые наиболее подвержены воздействиям температуры окружающей среды, а также к поверхности других частей тела, отдавая свое тепло, выравнивает температуру тела, стабилизируя частоту сердечных сокращений.

Зависимость передачи тепла организму кровью в функции от времени можно описать уравнением [12]

$$t(\tau) = t_0 + (t_m - t_0) X(\tau). \quad (9)$$

Здесь  $t(\tau)$  — температура тела в любой момент времени;  $t_0, t_m$  — температура тела в начале и конце теплового воздействия;  $X$  — степень передачи тепла по артериальным и венозным сосудам через кожу:

$$X(\tau) = \frac{1 - \exp\left(-\frac{3}{2} \frac{\tau^2 - \tau_0^2}{\tau_p^2}\right)}{1 - \exp\left(-\frac{3}{2} \frac{\tau_m^2 - \tau_0^2}{\tau_p^2}\right)}, \quad (10)$$

где  $\tau$  — текущее время;  $\tau_0, \tau_m$  — время начала и конца теплового воздействия;  $\tau_p$  — время смены знака ускорения метаболического тепла. Если в уравнении (9)  $t(\tau), t_0, t_m$  заменить соответственно на подвижности  $\phi(p), \phi_0, \phi_m$ , время  $\tau$  — на напряжение сдвига, то получится уравнение кривой подвижности крови в функции от напряжения сдвига  $p$  [12]. Скорость течения крови  $\dot{\epsilon}(p)$  описывается уравнением

$$\dot{\epsilon}(p) = p \left[ \phi_0 + (\phi_m - \phi_0) X(p) \right]. \quad (11)$$

Значение  $u(p)$  можно получить из уравнения теплопроводности кожного покрова, которое у каждого человека индивидуально [14].

Формула (9) изменения температуры тела оценивает функциональные возможности человека с помощью пяти параметров  $t_0, t_m, \tau_0, \tau_m, \tau_p$ , которые являются функциями среды климатических зон, и позволяет определять динамическое тепловое равновесие организма как в обыч-

ных условиях, так и в условиях срочной адаптации без привлечения инерционных сил клеток организма.

*Выводы и перспектива дальнейшей работы по данному направлению:*

Представленные подходы к математическому моделированию поведения гомеостатических систем организма человека в условиях адаптации позволяют значительно расширить область исследования человеко-машинных систем в части повышения их надёжности, энергетической сбалансированности и эффективности управления технологическими процессами.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Бровко А.А. Системное моделирование процессов адаптации организма к изменениям окружающей среды в норме и патологии / Бровко А.А., Славин М.Б. // Биол. науки. – 1993. – №1. – С. 141–153.
2. Кощеев В.С. Физиология и гигиена индивидуальной защиты организма от холода / Кощеев В.С. – М.: Медицина, 1981. – 288 с.
3. Кощеев В.С. Физиология и гигиена индивидуальной защиты человека в условиях высоких температур / Кощеев В.С., Кузнец Е.И. – М.: Медицина, 1986. – 256 с.
4. Компоненты адаптационного процесса / Под ред. В.И. Медведева. – Л.: Наука, 1984. – 111 с.
5. Высшая математика. Ч. 2. / Овчинников П. Ф. и др. – К.: Вища шк., 1989. – 645 с.
6. Бартон А. Человек в условиях холода / Бартон А., Эдхолм О. – М.: Изд-во иностр. лит., 1957. – 334 с.
7. Меерсон Ф.З. Адаптация, стресс и профилактика / Меерсон Ф.З. – Л.: Наука, 1984. – 278 с.
8. Зотин А.И. Термодинамическая основа реакций организмов на внешние и внутренние факторы / Зотин А.И. – М.: Наука, 1988. – 272 с.
9. Амосов Н.М. Раздумья о здоровье / Амосов Н.М. – М.: Физкультура и спорт, 1987. – 64 с.
10. Хаскин В.В. Энергетика теплообразования и адаптации к холоду / Хаскин В.В. – Новосибирск: Наука, 1975. – 199 с.
11. Андропова Т.Е. Гелеометропные реакции здорового и больного чело века / Андропова Т.Е., Деряпа Н.Р., Соломатин А.П. – Л.: Медицина, 1982. – 248 с.
12. Овчинников П.Ф. Виброреология / Овчинников П.Ф. – К.: Наук. думка, 1983. – 271 с.

13. Витте Н.К. Тепловой обмен человека и его гигиеническое значение / Витте Н.К. – К.: Госмедиздат УССР, 1956. – 148с.
14. Майстрах Е.В. Патологическая физиология охлаждения человека / Майстрах Е.В. – М.: Медицина, 1975. – 216 с.
15. Голиков В.А. Теоретические основы кондиционирования микроклимата на судах / Голиков В.А. – Одесса: ОГМА, 1999. – 325с.

УДК 629.12

Луковцев В.С., Ханмамедов С.А., Щербинин В.А.  
ОНМА

## ОСОБЕННОСТИ РАБОТЫ КОМБИНИРОВАННОГО ДВИГАТЕЛЯ В СОСТАВЕ СУДОВОЙ ПРОПУЛЬСИВНОЙ УСТАНОВКИ

**Постановка проблемы в общем виде.** В последнее время в мировом судостроении отмечается устойчивая тенденция использования комбинированных главных двигателей (малооборотный дизель и электрическая машина, расположенные на одном валу), которые позволяют существенно повысить эффективность судовой пропульсивной установки (СПУ) за счет расширения области ее допустимых режимов работы [1].

Поскольку наблюдается рост числа судов с комбинированными двигателями в составе СПУ [2], то задачи исследования совместной работы дизеля и электрической машины на единый движитель становятся актуальными [3].

**Постановка задачи.** Задачей данного исследования является совершенствование систем управления комбинированным двигателем и разработка более эффективных законов его управления в статических и динамических режимах, и в частности в штатных режимах работы на минимально устойчивых оборотах, а также при нагружении главного двигателя до предельно допустимых величин. Данные режимы часто возникают при маневрировании судна в стесненных условиях, следовании в караване, движении в битом льду, против встречного ветра, при буксировке другого судна, при плавании на мелководье и т.д.

**Изложение основного материала.** По данным фирмы «WARTSILA» наибольшее распространение получила структурная схема судовой пропульсивной установки с комбинированным двигателем, при которой малооборотный двигатель (МОД) с регулятором частоты вращения (РЧВ) и электрическая машина (Г/М) с управляющим устройством (УУ), штатно установлены на одном валу и совместно работают на винт фиксированного шага (ВФШ), представленная на рис. 1.

Установившиеся режимы работы главного двигателя обычно лимитируются статическими характеристиками предельных физических возможностей, и характеризуется областью его возможных рабочих режимов. Так при работе на малом ходу (при минимальных оборотах и довольно низкой выходной мощности СЭУ), когда дизель практически работает в режиме холостого хода, у него сохраняется высокая вероятность остановки, т.к. работа на этом режиме связана с трудностями поддержания устойчивой работы (рис. 2).

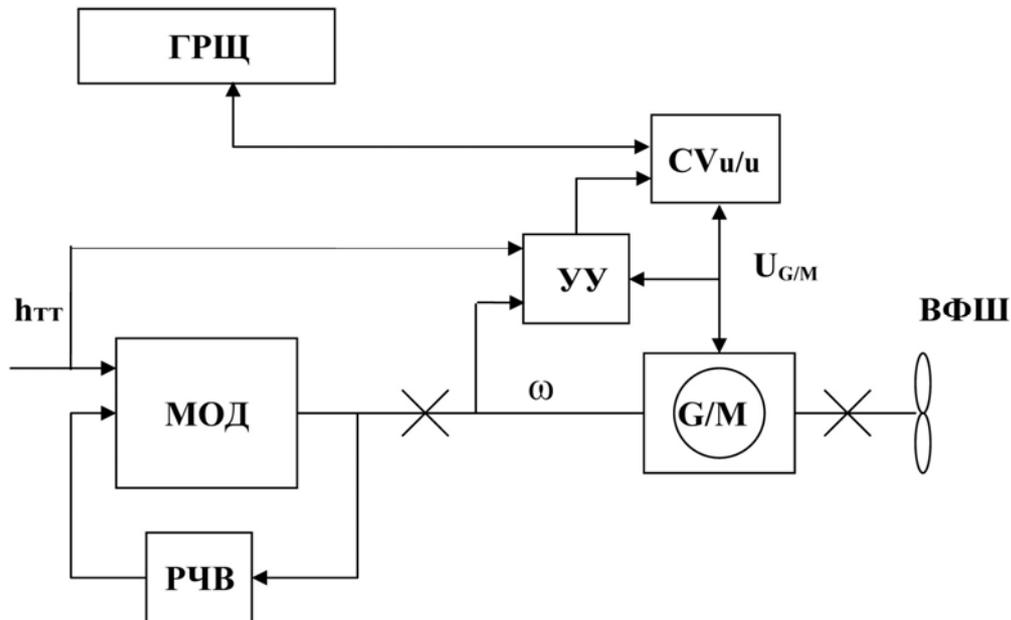


Рис. 1. Структурная схема СПУ с комбинированным двигателем

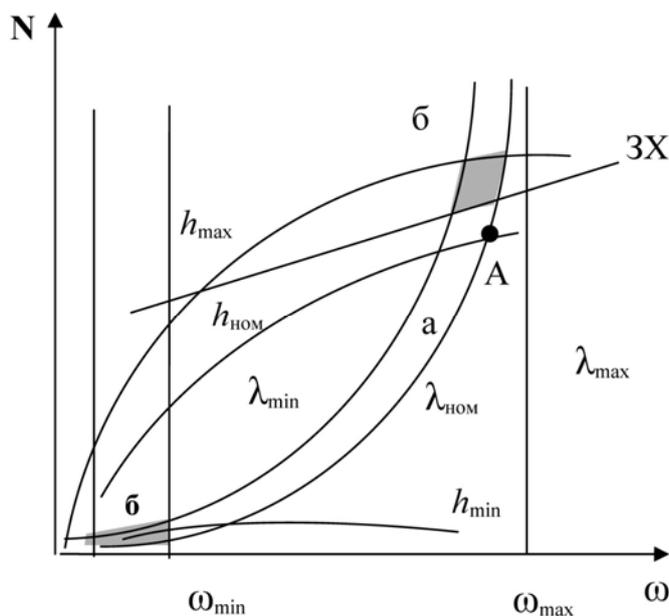


Рис. 2. Область допустимых режимов работы ГД: ЗХ — заградительная характеристика; а — зона устойчивой работы традиционного дизеля; б — дополнительные зоны (затененные) устойчивой работы дизеля с электрической машиной на одном валу

Если в этом режиме ГД с помощью электрической машины нагрузить, т.е. использовать G/M в качестве генератора, который отдает свою энергию в электроэнергетическую систему судна, то дизель, чтобы удержать заданные обороты РЧВ увеличит подачу топлива, и ГД будет работать устойчиво на минимальных оборотах, но уже на новой нагрузочной характеристике.

Если же в этом режиме электрическую машину применить в качестве электродвигателя, то ход судна можно обеспечить от гребной электрической составляющей комбинированного двигателя. В этом случае электрическая машина обеспечивает расширение области допустимой работы ГД в зоне минимальных оборотов вплоть до нулевых значений (см. рис. 2). Если дизель отключить муфтой, то возможен режим гребной электрической установки. При современных средствах управления работа в этой зоне может обеспечивать частоту вращения вплоть до нулевых значений.

Если дизель отключить муфтой, то возможен режим гребной электрической установки. При современных средствах управления работа в этой зоне может обеспечивать частоту вращения вплоть до нулевых значений.

При работе ГД совместно с регулятором частоты вращения в номинальном режиме (точка А) при сравнительно небольших изменениях нагрузки возможны значительные перегрузки ГД, поскольку двигатель будет работать выше заградительной характеристики. В этом случае за счёт добавления крутящего момента от электрической машины можно снизить нагрузку на ГД и тем самым расширить область допустимых режимов ГД за счёт зоны, находящейся выше заградительной характеристики ЗХ (см. рис. 2).

В динамических режимах электрическая машина за счёт варьирования величины и знака своего момента также позволяет обеспечивать подгрузку или разгрузку дизеля, чем обеспечивается сокращение времени переходных режимов СПУ. На рис. 3. приведены кривые разгона и торможения главного двигателя с включением электрической машины в качестве электродвигателя (кривая на рис. 3а) и в качестве нагрузочного генератора (кривая на рис. 3б).

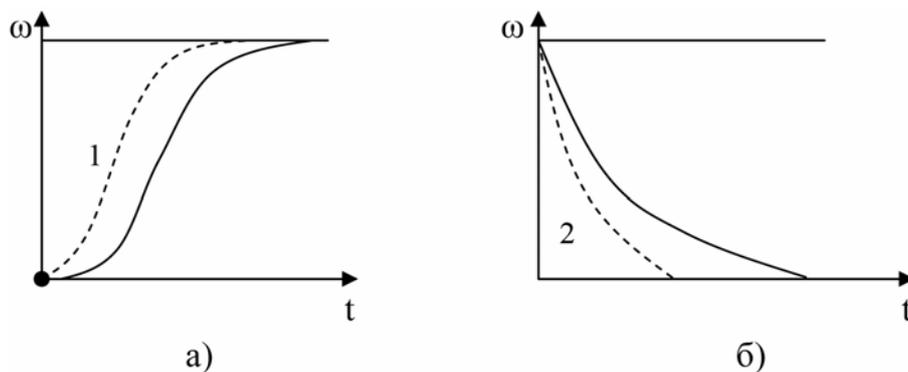


Рис. 3. Кривые разгона (а) и торможения (б) главного двигателя с применением и исключением из состава СПУ электрической машины: 1 — работа дизеля с электрической машины в качестве электродвигателя, 2 — работа дизеля совместно с электрической машины в качестве генератора

Использование электрической машины благоприятно скажется и на реверсировании ГД, особенно когда судно при торможении имеет ход, его винт работает как гидротурбина, подкручивая коленвал ГД. Если электрическую машину перевести в режим генератора, то инерция судна будет быстро погашена, и тогда не придется долго ждать остановки ГД.

В процессе маневрирования, из-за инерции судна, а также на установившихся режимах, вследствие влияния внешних факторов, при работе совместно с регулятором частоты вращения возникают перегрузки двигателя или наоборот недоиспользование его мощности. В установках с винтом регулируемого шага для устранения влияния таких факторов используются регуляторы нагрузки, автоматически корректирующие шаг винта. В установках с винтом фиксированного шага осуществ-

ляется лишь ограничение по мощности, что снижает эффективность установки в целом. В комбинированном же двигателе устранение внешних отрицательных факторов будет осуществляться соответствующим включением электрической машины, что существенно позволит КПД установки в целом.

Таким образом, видно, что применение в составе комбинированного двигателя электрической машины приводит к следующему уравнению динамики:

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_{\text{дв}} - M_c \pm M_e,$$

где:  $J$  — приведенный момент инерции, вращающихся частей комбинированного двигателя (дизеля и электрической машины);  $M_{\text{дв}}$  — вращающий момент ГД;  $M_c$  — момент сопротивления гребного вала;  $M_e$  — вращающий или тормозной момент электрической машины;  $\omega$  — угловая скорость вала комбинированного двигателя.

Данное уравнение удобно решить в оболочке среды Matlab, чтобы получить оптимальные законы управления комбинированным двигателем.

**Заключение.** Применение электрической машины в составе комбинированного двигателя обеспечивает:

- повышение КПД преобразования энергии топлива в полезную механическую работу;
- улучшение динамических характеристик во время разгона и торможения пропульсивного комплекса;
- расширение зоны устойчивой работы пропульсивного комплекса.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Schmid H. The success of RT-flex Engine / Wartsila, Switzerland. Application Development. – Winterhur, March 2006. – 47 p.
2. Зайко А. Сняться с якоря /А. Зайко // Энергия промышленного роста. – 2006. – № 5-6. – С. 11-14.
3. Шербинин В.А. Комбинированные дизели как средство повышения эффективности судовых пропульсивных установок / Ханмамедов С.А., Луковцев В.С., Шербинин В.А. // Судовые энергетические установки: науч.-техн.сб. – 2007. – Вып. 16. – Одесса: ОНМА. – С. 4-9.

УДК 621.822 : 621.125

Кирюхин А.Л., Сапига В.В.  
СВМИ им. П.С. Нахимова**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КОРАБЕЛЬНЫХ  
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК В ЭКСТРЕМАЛЬНЫХ СИТУАЦИЯХ,  
СВЯЗАННЫХ С ПОСТУПЛЕНИЕМ ВОДЫ В СИСТЕМУ СМАЗКИ  
ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ**

Отказы элементов пропульсивных комплексов кораблей и судов в сложной метеорологической и навигационной обстановке, в специфических условиях функционирования могут привести к срыву выполняемых задач, а также к авариям с тяжелыми последствиями и существенными убытками. Выбор режимов использования средств движения в такой обстановке неразрывно связан с оценкой запаса по работоспособности основного энергетического оборудования и, как следствие, с прогнозированием масштабов восстановительных и ремонтных работ.

Если для нормальных условий эксплуатации эффективность энергетической установки обычно оценивается коэффициентом полезного действия, то в условиях воздействия экстремальных внешних факторов её эффективность следует оценивать исходя из способности выполнения основных функций, т.е. исходя из возможности обеспечения заданной скорости хода и свободы маневрирования. Анализ отказов энергетических систем кораблей и судов [1] указывает на существенное влияние на маневренные качества корабля не только потери работоспособности подшипниками пропульсивного комплекса, а и нарушения динамической устойчивости жидкостного трения. В этой связи одной из актуальных прагматических задач представляется повышение эффективности функционирования энергетического оборудования при часто встречающемся в практике эксплуатации пропульсивных комплексов кораблей и судов обводнении смазочного материала подшипниковых узлов.

Обоснование выбора критериев оценки эффективности пропульсивных комплексов посредством установления соответствующих показателей работоспособности отдельных элементов энергетической установки было сделано в работе [2]. Автором доказана необходимость рассмотрения трибосистемы «подшипник скольжения – техническое средство» не самостоятельно, как автономного объекта, а в комплексе с энергетической установкой и кораблём в целом. Современные исследования сложных технических систем [3 – 5] подтверждают необходимость системного подхода к анализу эффективности использования пропульсивных комплексов, особенно в экстремальных ситуациях.

Экспериментальными исследованиями [6 – 8] доказана возможность безаварийного функционирования подшипников скольжения даже при значительном обводнении смазочного материала. Однако специфика работы подшипниковых узлов в этих условиях – малый запас по устойчивости жидкостного трения, повышенные вибрации и нестабильность температурного режима смазки – требует комплексной оценки работоспособности пропульсивного комплекса в широком диапазоне изменения параметров, характеризующих возможные режимы использования энергетической установки при наиболее вероятных сценариях развития аварийной ситуации.

Выявление рациональных режимов использования средств движения при авариях, связанных с поступлением воды в систему смазки подшипников скольжения, даст возможность обслуживающему персоналу принимать научно-обоснованные решения по управлению энергетической установкой не замыкаясь в жестких и однозначных рамках нормативной и эксплуатационной документации.

Целью настоящего исследования является определение границ зоны безаварийного функционирования пропульсивного комплекса с учётом запаса по устойчивости жидкостного трения в подшипниках скольжения его основных элементов при аварийном поступлении воды в систему смазки.

Главной характеристикой, определяющей величину скорости хода и возможности маневра, следует считать диапазон изменения эффективной мощности, обеспечиваемый главными двигателями. Для экстремальных условий основной показатель эффективности использования средств движения должен также включать значения мощности, которые могут быть ограничены работоспособностью отдельного оборудования. Такой показатель может быть представлен в виде коэффициента эффективности

$$k_3 = \frac{N_e^{\max} - N_e^{\min}}{N_{e0}}, \quad (1)$$

где  $N_{e0}$  — эффективная мощность энергетической установки на номинальном режиме работы;  $N_e^{\max}$ ,  $N_e^{\min}$  — максимально и минимально допустимые уровни мощности, обусловленные частичной или полной потерей работоспособности отдельного оборудования.

Работоспособность оборудования определяется критериями прочности, жесткости, устойчивости и некоторыми другими, т.е. работоспособность отдельного элемента установки

$$P_i = P_i(k_1; k_2, k_3 \dots, k_j), \quad (2)$$

где  $k_1$ ;  $k_2$ ,  $k_3$  — критерии работоспособности элемента в рассматриваемых условиях.

В результате расчета количественных показателей критериев работоспособности элементов можно определить уровни мощности, обеспечивающие безаварийные режимы использования энергетической установки.

Рассмотрим режимы использования средств движения корабля в случае обводнения смазочного масла элементов пропульсивного комплекса. Для унификации количественных оценок работоспособности отдельных элементов энергетической установки в качестве базовой примем паротурбинную установку (ПТУ), основное энергетическое оборудование которой (турбина, редуктор, подшипники валопровода) смазывается однотипным смазочным материалом (минеральным маслом из группы турбинных). За показатель работоспособности подшипников скольжения примем гидродинамический критерий

$$k_{\text{п}} = \frac{h_{\text{кр}}}{h_{\text{р}}} \leq 1, \quad (3)$$

где  $h_{\text{кр}}$ ,  $h_{\text{р}}$  — минимально допустимая и расчетная толщина слоя смазки в подшипнике.

Толщина несущего слоя в подшипнике может быть получена при решении статической задачи нахождения распределений давления, температуры и проекций скорости движения смазки в смазочной пленке. Однако гидродинамические силы, действующие со стороны несущего слоя, обладают способностью демпфирования и в условиях обводнения смазочного масла могут стать причиной неустойчивого движения ротора в подшипнике. Поэтому для определения работоспособности подшипников, кроме статических характеристик, рассматриваются динамические характеристики смазочного слоя. Для их установления решаются нестационарные уравнения Рейнольдса и энергии совместно с уравнением движения ротора [9]. В процессе расчёта определяется статическое положение и траектории движения центра ротора в подшипнике, по которым находится запас по устойчивости жидкостного режима трения.

По результатам комплексного решения статической и динамической задач может производиться оценка и прогнозирование работоспособности подшипника как при постоянном водосодержании смазочного материала, так и в условиях, моделирующих изменение степени обводнения при неотключаемом поступлении воды в смазку. На рис. 1 представлены результаты расчёта минимальной толщины смазочного слоя  $h_{\text{min}}$  и амплитуды колебаний ротора  $A$  в опорном подшипнике валопровода при заданной скорости изменения концентрации воды в масле (расчёты

производились на номинальной частоте вращения  $n = 330$  об/мин для подшипника с индивидуальной смазкой при удельной нагрузке  $p_T = 0,8 \cdot 10^6$  Па, радиусе вала  $R = 9,5 \cdot 10^{-2}$  м и радиальном зазоре  $\delta = 2,8 \cdot 10^{-4}$  м).

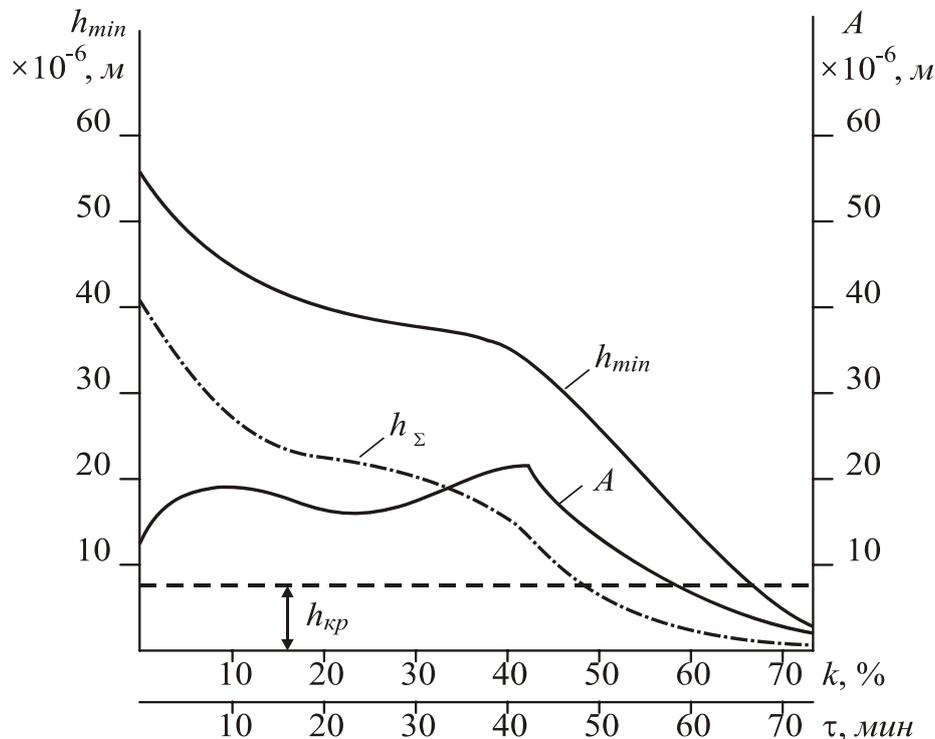


Рис. 1. Минимальная толщина смазочного слоя  $h_{min}$  и амплитуда  $A$  колебаний ротора в опорном подшипнике валопровода

Как видно из рис. 1, в диапазоне степеней обводнения  $k = 0-50\%$ , соответствующем зоне функционирования подшипника с требуемым запасом по устойчивости жидкостного режима трения, наблюдается бифуркационная точка, в которой монотонный рост амплитуды колебаний вала прекращается, и трибологическая система переходит в другое состояние. Область с минимальными автоколебаниями наблюдается при  $k = 40-50\%$  в широком диапазоне нагрузочно-скоростных характеристик гидродинамических подшипников как на циркуляционной, так и индивидуальной смазке и может рассматриваться как проявление самоорганизации — самопроизвольной реакции трибологической системы на непрерывно увеличивающуюся концентрацию воды, приводящую к постепенному ослаблению исходной ориентационной упорядоченности «чистого» масла и, в определенный момент, к скачкообразному переходу из одного стационарного состояния в другое. Первое из этих явлений характеризуется плавным уменьшением толщины несущего слоя и ростом амплитуды колебаний, соответствующим постепенному изменению ориентации анизодиаметричных молекул минерального масла в слоях,

охваченных градиентным скоростным потоком и насыщенных молекулами воды. Второе элементарное трибологическое явление проявляется после прохождения бифуркационной точки и связано с преимущественной переориентацией анизодиаметричных частиц молекулярных и субмолекулярных размеров в направлении потока. При этом структурированные слои масла на поверхностях трения, имеющие толщину порядка  $3-8 \cdot 10^{-6}$  м [7], сохраняют свою преимущественно гомеотропную (перпендикулярную поверхности) ориентацию и обеспечивают требуемые упруго-демпфирующие свойства несущего слоя. Быстрый переход к граничному трению при увеличении водосодержания смазочного материала выше  $k_{\text{пред}} = 50-60\%$  связан с уменьшением толщины поддерживающего слоя вследствие снижения его вязкости при диффузии воды в адсорбированные на трибоповерхностях масляные пленки и сопровождается локальными вспышками температуры, оказывающими дополнительное разупорядочивающее действие на полимолекулярные приповерхностные структуры. Эти явления усугубляются ростом амплитуд колебаний, вызванных небалансированностью ротора и изменением динамики движения всей трибосистемы в целом.

Хотя работоспособность подшипника может сохраняться при кратковременном обводнении смазки с  $k > 60\%$  [8], использование валопровода в этом режиме может повлечь за собой повреждение антифрикционного слоя вкладышей. Поэтому при определении границ зоны нормального функционирования подшипника эти режимы считаются предаварийными и не рекомендуются к использованию.

Семейство кривых, представленных на рис. 1, соответствует номинальному режиму работы главных двигателей. Для дальнейшего анализа безаварийных режимов использования энергетической установки обобщаются расчётные оценки устойчивости жидкостного режима трения для всех подшипников валопровода при основных спецификационных режимах работы.

Аналогичные расчёты проводятся применительно к подшипникам турбины и редуктора. Для редуктора кроме расчёта показателей работоспособности подшипников необходимо также производить оценку эффективности смазочного действия обводненного масла в зубчатых зацеплениях. В этих условиях, как показано в работе [2], определяющим показателем будет температурный критерий заедания.

Для удобства интерпретации полученных результатов обслуживающим персоналом представим зону безаварийного функционирования трибоузлов энергетической установки в виде зависимости допустимого диапазона изменения частот вращения валопровода от концентрации воды в подшипниках основного энергетического оборудования (рис. 2).

Кривые 1, 2, 3 представляют собой зависимости минимальной безопасной частоты вращения валопровода по гидродинамическому критерию работоспособности от концентрации воды в смазке  $k$  соответственно для подшипников редуктора, валопровода и турбины; кривая 4 — зависимость максимально допустимой частоты вращения валопровода от  $k$  по температурному критерию заедания зубчатой передачи [2].

Анализ зависимостей рис. 2 показывает, что безопасные режимы использования средств движения существенно зависят от степени обводнения смазочного масла: кривые 1–3 ограничивают частоту вращения (а следовательно, и мощность) "снизу", а кривая 4 — "сверху". Особенно значительно на эффективность энергетической установки влияет даже кратковременное обводнение смазки при  $k > 40\%$ .

На рис. 3 приведена обобщенная зависимость коэффициента эффективности корабельной энергетической установки от концентрации воды в смазке основного оборудования, на которой наглядно представлено влияние экстремальных условий эксплуатации на возможности средств движения корабля. Для сравнения приведена зависимость коэффициента эффективности при  $k = 0$  (кривая 1) и при  $k \neq 0$  (кривая 2).

Таким образом, задача обеспечения работоспособности и высокой эффективности энергетических установок в экстремальных условиях заключается, прежде всего, в обоснованном выборе личным составом режимов ее использования, а также в выполнении мероприятий по устранению повреждений или уменьшению масштабов воздействия ава-

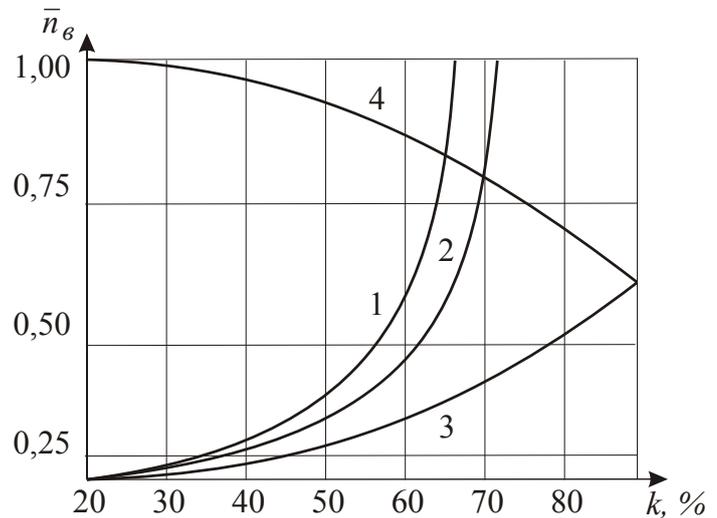


Рис. 2

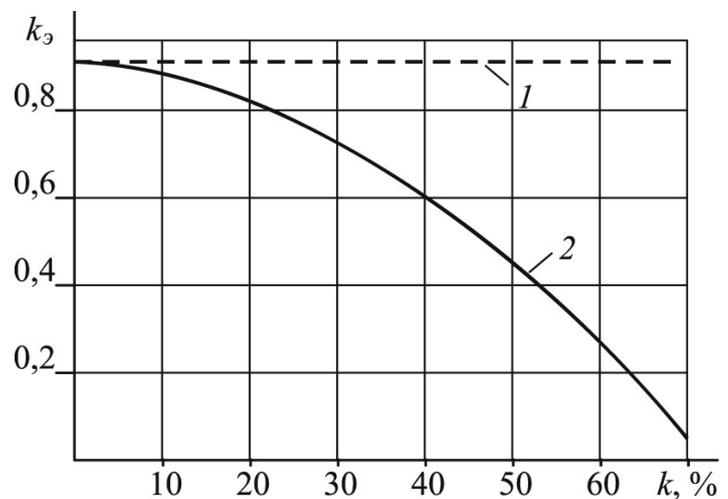


Рис. 3

рийных факторов. Предложенный метод позволяет заблаговременно рассчитать наиболее рациональные режимы использования средств движения, а на стадии проектирования – выбирать необходимые для обеспечения высокой эффективности конструктивные решения.

#### СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Стророжев В.П. Причины и закономерности постепенных отказов основных триботехнических объектов энергетической системы судна и повышение их ресурса: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.02.02. – Хмельницкий, 2002. – 432 с.
2. Клементьев М.Ф. Критерии эффективности судовых паротурбинных установок в экстремальных условиях // Безопасность эксплуатации судовых энергетических установок: Сб. научн. тр. – Севастополь: ВМФ, 1991. – С. 6–10.
3. Щедролосев А.В. Основы совершенствования энергоиспользования в специальных энергетических системах универсальных наливных судов: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.08.05. – Николаев, 2004. – 413 с.
4. Козьминых А.В. Основы системного анализа судовых энергетических установок. – О.: ОГМА, 2000. – 192 с.
5. Торовец А.Г. Реконфигурируемое повышение живучести, надежности и безопасности судовых технических средств: Дис. ... д-ра техн. наук: 05.26.01. – Севастополь, 1996. – 502 с.
6. Кирюхин А.Л., Ощепков Ю.Г., Сапига В.В. Влияние обводнения смазочного масла на работоспособность радиальных подшипников скольжения // Судовые энергетические установки: Сб. научн. тр. – Одесса: ОНМА, 2003. – № 9. – С. 25–29.
7. Кирюхин А.Л., Сапига В.В. Экспериментальное исследование структурной самоорганизации водосодержащего смазочного материала в клиновидном зазоре подшипника скольжения // Сб. научн. тр. СВМИ. – Севастополь: СВМИ, 2005. – Вып. 1(8). – С. 54–62.
8. Ощепков Ю.Г., Клементьев М.Ф. Оценка работоспособности опорных подшипников корабельных турбоагрегатов при большом обводнении смазочного масла // Повышение эффективности эксплуатации технических средств судов: Сб. научн. тр. – Севастополь: СВВМИУ, 1987. – С. 19–23.
9. Кирюхин А.Л. Метод расчета критериев работоспособности радиальных подшипников скольжения при слоистом течении обводненного смазочного материала // Сб. научн. тр. СВМИ. – Севастополь: СВМИ, 2004. – Вып. 5. – С. 157–163.

УДК 621.45.02

Черныш И.И.  
ОНМА

### ВЫБОР РЕЖИМА РАБОТЫ ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Режимы работы двигателей характеризуются переменной частотой вращения вала и нагрузками, определяющими показатели рабочего процесса. Судовые двигатели имеют разнообразные режимы работы в зависимости от типа судна и установки, в которых они применяются.

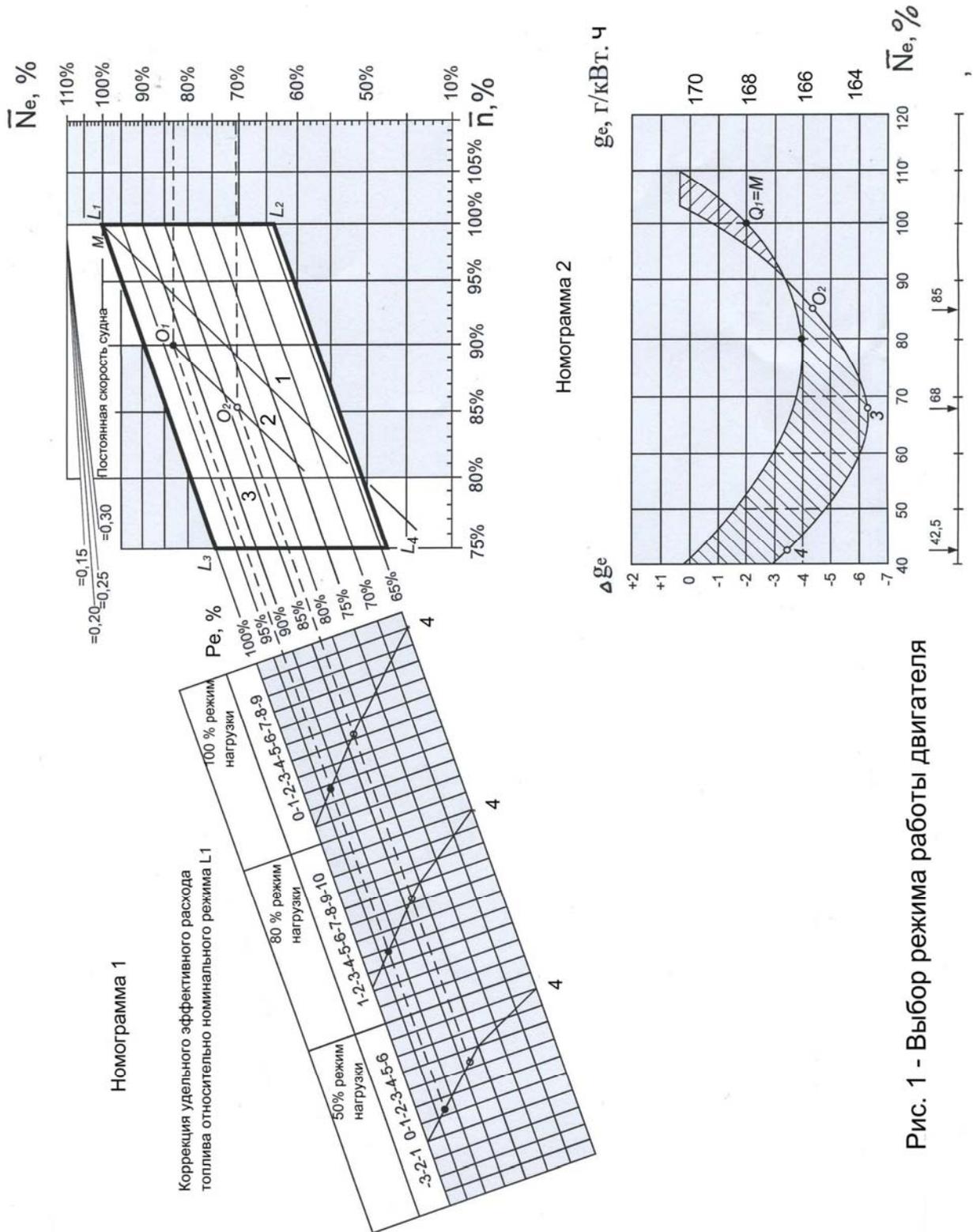
Они работают при переменных нагрузках и частотах вращения, либо с прямой передачей на винт фиксированного или регулируемого шага.

Режим работы главного двигателя может быть определен частотой вращения и индикаторной мощностью или средним индикаторным (эффективным) давлением. Нагрузка двигателя определяется цикловой подачей топлива, зависящей от положения топливной рукоятки управления двигателем (индекса топливной рейки).

Необходимо иметь в виду, что работа двигателя при уменьшении частоты вращения вала приводит к экономии топлива только в случае, когда это уменьшение достигается снижением среднего индикаторного  $P_i$  (эффективного  $P_e$ ) давления. Если же снижение частоты вращения происходит при неизменном значении  $P_i$ , то следует ожидать не экономию топлива, а перегрузку двигателя при его длительной эксплуатации.

Единых информационных материалов (рекомендаций), позволяющих назначать и анализировать режимы работы главных двигателей, обеспечивающих надежность и безопасность их длительной эксплуатации и определяющих экономию топлив при движении на номинальных скоростях нет. Разработаны рабочие диаграммы скоростных ограничительных характеристик по среднему индикаторному давлению и индикаторной мощности для режимов полного хода и работы на экономичном ходу, применяемые к главным двигателям некоторых типов судов.

Заслуживает внимание метод выбора мощности главного двигателя и наиболее экономичного режима, используемый фирмой MAN B&W (рис. 1, номограммы 1, 2) в диапазоне значений мощностей, определяемых многоугольником  $L_1L_2L_3L_4$ . Система координат логарифмическая, поэтому винтовые характеристики и значения среднего эффективного давления представляют собой прямые линии. На оси абсцисс в процентах указана относительная частота вращения вала двигателя  $\bar{n}$ , а на оси ординат — относительная мощность  $\bar{N}_e$  дизеля. Номинальный режим максимальной длительной мощности соответствует точке  $L_1$  ( $N_{\text{НОМ}}=100\%$ ,  $n_{\text{НОМ}}=100\%$ ), через которую проходит теоретическая винтовая характеристика 1.



В остальных точках принято:  $L_2$  —  $p_e = 0,64p_{eном}$ ,  $n = n_{ном}$ ,  $L_3$  —  $p_e = p_{eном}$ ,  $n = 0,75n_{ном}$ ;  $L_4$  —  $p_e = 0,64p_{eном}$ ,  $n = 0,75n_{ном}$  (кроме дизеля L35, у которого в точках  $L_3$  и  $L_4$  частота вращения  $\bar{n} = 0,82$ ). Для всех контрактных мощностей предусмотрено сохранение максимального давления сгорания на уровне номинального режима.

Параметры дизелей только для точки  $L_1$  берем из таблицы 1. Однако приведенная номограмма для любой точки  $O_1$ , соответствующей контрактной мощности, позволяет найти не только мощность  $N_e$ , среднее эффективное давление  $p_e$  и частоту вращения  $O$ , но и удельный эффективный расход топлива  $g_e$ . С этой целью из точки  $O_1$ , соответствующей контрактной мощности  $N_{ек}$  и расположенной на винтовой характеристике 2, следует провести линию 3, параллельную линии  $L_3$ - $L_1$ , до пересечения с линией 4 при 100% нагрузке. Точка пересечения линий 3 и 4 укажет поправку  $\Delta g_e$  в г/(кВт ч) с учетом знака. Расход топлива при  $N_{ек}$  будет равен  $g_e = g_{eном} + \Delta g_e$ , где  $g_{eном}$  — расход топлива на режиме  $L_1$  (см. табл. 1).

Таблица 1. Основные характеристики дизелей S-МС, L-МС/МСЕ, К-МС фирмы МАН – Б и В

Марка	$D$ , мм	$S$ , мм	$N_{eцил}$ , кВт	$O$ , мин <sup>-1</sup>	$p_e$ , мПа	$p_z$ , мПа	$g_e$ , г/(кВт ч)
S80MC-C	800	3200	3880-1860	76-57	19-12,2	14,2	167-157
S80MC	800	3056	3640-1750	93-70	18-11,5	14,2	170-162
S70MC-C	700	2800	3100-1500	92-68	19-12,2	14,2	169-156
S70MC	700	2268	2830-1360	108-81	18-11,5	14,2	174-162
S60MC-C	600	2400	2260-1090	105-79	19-12,2	14,2	170-158
S60MC	600	2292	2040-980	106-79	18-11,5	14,2	170-158
S50MC-C	500	2000	1580-760	127-96	19-12,2	14,2	171-159
S50MC	500	1920	1430-690	127-95	18-11,9	14,2	171-160
S46MC-C	460	1932	1310-880	129-108	19-15,2	14,0	174-169
S42MC-C	420	1764	1025-695	136-115	18,5-14,8	13,5	174-168
S35MC	350	1400	814-606	173-147	19,1-15,3	14,2	173-147
S26MC	260	980	400-275	250-212	18,5-14,8	14,2	179-174
K98MC	980	2660	5720-4100	94-84	18,2-14,8	14,2	171-165
K98MC-C	980	2400	5710-4130	76-57	19-15,2	14,2	167-160
K90MC	900	2916	4890-2340	94-71	18-11,5	14	171-159
K90MC-C	900	2300	4560-3100	104-89	18-14,4	13,5	171-165
L80MC-C	800	2592	3640-1750	93-70	18-11,5	13,5	174-162
K80MC-C	800	2300	3610-2470	104-89	18-14,4	13,5	174-167
L70MC	700	2268	2830-1350	91-68	18-11,5	13,5	174-162
L60MC	600	1944	1920-920	123-92	17-10,9	13,5	171-159
L50MC	500	1620	1330-640	148-111	17-10,9	12,5	173-160
L42MC	420	1360	995-480	176-132	18-11,5	13,5	177-165
L35MC	350	1050	650-440	210-178	18,4-14,7	13,5	177-171

Поправки  $\Delta g_e$  при 50 и 80% нагрузке, приведенные в левой части номограммы, позволяют найти расход топлива и на любых частичных нагрузках при  $N_e > 0,5N_{ек}$ . Для этого вначале аналогичным образом находят расход  $g_e$  при 50 и 80% нагрузках, а затем строят зависимость расхода  $g_e$  от нагрузки с учетом значения  $g_e$  и при 100%  $N_{ек}$ . На рис. 1 (номограмма 2) показана кривая изменения расхода топлива для дизеля 6S60МС-С при цилиндровой контрактной мощности в точке  $O_1$ :  $N_{ек} = 0,83N_{енорм} = 0,84 \cdot 12240 = 10159$  кВт. Поправка  $\Delta g_e$  для режима в точке  $O_1$  составляет 4 г/кВт ч, а удельный эффективный расход топлива,  $g_e = 0,166$  г/кВт ч.

Строим кривую изменения расхода топлива от нагрузки. Для данной контрактной мощности наименьший удельный эффективный расход топлива будет находиться в интервале 75...80% от номинальной мощности.

Контрактную мощность соответствующей точке  $O_2$ , винтовой характеристике 2, находим в процентном отношении от точки  $O_1$ , приняв точку  $O_1$  за 100%. Тогда  $N_{ек(O_2)} = 0,85 \cdot 10159 = 8635$  кВт. Аналогично определяем частоту вращения  $O_{к(O_2)} = 0,94 \cdot 95 = 89$  мин<sup>-1</sup>.

Кривую изменения расхода топлива от нагрузки при контрактной мощности соответствующей точке  $O_2$  строим аналогично как для точки  $O_1$ .

Из номограммы 2 видно, что работая по винтовой характеристике 2 при 68% от контрактной мощности  $N_{ек(O_2)}$ , поправка  $\Delta g_e$  будет составлять 6,32 г/кВт, а удельный эффективный расход топлива приблизительно 163 г/кВт ч.

Указанный метод выбора режима главного двигателя простой и доступен при использовании судовладельцами и судовыми механиками.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Камкин С.В. Эксплуатация судовых дизелей. / Камкин С.В., Возницкий И.В. – М.: Транспорт, 1990. – 360 с.
2. Фомин Ю.Я. Судовые двигатели внутреннего сгорания. / Фомин Ю.Я. – Л.: Судостроение, 1989. – 344 с.
3. MAN B&W Diesel Engines. DK-2450 Copenhagen SV, 1998. – 858 p.

## РЕФЕРАТЫ

УДК 621.43:621.928.3

*Радченко О.П., Масленников А.А.* Исследование реологии судового топлива // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 21 – Одесса: ОНМА. – С. 4-9.

Эффективное топливоиспользование невозможно без учёта реологических свойств современных топлив как неньютоновской жидкости. Полнота сгорания топлив зависит от разрушения их стабильного структурного состояния.

Ил. 2. Список. лит. 4.

*Radchenko O.P., Maslennikov A.A.* Investigation of Rheology of Marine Fuels /// Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2008. – No 21. – Odessa: ONMA. – P. 4-9.

Effective use of fuels is impossible without knowledge about rheological characteristics of modern fuels as non-Newtonian liquid. Combustion efficiency depends on destruction of their stable structural state.

Fig. 2. Bibl. 4.

УДК 664.724

*Голиков А.А.* Совершенствование технологий и условий перевозки гигроскопичных грузов в трюмах транспортных судов // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 21 – Одесса: ОНМА. – С. 10-22.

Разработана математическая модель и проведен расчетный анализ различных характеристик тепловлажностных процессов, протекающих в зерновой массе, загруженной в трюмы судов при их транспортировке и обработке охлажденным и осушенным воздухом. Представлены технико-технологические рекомендации по осуществлению процессов тепловлажностной обработки зерна, направленные на энергоэффективное использование судового энергетического оборудования и лучшее сохранение зерна.

Табл. 3. Список. лит. 5.

*Golikov A.A.* Perfection of Technologies and Conditions of Transportation Hygroscopic Loads in Ship Holds // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2008. – No 21. – Odessa: ONMA. – P. 10-22.

A mathematical model is developed and an estimated analysis of the different heat-moisture processes characteristics proceeding in the grain mass, loaded into the holds of ships at their transportation and processing by cooled and dried air are carried out. Technical and technological recommendations about realization of heat-moisture processing of grain directed on effective energy use of the ship's power equipment and better preservation of grain are presented.

Tab. 3. Bibl. 5.

УДК 541.123.38:628.165.09

*Абрамов В.А.* К вопросу о величине второй константы диссоциации угольной кислоты в морской воде // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 21 – Одесса: ОНМА. – С. 23-40.

Проведен анализ литературных данных по величине второй смешанной константы диссоциации угольной кислоты  $K_2''$  в морской воде, ее имитатах и искусственных растворах, при различных температурах и соленостях. Показано, что существуют

расхождения в значениях  $K_2''$  у разных исследователей. Получена формула для определения  $K_2''$  в зависимости не только от температуры и солености, но и щелочности морской воды, позволяющая проводить более точные расчеты компонентов карбонатной системы при параметрах работы судовых теплообменных аппаратов. Табл. 4. Ил. 1. Список лит. 14.

*Abramov V.A.* To the Problem of the Value of Second Constant of Carbon Acid Dissociation in Sea Water // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2008. – No 21. – Odessa: ONMA. – P. 23-40.

Published data were analyzed that concern the second mixed constant of carbon acid dissociation  $K_2''$  in sea water, its imitates and synthetic solutions, at different temperatures and salinities. Different investigators obtained different  $K_2''$  values. We present formulae for calculating  $K_2''$  in dependence not only from temperature and salinity but also from its alkalinity that makes calculations of carbon system components more exact at working modes of marine apparatuses.

Tabl. 4. Fig. 1. Bibl. 14.

УДК 621.431.74-571-581

*Половинка Э.М., Коллегаев М.А., Турчанинов О.В.* Имитационное моделирование системы гидравлического запираания форсунки судового среднеоборотного дизеля // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 21 – Одесса: ОНМА. – С. 41-50.

Рассматриваются процессы в системе гидравлического запираания форсунки судового среднеоборотного дизеля. Показано, что основное влияние на характеристики процесса интенсивность колебательного процесса в системе гидравлического запираания оказывает начальное давление и свойства запирающей жидкости.

Табл. 1. Ил. 6. Список лит. 5.

*Polovinka E.M., Kolegayev M.A., Turchaninov O.V.* Imitating Modeling of Hydraulic Cut-off System of Marine Middle Speed Diesel Injector // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2008. – No 21. – Odessa: ONMA. – P. 41-50.

Article discusses the processes in the hydraulic cut-off system of marine middle speed diesel injector. It is shown that basic pressure and characteristics of cut-off fluid produce basic influence on the rate of working fluid oscillations in the cut-off system.

Tabl. 1. Fig. 6. Bibl. 5.

УДК 621.316.721

*Власенко А.А.* Синтез оптимального регулятора по отклонению стабилизации частоты судового дизель-генератора // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 21 – Одесса: ОНМА. – С. 51-59.

Предложена методика синтеза оптимальных в определенном смысле регуляторов с использованием как традиционной, так и микропроцессорной элементной базы. Получены математические модели оптимальных систем стабилизации частоты судового дизель-генератора.

Ил. 2. Список лит. 1.

*Vlasenko A.A.* The Synthesis of Optimal Regulator by Derivation of Marine Diesel Generator Stability // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2008. – No 21. – Odessa: ONMA. – P. 51-59.

The method of regulators synthesis using traditional elements as well as microprocessor ones is suggested. Mathematical models of optimal systems for stabilizing marine diesel generator frequency are worked out.

Fig. 2. Bibl. 1.

УДК 629.12.056 (075.8)

*Деркач И.И., Гончаренко А.Г., Логишев И.В.* Совершенствование конструктивных методов контроля топливоиспользования в СЭУ // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 21 – Одесса: ОНМА. – С. 60-68.

Разработана и создана физическая модель системы измерения расхода массы топлива, позволяющая на порядок снизить погрешность измерения. Натурные испытания, подтверждающие результаты стендовых исследований, проведены на морском буксире «Новатор» Одесского морского порта.

Ил. 8. Список лит. 3.

*Derkach I.I., Goncharenko A.G., Logishev I.V.* Development of Constructive Methods of Fuel Control in Marine Power Plants // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2008. – No 21. – Odessa: ONMA. – P. 60-68.

Physical model of system is developed for measuring mass of fuel that decreases by degree inaccuracy of measurement. Actual test that prove the results of stand investigations were conducted onboard of "Novator" tag of Odessa Sea Port.

Fig. 8. Bibl. 3.

УДК 621.431.74

*Слободянюк Д.И., Слободянюк И.М., Молодцов Н.С.* Физико-технологические предпосылки восстановления работоспособности цилиндропоршневой группы судовых МОД // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 21 – Одесса: ОНМА. – С. 69-77.

Представлен анализ физико-технологических процессов, происходящих при эксплуатации и ремонте деталей ЦПГ. Предложен новый подход рассмотрения сопряжения узла ЦПГ из трех деталей «втулка цилиндра – кольцо – канавка поршня», который позволил учесть ранее не учитываемые факторы изнашивания деталей. Разработаны рекомендации по ремонту головок поршней.

Ил. 2. Список лит. 9.

*Slobodianiuk D.I., Slobodianiuk I.M., Molodtsov N.S.* Physical and Technological Backgrounds for Restoration of Operability of Low Speed Diesel Sleeve Assembly // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2008. – No 21. – Odessa: ONMA. – P. 69-77.

The analysis of physical and technical processes that occur at maintenance and repair of piston-cylinder-unit is presented. The new approach is suggested that gave the possibility to take into consideration new factors of wear of its parts. Recommendations are given that concern piston caps repair.

Fig. 2. Bibl. 9.

УДК 656.61

*Голиков В.А., Голиков В.В.* Человеческий фактор в условиях эксплуатации судна // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 21 – Одесса: ОНМА. – С. 78-86.

Рассмотрены различные подходы к моделированию поведения гомеостаза в адекватных и неадекватных условиях внешней среды. Математические модели предназначены для создания систем микроклимата на судах, а методы формализации мо-

гут быть использованы при исследовании поведения сложных самоприспосабливающихся и самоорганизующихся систем.

Ил. 1. Список лит. 15.

*Golikov V.A., Golikov V.V.* Human Factor in Conditions of Ship Running // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2008. – No 21. – Odessa: ONMA. – P. 78-86.

Different approaches to the modeling of homeostasis behavior in adequate and non adequate conditions of external environment are considered. Mathematical models are oriented to the creation of onboard microclimate systems and the methods of formalization may be used at investigation of complex self-adapted and self-organizing systems behavior.

Fig. 1. Bibl. 15.

УДК 629.12

*Луковцев В.С., Ханмамедов С.А., Щербинин В.А.* Особенности работы комбинированного двигателя в составе судовой пропульсивной установки // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 21 – Одесса: ОНМА. – С. 87-90.

Выполнен анализ режимов работы судовой пропульсивной установки с комбинированным двигателем в зонах минимально устойчивых оборотов и перегрузок. Определены зоны, расширяющие область допустимых режимов работы главного двигателя.

Рис. 3. Список лит. 3.

*Lukovtsev V.S., Hanmamedov S.A., Sherbinin V.A.* Particularities of the functioning the multifunction engine in composition ship propulsive power installation // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2008. – No 21. – Odessa: ONMA. – P. 87-90.

Working modes of ship propulsive power plant with multifunction engine in the zone of minimal firm turn and overloading are analyzed. The zones that increase the area of possible working modes of the main engine were found.

Fig. 3. Bibl: 3.

УДК 621.822:621.125

*Кiryukhin A.L., Sapiga V.V.* Повышение эффективности использования корабельных энергетических установок в экстремальных ситуациях, связанных с поступлением воды в систему смазки подшипников скольжения // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 21 – Одесса: ОНМА. – С. 91-97.

Представлен методологический подход к повышению эффективности корабельных энергетических установок посредством прогнозирования безаварийных режимов функционирования подшипников скольжения.

Рис. 3. Список лит. 9.

*Kiryukhin A.L., Sapiga V.V.* Enhancement of Marine Power Plants Efficiency at Extreme Cases, Connected with Water Entry to the Lubricating System of Sliding Bearings // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2008. – No 21. – Odessa: ONMA. – P. 91-97.

Article presents the methodological approach to the enhancement of marine power plants efficiency by means of prediction the accident-free working mode of sliding bearings.

Fig. 3. Bibl. 9.

УДК 621.45.02

*Черныш И.И.* Выбор режима работы главного двигателя // Судовые энергетические установки: науч.-техн. сб. – 2008. – № 21 – Одесса: ОНМА. – С. 98-101.

Описан простой метод выбора режима главного двигателя, доступный при использовании судовладельцами и судовыми механиками при работе по винтовой характеристике.

Табл. 1. Ил. 1. Список лит. 3.

*Chernysh I.I.* Selection of Main Engine Running Mode // Ship Power Plants: Sc.-Tech. Col. – 2008. – No 21. – Odessa: ONMA. – P. 98-101.

The simple method of main engine running mode selection is described that may be used by ship-owners and marine engineers at running engine according to screw characteristics.

Table. 1. Fig. 1. Bibl. 3.

## 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 21.

Подписано к печати 26.06.2008 г. Формат 60×84/16.  
Уч.-изд. л. 6,31. 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](mailto:publish@ma.odessa.ua)