НАЦИОНАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ «ОДЕССКАЯ МОРСКАЯ АКАДЕМИЯ»

На правах рукописи

СТЕЦЕНКО МАКСИМ СЕРГЕЕВИЧ

УДК 621.431.74-185.3+621.43.032.8:534.283

# ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ТРУБОПРОВОДОВ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ СУДОВОГО МАЛООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

05.05.03 – двигатели и энергетические установки

Диссертация на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Научный руководитель:

Логишев Игорь Виссарионович

к.т.н., доцент

Одесса – 2016

### ОГЛАВЛЕНИЕ

Список обозначений 6
Введение7
Глава 1. Информационный поиск по современному состоянию проблемы
надежности малооборотных дизелей 13
1.1. Оценка аварийности судов торгового флота 13
1.2. Сравнительная характеристика надежности современных малооборотных
дизелей17
1.3. Влияние современных тенденций в дизелестроении и технической
эксплуатации малооборотного дизеля на его общую надежность 25
1.4. Выводы по главе 1 39
Глава 2. Выбор темы, постановка цели и задач исследования. Общая методика
проведения исследования
2.1. Выявление противоречий в аспекте надежности топливных систем
высокого давления малооборотных дизелей 40
2.2. Выбор темы диссертационного исследования 43
2.3. Определение цели и задач исследования. Разработка технологической
карты
2.3.1. Разработка технологической карты исследования 48
2.4. Анализ реологического поведения высоковязких нефтепродуктов 52
2.5. Известные математические модели упругого поведения дисперсных
сред 60
2.6. Методика проведения экспериментального определения упругих
постоянных тяжелого топлива
2.7. Методика проведения экспериментального исследования волновых
процессов в топливопроводах высокого давления малооборотного дизеля 66
2.8. Методика проведения экспериментального исследования устойчивости
параметрических колебаний трубопроводов высокого давления
2.9. Оценка погрешности измерений волн и колебаний 70

2.10. Анализ методов синтеза главной задачи диссертационного
исследования
2.11. Выводы по главе 277
Глава 3. Исследование упругих свойств тяжелого топлива 79
3.1. Определение характеристик упругости системы «трубопровод-тяжелое
топливо»79
3.2. Теоретические закономерности численного определения упругих констант
методом молекулярной динамики
3.3. Экспериментальное определение упругих констант тяжелых сортов
топлива методом молекулярной динамики 91
3.3.1. Этапы исследования 91
3.3.2. Модели углеводородов
3.3.3. Результаты модельных экспериментов
3.4. Экспериментальное исследование упругих свойств тяжелого топлива
ультразвуковым методом 104
3.4.1. Измерение коэффициентов упругости тяжелого топлива 104
3.4.2. Определение численных значений матрицы упругости тяжелого
топлива 108
3.5. Выводы по главе 3 111
Глава 4. Теоретические и экспериментальные исследования свободных,
вынужденных и параметрических колебаний топливопровода высокого давления
малооборотного дизеля 112
4.1. Вывод математической модели волновых процессов в тяжелом
топливе 112
4.2. Особенности взаимодействия волнового поля в тяжелом топливе со
стенками трубопровода 114
4.3. Математическое моделирование колебаний в топливопроводе высокого
давления малооборотного дизеля124
4.4. Исследование параметрических изгибных колебаний топливного
трубопровода высокого давления129

4.5 Исследование акустического резонатора 133
4.6. Натурные исследования особенностей вибрационных процессов топливной
системы высокого давления малооборотного дизеля Sulzer RT-flex 96с 136
4.7. Исследование устойчивости колебательного движения топливопровода
методом Матье-Хилла 145
4.8. Проверка адекватности экспериментальных моделейй 147
4.9. Выводы по главе 4 149
Глава 5. Синтез механизмов противодействия резонансным явлениям в
трубопроводе высокого давления топливной системы малооборотного дизеля 151
5.1. Разработка технико-эксплуатационных требований к проектированию
топливных систем высокого давления, лишенных явления резонанса в
трубопроводе 152
5.1.1. Определение конструктивных параметров трубопроводов 152
5.1.2. Расчет необходимых упругих свойств материала трубопроводов 154
5.1.3. Усовершенствование автоматизированных систем технической
диагностики состояния элементов дизеля 155
5.2. Разработка процедуры безопасного управления малооборотным дизелем на
частичных режимах работы158
5.3. Оценка эффективности способов и мероприятий по повышению
надежности топливных систем высокого давления малооборотного дизеля 159
5.4. Синтез научного положения 163
5.5. Выводы по главе 5 163
Выводы 165
Список литературы 167
Приложения
Приложение А
Приложение Б
Приложение В 190
Приложение Г 195
Приложение Д 197

Приложение Е	
Приложение Ж	
Приложение 3	
Приложение И	

### СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

- АСТД автоматизированная система технической диагностики
- АЦП аналогово-цифровой преобразователь
- ГД главный двигатель
- ГПИ генератор прямоугольных импульсов
- ИКР идеальное конечное решение
- МОД малооборотный дизель
- МТК Мартына-Тобиаса-Клейна (метод)
- НДС нефтяная дисперсная среда
- ПГУ периодические граничные условия
- ПЛК программируемый логический контроллер
- ПОН программа обеспечения надежности
- САВ смолисто-асфальтеновые вещества
- САПР система автоматического проектирования
- ССЕ сложная структурная единица
- ТНВД топливный насос высокого давления
- ТРИЗ теория решения изобретательских задач
- ТА топливная аппаратура
- ТД техническая диагностика
- ТЗ техническое задание
- ТС топливная система
- ЦНГ цепочки Нозе-Гувера
- NPH normal pressure and enthalpy
- NPT normal pressure and temperature
- NVE normal volume and energy
- NVT normal volume and temperature

#### ВВЕДЕНИЕ

Более 50% Актуальность темы. судов торгового флота оснащены малооборотными поршневыми двигателями внутреннего сгорания, работающими на высоковязких (тяжелых) сортах топлива. Надежность работы этих двигателей на частичных нагрузках резко снижается по причине разрушения трубопроводов высокого давления топливной системы. Важность борьбы с разрушением трубопроводов и его последствиями подтверждается практическими действиями в виде конвенционных требований Международной морской организации (правило II-2/4 Международной конвенции по охране человеческой жизни на море – СОЛАС). В настоящее время известен ряд конструктивных решений, направленных на защиту от распространения топлива в пространство машинного отделения, однако непосредственно явление разрыва они не предотвращают.

Ввиду малоизученности проблемы разрывов трубопроводов высокого давления и постоянной угрозы безопасности судов исследование, направленное на ее решение, является актуальным.

Связь работы с научными программами, планами и темами. Работа направлена на реализацию Транспортной стратегии Украины до 2020 года (распоряжение Кабинета Министров Украины №2174-р от 20 октября 2010 г.) и проводилась в рамках НИР «Развитие современной теории и практики технической эксплуатации морского и речного флота: концепции, методы, технологии» в НУ «ОМА», ГР № 0114U000346 (2014-2017 гг.). В отчете о НИР автору принадлежит отдельный раздел: «Повышение эксплуатационной надежности топливной аппаратуры (ТА) высокого давления судового малооборотного дизеля (МОД)».

Цель и задачи исследования. Целью диссертационного исследования является сохранение и/или повышение надежности трубопроводов высокого давления путем уменьшения эксплуатационной нагрузки во время работы топливной системы судового МОД.

**Рабочей гипотезой** является тезис о существовании механизма противодействия явлению разрыва трубопроводов высокого давления. Главная задача диссертационной работы заключается в установлении причины разрыва трубопроводов высокого давления топливной системы МОД и создании механизма противодействия этому негативному явлению. Для ее решения необходимо было выполнить три вспомогательные задачи: исследования

- упругих свойств тяжелого топлива;

- волновых процессов в трубопроводе высокого давления МОД;

– параметрических изгибных колебаний трубопровода.

Объект исследования – процесс подачи тяжелых сортов топлива в цилиндры МОД.

**Предмет исследования** – параметры надежности трубопроводов высокого давления.

Методы исследования, использованные в работе:

– дедукции – в ходе информационного поиска;

– экспертного оценивания – в ходе выбора темы диссертации;

системного анализа – при разработке технологии исследования;

– косвенного измерения, Мартына-Тобиаса-Клейна и силового поля DREIDING – при численном определении параметров упругости тяжелого топлива;

– физического и математического моделирования и метод конечных
элементов – при определении характеристик волнового поля трубопровода;

Матье-Хилла – при исследовании устойчивости изгибных колебаний топливопровода;

– натурных экспериментов – в ходе исследования колебаний трубопроводов высокого давления МОД в эксплуатационных условиях;

 нагрузочного резервирования, уменьшения количества отказов и теории решения изобретательских задач и синтеза – при разработке средств повышения надежности топливной системы высокого давления МОД.

Научная новизна полученных результатов состоит в том, что разрушение трубопроводов топливной системы высокого давления МОД возникает вследствие появления частотного и/или параметрического резонансов в системе «трубопровод –

тяжелое топливо», а повышение надежности трубопроводов обеспечивается механизмами противодействия этим негативным явлениям за счет изменения частоты собственных колебаний трубопровода путем конструктивных изменений его массы, уменьшения величины сдвиговых деформаций в тяжелом топливе путем повышения его температуры выше 130 °C и/или отвода энергии с его поверхности путем вязкого трения и теплообмена.

Впервые установлено следующее:

– тяжелое топливо как рабочее тело представляет собой жидкую дисперсионную среду, содержащую твердую фазу, упругие свойства которой характеризуются пятью константами упругости, численные значения которых нелинейно уменьшаются с повышением температуры топлива, вследствие чего при достижении температуры 130 °C и выше сдвиговые деформации становятся некритическими;

– разрушение трубопроводов высокого давления топливной системы МОД вызвано повторяющимися явлениями частотного резонанса радиальных колебаний вследствие образования поперечных волн в тяжелом топливе и параметрического резонанса пространственных изгибных колебаний при снижении частоты вращения дизеля ниже 70-65 мин<sup>-1</sup>;

– амплитуда и частота колебаний элементов системы «трубопровод – тяжелое топливо» зависят:

 собственные колебания трубопровода – от констант упругости c<sub>12</sub> и c<sub>44</sub>, линейных размеров, погонной массы и интенсивности искусственного отбора энергии в окружающую среду;

 вынужденные колебания трубопровода прямо пропорциональны колебаниям в тяжелом топливе и интенсивности искусственного отбора энергии в окружающую среду;

• собственные колебания объема тяжелого топлива – от констант упругости  $c_{11}, c_{13}, c_{33}, c_{44}$  и  $c_{66}$  и линейных размеров проходного сечения трубопровода, • вынужденные колебания объема тяжелого топлива зависят от режима работы дизеля, линейных размеров камеры сжатия топливного насоса высокого давления (ТНВД) и проходного сечения подключенных трубопроводов.

 противодействие негативным резонансным явлениям обеспечивается комплексным воздействием на свойства рабочего тела, инерционные свойства трубопровода и/или интенсификацией отвода избыточной энергии.

Получили дальнейшее развитие:

 – экспериментально-аналитические методы определения констант упругости тяжелого топлива;

– методы контроля трансверсально-изотропных свойств тяжелого топлива перед его подачей в ТНВД;

 методы определения характеристик волнового поля в топливопроводах судовых дизелей с использованием моделей, сформированных на основе обобщенного закона Гука;

**Практическое значение** полученных результатов заключается в разработанной технологии создания механизмов противодействия негативному явлению разрыва трубопроводов высокого давления, что обеспечивает сохранение работоспособности топливной системы МОД и повышение надежности ее трубопроводов путем внедрения следующих организационно-технических средств и мероприятий:

– технико-эксплуатационных требований к проектированию топливных систем высокого давления МОД относительно надежности трубопроводов;

 процедуры безопасного управления малооборотным дизелем на частичных режимах работы;

 автоматизированного устройства предотвращения разрыва топливопроводов высокого давления;

 активного демпфера критической вибрации топливопроводов высокого давления дизеля;

– технических средств измерения упругих констант тяжелого топлива и исследования волнового поля топливной системы высокого давления МОД;

Результаты диссертационной работы внедрены и используются в следующих организациях:

– судоходной компании СМА CGM (акт от 27.08.2014), которая ввела в систему управления безопасности судов дополнительные рекомендации по технической эксплуатации главных двигателей;

– НУ «ОМА» – в учебном процессе при выполнении практических работ по дисциплинам оптимизация режимов работы судовых энергетических установок и техническая эксплуатация судовых энергетических установок (акт от 24.02.2016);

– НУ «ОМА» – в НИР «Развитие современной теории и практики технической эксплуатации морского и речного флота: концепции, методы, технологии» (акт от 17.02.2016).

Личный вклад соискателя. Все научные результаты, представленные в диссертационном исследовании и опубликованные в работах [77, 100, 101, 105, 110, 111, 120, 127], получены автором самостоятельно. В научных работах, выполненных в соавторстве, соискателю принадлежит следующее: [106] – теоретическое обоснование существования пространственного волнового поля в топливопроводе высокого давления малооборотных дизеля; [109] – проведение экспериментального исследования и анализ результатов; [112] – проведение экспериментального исследования колебаний топливопровода высокого давления дизеля путем физического моделирования и анализ результатов; [113] – разработка методики экспериментального исследования упругих свойств тяжелого топлива и получение численных результатов; [143] – разработка научно обоснованной системы высокого давления дизеля.

Апробация результатов диссертации. Основные научные результаты диссертационной работы докладывались, обсуждались и получили положительные отзывы на шести научно-технических конференциях: Международной научнотехнической конференции «Судовые энергетические установки: эксплуатация и ремонт», г. Одесса, ОНМА, 24-25 марта 2015 г.; V Международной научнотехнической конференции «Судовая энергетика: состояние и проблемы», г. Николаев, НУК, 10-11 ноября 2011 г.; IV Всеукраинской научно-технической конференции «Современные проблемы двигателестроения. Состояние, идеи, решения», г. Первомайск, ППИ НУК, 18-19 мая 2011; Научно-технической конференции «Энергетика судна: эксплуатация и ремонт», г. Одесса, ОНМА, 30 ноября - 1 декабря 2010, 5-7 апреля 2011 г. и 26-28 марта 2014 г

Публикации. Основные положения и научные результаты работы отражены в 11 публикациях, в частности 5 научных статьях, 3 из которых опубликованы в изданиях, входящих в перечень МОН Украины для публикации результатов диссертационных исследований, и 2 опубликованы в зарубежных изданиях, 7 материалах конференций. Получено 1 свидетельство о выдаче патента на полезную модель.

Структура работы. Работа состоит из введения, пяти глав, выводов, списка использованной литературы из 145 наименований и 9 приложений. Полный объем работы составляет 214 стр., из которых 181 стр. – текст диссертации, рисунки на 56 стр., таблицы на 15 стр. и приложения на 33 стр.

#### ГЛАВА 1

## ИНФОРМАЦИОННЫЙ ПОИСК ПО СОВРЕМЕННОМУ СОСТОЯНИЮ НАДЕЖНОСТИ МАЛООБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

1.1. Оценка аварийности судов торгового флота

Неутешительной остается статистика судовых аварий, регулярно публикуемая различными международными клубами морского страхования (англ. P&I clubs). Так, по данным Шведского клуба морского страхования<sup>1</sup> (англ. The Swedish Club) в период с 2005 по 2011 года было зарегистрирован 1941 страховой случай [1]. Как видно из табл. 1.1, на протяжении многих лет по причине отказов машин и механизмов происходит около половины всех аварий в море. Следующим по вкладу в аварийность является корпус судна. И далее по убывающей: посадка на мель, столкновения, погодные условия, пожары и взрывы и т.д.

Исковые требования, связанные с отказами машин и механизмов, были систематизированы по шести категориям, как показано в табл. 1.2. Благодаря этому можно объективно констатировать факт того, что главный двигатель остается наименее надежным элементом пропульсивного комплекса. В период с 2005 по 2011 годы было зарегистрировано 370 обращений к страховщикам по причине неисправности компонентов главного двигателя, что в два раза превышает количество отказов, как вспомогательных двигателей, так и рулевых машин и механизмов. Примечательно, что на каждые из этих двух категорий приходится всего пятая часть от общего числа отказов.

Анализ аварий, выполненный в литературе [2] путем построения "дерева событий", показывает, что все они, в большинстве случаев, характеризуются комбинацией отказов оборудования и других случайных событий (нерасчётных внешних воздействий, ошибок человека и прямых нарушений персоналом правил технической эксплуатации), возникающих на различных стадиях развития аварии. К

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup> Шведский клуб морского страхования в категории «страхование корпуса, машин и оборудования» насчитывает порядка 2500 судов с общим брутто-тоннажем 85,2 миллиона рег. тонн.

аварии, как правило, приводит появление какого-либо отказа с одновременным нарушением правил технической эксплуатации. Вовремя предпринятые действия персонала могут предотвратить наступление нежелательных событий в случае отказа технической системы. Аварии могут возникать и вследствие случайных событий: сложной навигационной и ледовой обстановки, погодных условий и т.д.

Таблица 1.1

## Количество аварий и аварийных событий, связанных с корпусом, механизмами и оборудованием судов за период 2005-2011 гг.

Категории аварий и аварийных происшествий с судами	Общее количество	Относительное количество, %	Убыток, долл. США
Машины и механизмы	982	51	509265911
Столкновения	244	12	284356299
Посадка на мель	228	12	354266149
Контакт корпуса судна	228	12	99375663
Плохие погодные условия	63	3	24426137
Пожары и взрывы	34	2	55100398
Другие причины	162	8	107800102
Всего	1941	100	1434590659

Для главных и вспомогательных двигателей характерен механический и усталостный износ. Механический износ не является определяющим фактором для возникновения аварии, так как устраняется в эксплуатации заменой деталей, подверженных трению (вкладышей подшипников, поршневых колец и т.д.). Для усталостного износа критической является наработка, при которой достигается предел усталости (10<sup>7</sup> циклов) при действующих нагрузках [2]. Как правило, это достигается в первые несколько лет эксплуатации. После этого усталостное разрушение может произойти только вследствие экстремальных нагрузок или плохого технического обслуживания.

Таблица 1.2

Аварии и аварийные происшествия с судами вызванные отказами машин и механизмов	Количество отказов	Относительное количество, %	Убыток, долл. США
Главные двигатели	370	38	201536086
Вспомогательные двигатели	185	19	72167047
Движители	174	18	132587850
Паровые котлы	59	6	21028882
Рулевые машины и механизмы	55	5	36319922
Другие причины	139	14	45626125
Всего	982	100	509265911

#### Отказы машин и механизмов за период 2005-2011 гг.

Гораздо чаще случаются аварии, вызванные поломками механизмов и систем, обслуживающих главные и вспомогательные механизмы [2]. Особенно опасны отказы систем охлаждения забортной водой (из-за опасности затопления машинных отделений и потери хода), а также отказы в топливной системе (из-за потери хода и опасности возникновения пожара). По данным проведенных ранее исследований, реальный срок службы труб систем охлаждения забортной водой из-за коррозионного износа значительно меньше срока эксплуатации судна. Обеспечить безаварийную эксплуатацию судна за пределами назначенного ресурса возможно проведении обязательных периодических дефектаций только при систем охлаждения и замены изношенных трубопроводов забортной воды.

Аварии топливной системы чаще всего происходят в результате чрезмерной

вибрации в трубах, источником которой являются обслуживаемые системой механизмы [2]. Такие отказы происходят и устраняются, в основном, в период "выжигания дефектов". Со временем возникают сравнительно небольшие протечки через изношенные сальники и уплотнения арматуры, которые устраняются обычным техническим обслуживанием.

Частота аварий валопроводов, движителей, рулевых устройств, практически не изменяется в зависимости от среднего возраста судов и увеличения доли судов старше 20 лет. То есть, несмотря на возраст, большинство из них находится на втором периоде жизненного цикла, и зачастую, за время эксплуатации судна ресурс этого оборудования не расходуется до конца.

Для указанных видов судового оборудования характерно наличие постоянного усталостного износа. Число циклов при этом очень велико – 10<sup>7</sup> соответствует пределу усталости. И оно достигается уже после 1-2 лет эксплуатации. Следовательно, если после этого не появляются какие-либо внешние или коррозионные повреждения, а цикловые нагрузки не изменяются, ограничивать ресурс не имеет смысла. Это подтверждается практикой. Как правило, поломки связаны либо с изменением района плавания судов, вследствие чего появляются дополнительные нагрузки, либо с некачественным ремонтом [2].

Общая статистика аварийных случаев с паровыми котлами показывает, что число аварий с судовыми котлами неуклонно снижается [2]. В настоящее время их частота значительно меньше, чем частота аварий главных двигателей и валопроводов, несмотря на увеличение их среднего возраста, что объясняется следующими причинами:

 в эксплуатации на судах практически не осталось главных котлов, отказы которых происходят значительно чаще вспомогательных из-за более высокого рабочего давления и большей форсировки;

 – отказы вспомогательных водотрубных котлов зачастую не являются критичными и в большинстве случаев устранимы в процессе эксплуатации (глушение части труб, подвальцовка и т.п.);

- параметры пара судовых котлов имеют тенденцию к снижению,

вспомогательные котлы часто эксплуатируются ниже расчётного давления;

– безопасная работа котельной установки, во многом, определяется надёжной работой предохранительных клапанов, которые резервируются.

Все аварийные случаи с паровыми котлами, в основном, связаны с некачественным ремонтом или местным перегревом в следствие упуска воды, плохой водоподготовкой и отложениями накипи в водяном пространстве.

Из приводимой статистики не следует необходимость ограничения использования котлов на основании достижения ими предельного возраста без дополнительных причин, полученных по результатам надзора.

Статистика аварий сосудов под давлением отсутствует, так как эти аварии случаются крайне редко [2]. Если рассматривать усталостный износ от колебания внутреннего давления, то 10<sup>7</sup> циклов (что соответствует пределу усталости) достигается, как правило, после нескольких лет эксплуатации. Так как другие виды износа (коррозия) для сосудов под давлением образуются медленно, а параметры внешних нагрузок не изменяются, нет никаких оснований ограничивать ресурс сосудов под давлением.

1.2. Сравнительная характеристика надежности основных элементов малооборотных дизелей

Статистика аварийности судов, рассмотренная в предыдущем подразделе, указывает на необходимость более детального изучения элементов малооборотного дизеля с точки зрения теории надежности.

Изучение надежности, прежде всего, необходимо начинать с рассмотрения количественных характеристик, или оценок, этого комплексного свойства [3]. Под показателем надежности понимают количественную характеристику, или оценку, одного или нескольких свойств, составляющих его надежность [3, 4, 5].

Показатель надежности может быть размерной или безразмерной величиной. Выделяют два основных класса показателей надежности: единичные и комплексные показатели.

К единичным показателям надежности относятся: безотказность, ремонтопригодность, долговечность или сохраняемость [3]. Основными единичными показателями надежности элементов дизеля являются безотказность и ремонтопригодность.

Комплексные показатели надежности характеризуют определенную совокупность свойств, составляющих надежность объекта [3]. При исследовании и оптимизации надежности элементовдизеля наиболее широко используют комплексные показатели надежности, которые относятся к свойствам безотказности и ремонтопригодности.

К основным показателям безотказности объектов относятся: вероятность безотказной работы, интенсивность отказов, средняя наработка до отказа, средняя наработка между отказами, ведущая функция потока отказов, параметр потока отказов, или средняя частота потока отказов, вероятность отказа в интервале времени от 0 до *t*; частота, или плотность, распределения отказов [3, 4, 5].

Основными показателями ремонтопригодности объектов являются: вероятность восстановления, среднее время простоя, среднее время восстановления, интенсивность восстановления. Понятия и математические определения основных показателей надежности объектов приведены в [4].

Основными комплексными показателями надежности объектов, которые относятся к свойствам безотказности и ремонтопригодности, являются функция готовности, коэффициент готовности, коэффициент оперативной готовности, коэффициент простоя и коэффициент технического использования. Математические определения основных комплексных показателей надежности, которые являются числовыми показателями надежности, приведены в [4].

При дальнейшем анализе надежности малооборотного дизеля основное внимание уделялось интенсивности отказов. Этот показатель безотказности оценивался путем информационного поиска среди научной литературы, посвященной аварийности дизелей.

На основе статистки отказов малооборотных дизелей, опубликованной Шведским клубом морского страхования [6], были составлены диаграммы надеж-

ности (рис. 1.1 и 1.2). Как видно, турбокомпрессор представляет собой наиболее уязвимый в эксплуатации элемент. На него приходится почти половина всех отказов. Причиной этому являются более тяжёлые условия работы турбокомпрессора двухтактных дизелей, зависящие от ряда определяющих факторов. Стоит отметить, что по данным Регистра Ллойда (англ. Lloyd's Register of Shipping) поломки турбокомпрессора составляют всего 18% от общего числа отказов по дизелю [7].

Основными причинами являются высоко- и низкочастотная вибрация. Высокочастотная вибрация вызывается разбалансировкой ротора вследствие отложений на рабочих лопатках и диске турбины, а низкочастотная неустойчивыми режимами работы компрессора – помпажом. Чаще всего отказы турбокомпрессора были вызваны повреждениями ротора (~15,0%), сопловых лопаток турбины (~9,5%), рабочих лопаток турбины (~9,0%) и подшипников скольжения со стороны турбины (~9,5%) и компрессора (~9,0%).

К поломкам деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ) относятся нарушения в работе втулки цилиндров и поршней. Как видно из рис. 1.1 и 1.2, надежность ЦПГ значительно возросла в последнее время и составляет 1/7 всех отказов по малооборотному дизелю.

Интенсивный аварийный износ втулок цилиндров и поршневых колец чаще всего возникает у двигателей с высоким уровнем форсировки, при этом скорость изнашивания увеличивается в 5 и более раз в сопоставлении с нормальным износом (в 2-х тактных двигателях – 0,02-0,05 мм на 1000 часов работы) [8].

Основными причинами износа ЦПГ являются:

– высокие температуры зеркала цилиндра и головки поршня в зоне уплотнительных колец – перегрузка цилиндра, резкое ухудшение распыливания топлива, уменьшение заряда воздуха в цилиндрах из-за загрязнения воздушного фильтра, воздухоохладителя, турбокомпрессора и выхлопного тракта.

– нарушение режимов приработки после смены колец или втулки. При быстром увеличении нагрузки на неприработанные детали интенсивность тепловыделения в зонах контакта трущихся поверхностей резко возрастает, что вызывает мгновенное повышение температуры микроплощадок до 1000-2000 °C и их микросхватывание (сварку) с последующим отрывом одной из них и попаданием в зону трения;



Рис. 1.1. Основные неисправности МОД за период 1988-1997 гг.



Рис. 1.2. Основные неисправности МОД за период 1998-2004 гг.

- радиальная вибрация (коллапс) поршневых колец;
- потеря подвижности или поломка поршневых колец;

- неудовлетворительная центровка поршня;

- неудовлетворительная смазка цилиндра;

- наличие в топливе абразивных частиц алюмосиликатов;

низкотемпературная коррозия зеркала вследствие высокого содержания серы
в топливе и низкого щелочного числа используемого масла.

Задиры втулок цилиндров чаще всего проявляются в двухтактных двигателях [8]. Задир можно обнаружить по повышению температуры охлаждающей воды цилиндра и охлаждающей воды (масла) поршня, глухим стукам в цилиндре, нарушению уплотнения втулки в поясе блока, снижению частоты вращения или перемещению указателя нагрузки на регуляторе в сторону увеличения.

Причины в своем большинстве совпадают с ранее отмеченными. К ним можно добавить:

- длительную перегрузку цилиндра или двигателя в целом;

- малые зазоры между втулкой и направляющей частью поршня;

– неудовлетворительную работу поршневых колец – поломка, зависание;

 – быстрое нагружение непрогретого двигателя или резкое охлаждение перегретого двигателя;

– воспламенение отработавшего масла в подпоршневой полости;

- нарушение газообмена вследствие закоксовывания окон;

 перегрев головного (поршневого) подшипника, осевое смещение поршневого пальца или ослабление посадки и разворот вытеснителя в пальце.

К наиболее серьезным нарушениям в работе поршней относятся заклинивание и поломка их поршневых колец, нередко приводящие к следующим весьма серьезным последствиям [8]:

усиленный пропуск газов и, как следствие – повышение температуры
поршня, стенок цилиндра и находящегося на них масла;

выдувание с поверхностей масла, интенсификация локальных износов и повышенный расход масла;

- снижение компрессии и ухудшение процесса сгорания, увеличение расхода

топлива.

Заклинивание колец вызывается отложениями клейких продуктов окисления масла со слабой детергентно-диспергирующей способностью в канавках поршня. Эти отложения, сперва вязкие и клейкие, затем становятся тестообразными и твердыми. Они препятствуют свободе перемещения колец. Сперва подвижность их ограничивается и, наконец, совершенно прекращается. Заклинивание сначала начинается в каком-либо одном месте, затем распространяется по периметру кольца. Заклинившееся кольцо все больше вдавливается в канавку, располагаясь заподлицо с наружной поверхностью поршня и таким образом теряя свою уплотняющую способность. В коксообразовании участвует и не полностью сгоревшее топливо, что обычно отмечается при работе на тяжелых высоковязких топливах.

Заклинивание колец может также вызываться чисто механическими причинами: – недостаточный зазор между кольцом и канавкой по высоте;

– деформация канавки, вызванная деформацией головки поршня под суммарным действием тепловых (особенно) и механических нагрузок (это было типично для поршней двигателей MAN B&W с контурными схемами газообмена).

Поломка колец обычно наблюдается у двухтактных двигателей с контурными схемами газообмена при попадании концов колец в окна (недостаточное залипание колец в районе замка, исчезновение вследствие износа проточки цилиндра в зоне окон); в четырехтактных двигателях с высоким уровнем форсировки и работающих на тяжелых топливах.

Встречающиеся в процессе эксплуатации повреждения подшипников разделяются на следующие группы [8]: износ, усталостное трещинообразование и выкрашивание, коррозия, риски и царапины, эрозия и кавитация, фреттинг коррозия и питтинг, полное разрушение.

В процессе нормального износа изнашиванию подвергаются нижние половинки головных подшипников, верхние вкладыши мотылевых и нижние вкладыши рамовых подшипников. При этом наибольший износ отмечается в наиболее нагруженных зонах, располагающихся в средней части вкладышей по их окружности, здесь в первую очередь исчезает тонкий приработочный слой оловянного покрытия и проявляются следы финишной механической обработки. Через несколько тысяч часов на наиболее нагруженных участках может износиться оловяно-свинцовистое покрытие, толщина которого обычно составляет 0,015-0,040 мм.

Ненормальные случаи изнашивания и повреждения подшипников чаще всего вызываются действием следующих причин [8]:

 – длительная работа двигателей на режимах высоких нагрузок и оборотов, приводящая к возможному перегреву масла, снижению его вязкости и уменьшению несущей способности масляного клина;

 – работа подшипников в режиме граничного трения из-за недостаточного поступления масла (низкое давление в системе, загрязнение масляных каналов.
Износам подвержены шейки валов, работающие в подшипниках [8].

Абразивный износ чаще всего является следствием попадания грязи при небрежно проведенных работах по очистке двигателя после его переборки и ремонта. К другой причине относится попадание в циркулирующее в подшипниках масло твердых частиц кокса и продуктов износа, под воздействием которых на шейках и рабочей поверхности вкладышей подшипников появляются риски, царапины, а иногда и глубокие борозды. В последнем случае поверхности выглядят так, как это происходит при задирах из-за недостатка масла, чрезмерно высоких нагрузок и перегрева. Появление в масле абразивных частиц обусловливается прорывом из цилиндров газов, несущих в себе сажу и отколовшиеся частицы нагара (более мелкие частицы вдавливаются в мягкий поверхностный слой подшипника и благодаря этому не приводят к заметному повреждению шеек). Большая часть механических примесей должна задерживаться в сепараторе и фильтре, но при неудовлетворительной работе сепаратора и фильтра этого не происходит. Следует помнить, что при загрязнении фильтра открывается байпасный клапан и в двигатель поступает нефильтрованное масло, несущее в себе крупные частицы.

Адгезионный износ возникает при недостаточном поступлении масла в подшипники, чаще всего возникающем при загрязнении масляных каналов. Причинами также могут быть падение давления масла и существенное снижение несущей способности масляного клина из-за разжижения масла топливом или образования водомасляной эмульсии, а также увеличение масляного зазора при большом износе или подплавке подшипника [8].

Отмеченные явления приводят к контактному изнашиванию «металл по металлу», при котором сначала происходит заполировывание поверхностного слоя, сопровождающееся ростом температур в зоне трения, затем размягчение антифрикционных сплавов, их утонение вследствие выдавливания, их оплавление и наволакивание на шейки вала.

Фреттинг-коррозия выражается в выкрашивании частиц металла в зоне контакта под действием усталостных разрушений, вызываемых вибрациями и микро-перемещениями контактирующих поверхностей. Одновременно с фреттингом возникает коррозия.

Фреттинг происходит при достаточно малых скоростях скольжения, когда элементы длительное время находятся в контакте, что затрудняет унос продуктов износа из зоны контакта и, тем самым, способствует абразивному изнашиванию.

Как видно из рис. 1.1, в период между 1988-1997 гг. количество отказов ТА составило 3,6 % от общего числа поломок МОД [6]. При этом в аналитическом отчете [6] сообщается, что только по этой причине судовладельцы понесли убытки в размере порядка 1 миллиона долларов США.

По данным той же литературы [6] в период между 1998-2004 гг. наблюдалось значительное снижение надежности ТА. Как видно из рис. 1.2, количество отказов возросло до 4,7% от общего числа. При этом убытки судовладельцев составили более 2 миллионов долларов США.

Приведенная статистика подтверждается отчетами классификационных обществ. К примеру, Регистр Ллойда сообщает, что в период между 1995-2005 гг. количество отказов ТА составляло порядка 5% от общего числа неисправностей малооборотного дизеля [7].

В то же время авторы работы [9] заявляют, что «... топливная аппаратура высокого давления судовых дизелей остается наиболее уязвимым в эксплуатационном отношении узлом дизеля: большинство вынужденных остановок судов в море происходит из-за неполадок ТА. Для главных малооборотных дизелей за 10000 ч эксплуатации число вынужденных остановок по причине отказа TA составляет 22-26%, для среднеоборотных – достигает 35% от общего числа отказов по дизелю».

В литературе [9], также как и в [6], отмечается снижение надежности элементов топливной аппаратуры. Несмотря на то, что наименее надежным элементом остается форсунка, наблюдается тенденция к снижению надежности также и ТНВД с его нагнетательным и подводящим топливопроводами. Авторы объясняют снижение надежности ТА в первую очередь форсированием цилиндровой мощности дизелей, что влечет за собой значительное увеличение цикловых подач и давления впрыскивания. По этой причине возрастают гидравлические и механические нагрузки в элементах ТА, что приводит к поломкам. Обеспечение надежной работы топливной аппаратуры также сопряжено с определенными трудностями вследствие применения в последнее время тяжелых низкосортных топлив [9, 10].

1.3. Влияние современных тенденций в дизелестроении и технической эксплуатации малооборотного дизеля на его общую надежность

С 2000 г. начался современный этап дизелестроения, когда фирмы MAN B&W и Sulzer произвели и испытали на судах аккумуляторные TC двухтактных малооборотных двигателей с электронным управлением. Позднее фирма MAN B&W отказалась от аккумуляторной системы и перешла на гидропривод плунжера THBД.

В ТС непосредственного действия наполнение ТНВД и сжатие в них топлива осуществляется плунжером с приводом от топливного кулачка распредвала, форма которого и скорость вращения определяют закон подачи и величину развиваемого давления. В традиционной системе подача топлива плунжерной парой начинается с низкого давления покоя и кончается при снижении давления до нуля, что обуславливает плохое качество впрыскивания и распыливания в начале и в конце каждого цикла впрыскивания [9-20].

Этот недостаток исключается в системе с аккумулятором давления, в которой в начале и в конце впрыскивания, как и в течение всего процесса, давление топлива одинаковое и для получения качественного распыливания должно быть достаточно

высоким [10, 12, 14, 15, 17, 21]. Более того, регулирование давления впрыска и фаз топливоподачи осуществляется независимо одно от другого.

Системы электронного управления современных малооборотных дизелей во многом подобны друг другу. В основе принципа управления системами топливоподачи, выпускных и пусковых клапанов лежит применение програм-мируемых логических контроллеров (ПЛК). ПЛК поочередно опрашивают различные датчики, в частности, датчик положения коленвала и вырабатывают регулирующие воздействия в соответствии с заданными оператором параметрами [10, 12, 15-17, 21].

Топливная система аккумуляторного типа с электронным управлением двигателя Sulzer RT-flex (рис. 1.3) состоит из ТНВД золотникового типа, системы аккумуляторов и напорных трубопроводов высокого давления и блоков управления впрыском топлива. ТНВД приводятся в движение шайбами, размещенными на распредвале. Каждая шайба содержит три кулачка для обеспечения необходимой производительности. Топливо под давлением 100 МПа поступает в промежуточный аккумулятор, затем – в основной аккумулятор [12, 15-17, 21, 22].



Рис. 1.3. Схема топливной системы аккумуляторного типа дизелей серии Sulzer RT-flex

Топливный аккумулятор представляет собой толстостенную трубу большой массы, соотношение внутреннего и внешнего диаметров которого приблизительно равно 3,5. Аккумулятор оснащен устройством демпфирования образующихся в топливе ударных волн.

Топливоподача осуществляется путем управления быстродействующими электрогидравлическими клапанами, которые на время длительности управляющего импульса соединяют полость аккумулятора трубой высокого давления и форсункой. В целях обеспечения устойчивой частоты вращения на самом малом ходу в системе управления предусмотрена возможность работы на двух или одной форсунке из трех в пределах цилиндра.

Необходимо отметить, что фирма Sulzer первой применила аккумуляторную систему топливоподачи для работы на тяжелых топливах.

Топливная система высокого давления электронного (интеллектуального) двигателя фирмы MAN B&W относится к системам непосредственного действия, что иллюстрирует рис. 1.4. В отличие от аккумуляторной системы, каждый цилиндр двигателя оснащен отдельным ТНВД. В топливной системе применены ТНВД 3-го поколения, в которых механический привод плунжера заменен на гидропривод [12, 15-17, 21, 23].



Рис. 1.4. Схема топливной системы

Если в обычном двигателе оптимизация процесса сгорания топлива в цилиндре осуществляется и зависит от профиля кулачка распределительного вала и частоты вращения двигателя, то при наличии электронного управления двигателем управление процессом сгорания топлива в цилиндрах производится в оптимальном режиме, так как электронная система чувствительно реагирует на любые варианты нагрузок двигателя.

Наличие столь гибкой системы управления топливоподачей существенно упростило решение задач снижения эмиссии выхлопных газов и повышения экономичности двигателя [12, 17, 21, 22]. Более полное использование положительных качеств электронной системы достигается при двухразовом впрыскивании топлива. Схема работы такого режима управления представлена на рис. 1.6.

Обзор особенностей конструкций и принципа работы современных топливных систем МОД, производимых двумя мировыми лидерами двигателестроения, позволяет определить ключевые моменты их надежности.



1.5. Конструкции ТНВД МОД фирмы MAN-B&W



Рис. 1.6. Принцип двухфазовой подачи топлива

Можно отметить значительные изменения в конструкции топливных систем по сравнению с МОД предыдущего поколения. Однако эти изменения практически не коснулись топливных труб высокого давления. Кроме того, применение аккумуляторных систем привело к усложнению конструкции ТС и появлению в их составе длинных топливопроводов для аккумулирования сжатого тяжелого топлива. Это не могло не сказаться на надежности таких систем, что подтверждается применением производителем демпферов и аккумуляторов непропорционально большой толщины.

Как уже было сказано выше, Шведский клуб морского страхования также представил аналитический отчет за период между 2005-2011 гг. [1]. Однако в этот раз поломки ТА введены в группу «технологическое семейство деталей» с общим показателем равным 15%. Эксперты в том же отчете объясняют выделение этой группы появлением таких повреждений, когда по одной причине выходят из строя различные детали двигателя. Например, использование топлива плохого качества приводит к повреждению ТА, втулок цилиндров, поршней и турбин.

Отсутствие распредвала значительно упростило конструкцию топливной системы (в аккумуляторных системах сохранился короткий распредвал для привода ТНВД). Однако процент повреждений распредвала все еще достаточно высок (рис. 1.7.)



Рис. 1.7. Основные неисправности МОД за период 2005-2011 гг.

В то же время с появлением электрогидравлической системы подачи топлива возросло требование к чистоте рабочего масла и надежности прецизионных элементов гидравлической запорной арматуры. Возможность гибкого опережения впрыскивания топлива длительности регулирования угла И топливоподачи осуществляется за счет высокой скорости работы запорной арматуры.

Также одной из наиболее важных особенностей эксплуатации современных дизелей является использование высоковязких сортов топлива с целью повышения экономичности грузоперевозок. В связи с этим к конструкции и правилам эксплуатации топливных систем предъявляется ряд требований, обзор которых приведен ниже.

В настоящее время применение высоковязких сортов топлива RMH700 и RMK700 со значениями кинематической вязкости 700 мм<sup>2</sup>/с (при 50 °C) и плотности 991 кг/м<sup>3</sup> и 1010 кг/м<sup>3</sup> (при 15 °C), соответственно, приводит к необходимости повышения рабочей температуры топлива до 145...150 °C перед подачей в камеру сгорания. В связи этим возникает необходимость в совершенствовании технической эксплуатации дизелей.

Согласно литературе [9, 10] при эксплуатации ТА судовых дизелей на тяжелых сортах топлива присущи следующие специфические особенности:

интенсификация охлаждения распылителей форсунок;

обеспечение равномерного прогрева деталей ТНВД в период перевода дизеля
с дизельного на тяжелое топливо (качественная тепловая изоляция ТНВД и трубопровода высокого давления);

– увеличение зазоров в прецизионных плунжерных парах ТНВД и игл в направляющих форсунок;

- обеспечение отвода утечек топлива из ТНВД и форсунок;

- надежный подогрев и регулирование вязкости топлива перед впрыском;

– оборудование трубопроводов высокого давления системой защиты (эта система состоит из наружного трубопровода, в которой помещен топливный трубопровод высокого давления, образуя неразъемную конструкцию; система наружного трубопровода должна иметь средства сбора протечек и должны быть предусмотрены меры и устройства подачи аварийно-предупредительного сигнала при течи в топливном трубопроводе [24]);

 увеличение давления в ТНВД и соответственно возрастание нагрузки на его привод в зависимости от длины трубопровода высокого давления на 20 – 40%.

Основным условием надежной и экономичной работы двигателя внутреннего сгорания является надежность и безопасность топливной аппаратуры – топливных насосов высокого давления, форсунок и трубопроводов.

Главными топливных элементами насосов И ИХ приводов, являются кулачные шайбы, ролики толкателей, плунжерные пары, всасывающие И клапаны, корпуса насосов. Практика эксплуатации нагнетательные самих показывает, что вышеперечисленные детали, их неисправности и конструктивные недостатки приводят к выходу из действия ТНВД в целом.

В клапанных насосах более простая плунжерная пара, но они сложны по конструкции, имеют много движущихся деталей и очень чувствительны к износам посадочных поясков в седлах всасывающего и отсечного клапанов, толкателей и рычагов, что вызывает нарушение четкости впрыскивания и возрастание неравномерности подачи топлива по цилиндрам дизеля [8, 9]. Золотниковые насосы проще по конструкции, в регулировании и эксплуатации, чем и объясняется их широкое распространение. Серьезным недостатком золотниковых насосов является более быстрый износ плунжера и золотниковой части [8, 9, 17]. Топливные насосы высокого давления дизеля имеют механический, газовый, гидравлический или пневматический привод. Наибольшее распространение получил механический привод (кулачковая шайба размещена на валике топливного насоса или на распределительном валу дизеля) [8-17].

Форсунки в топливных системах непосредственного действия в большинстве случаев закрытого типа с пружинным запиранием иглы [8-17].

Характерными дефектами насосов с клапанным регулированием подачи топлива являются: разрушение посадочных поверхностей – пояска и седла всасывающих и отсечных клапанов, появление трещин в корпусе в районе перемычек между клапанами. Это происходит в результате неудовлетворительного ухода за техническим состоянием предохранительного клапана, который после продолжи-тельного бездействия "закипает" [9, 10, 25].

Характерным дефектом золотниковых насосов является эрозионное разрушение отсечной кромки плунжера и отражательного болта [9, 10, 25]. Фирмыпроизводители дизелей уделяют особое внимание борьбе с волновыми процессами со стороны всасывания, которые приводят к кавитационным разрушениям клапанов, интенсивность износа которых увеличилась вследствие увеличения цикловой подачи как результат увеличения цилиндровых мощностей. Для предотвращения кавитации со стороны всасывания ТНВД в дизелях одно время применялись демпферы, а также другие способы, включая дросселирование [10].

Если тяжелое топливо плохо фильтруется, то это не только вызывает быстрый износ насосных элементов, но и может привести к заеданию плунжера, а иногда – к его поломке [10]. Неравномерный прогрев топливного насоса при переводе с дизельного на тяжелое топливо и несоблюдение рекомендаций завода-изготовителя также являются причинами заедания плунжера [25]. Как эксплуатационниками, так

и заводами-изготовителями применяется ряд мер (использование автоматики) к обеспечению изменения теплового состояния топливопроводов и корпуса ТНВД путем смешивания тяжелого топлива с дизельным [10].

Смена плунжерных пар (втулка-плунжер) из-за износа и потери гидроплотности производится после 15000-25000 часов работы на малооборотных двигателях [25].

С повышением степени форсировки дизелей и стремлением к повышению максимального давления впрыскивания топлива, ухудшились условия работы и увеличились статические и динамические нагрузки [10].

Поломка пружин рабочих клапанов ТНВД является одной из типичных неполадок. Надежность пружин в первую очередь определяется технологией производства. Однако нужно также учитывать волновые явления, которыми сопровождаются процессы нагнетания и перепуска топлива. Возникающие при этом дополнительные динамические нагрузки вызывают необходимость конструктивной доводки самого клапанного узла и системы топливоподачи в целом [10].

Основным дефектом приводов топливных насосов (ролик толкателя, кулачная шайба) является выкрашивание металла с поверхности кулачных шайб. Причинами такого дефекта являются нарушение смазки деталей привода и существенное возрастание давления топлива в насосе. Последнее является результатом недостаточно качественной топливоподготовки (повышенная вязкость топлива). В некоторых случаях результатом износа кулачных шайб является конструктивная недоработка завода-изготовителя [25].

Надежность и экономичность работы дизеля во многом зависит от технического состояния распылителей форсунок, которые работают в очень тяжелых условиях, подвергаясь воздействию высоких механических и тепловых нагрузок, а также химически активных продуктов сгорания. Таким образом, распылитель форсунки является важной деталью, обеспечивающей процесс сгорания в цилиндре.

По конструкции распылители изготавливают цельными или составными. У цельного распылителя корпус составляет одно целое с направляющей иглой и

сопловым наконечником. У составного распылителя сопловой наконечник съемный [12-14, 17, 19, 20, 21, 25].

Экспериментальными исследованиями установлено, что качество распыла с повышением давления впрыскивания топлива при увеличении давления сжатия улучшается.

Физическая сущность этого явления заключается в том, что для получения распыла топлива, удовлетворяющего требованиям смесеобразования, скорость истечения должна быть в пределах 250-400 м/с. Необходимая величина давления, с увеличением которого увеличивается скорость истечения топлива, окончательно устанавливается в период регулировочных испытаний двигателей и обычно у малооборотных дизелей составляет около 50-60 МПа [25].

Авторы литературы [10] утверждают, что неисправности форсунок и их распылителей составляют главную долю общего числа отказов элементов ТА и являются первой причиной остановок дизеля.

Основные эксплуатационные неисправности форсунок можно разбить на две категории.

1. Неисправности, появляющиеся вследствие применения некачественного топлива. К ним относятся износы седла, иглы и уплотняющего конусы иглы, сопловых отверстий, поверхностей иглы и корпуса распылителя.

2. Неисправности, проявляющиеся вследствие неправильной сборки топливной аппаратуры или неправильного ее монтажа на двигателе. В результате чего появляются неплотности в соединениях, перекосы, защемления иглы распылителя и т.п.

Повреждение форсунки сопровождается повышением температуры выпускных газов, появлением дымности, изменением давления впрыскивания и давления сгорания. При выявлении поврежденной форсунки – выключают подачу топлива в этот цилиндр и немедленно заменяют ее.

Основные проявления дефектов распылителей следующие [10, 25]:

- прихватывания и зависание иглы;

 закоксовывание сопловых отверстий, обгорание и разрушение корпуса распылителей;

- износ сопловых отверстий;

- нарушение герметичности запирающего конуса распылителя;

ухудшение качества распыливания топлива при проверке форсунки на прессе.

Причиной зависания иглы является: перегрузка цилиндра или нарушение его охлаждения, приводящее к повышению температуры распылителя; малый диаметральный зазор – в этом случае образуется лаковая пленка на поверхности иглы и ее направляющей, что создает условия для прихватывания, а затем и для зависания иглы [9, 10, 25].

В связи с этим главными путями ликвидации зависания игл является снижение тепловой напряженности, хорошая очистка топлива и удаление из него воды, чистота форсунки при сборке.

Другой причиной зависания иглы может быть неравномерный затяг нажимной гайки, крепящей распылитель к корпусу форсунки, в результате чего деформируется направляющая иглы.

Закоксовывание сопловых отверстий вызывает повышение давления впрыскивания. Основной причиной закоксовывания сопловых отверстий является высокая температура распылителя в районе сопловых отверстий и прорыв газов в распылитель. Закоксовывание распылителя особенно интенсивно происходит при наличии подвпрысков топлива после окончания основного впрыска. Засорение сопловых отверстий форсунок приводит к подтеканию топлива с образованием нагара на концевой части сопла. Засорение обнаруживают во время работы двигателя по сильным ударам в форсунке и ее нагрев, а также по понижению температуры выпускных газов и давлению вспышки неисправного цилиндра [9, 10, 25].

Продолжительная работа двигателя с неисправными форсунками может вызвать нагрев подвижных частей топливного насоса и разрыв нагнетательного трубо-провода. Причиной износа стенок сопловых отверстий является недостаточная очистка топлива от механических примесей – в результате понижается давление впрыска и ухудшается качество распыления топлива. При увеличении диаметра сопловых отверстий на 10% от первоначального размера распылитель бракуется [10, 22, 23, 25].

Высокие требования предъявляются к гидроплотности распылителя, которая должна быть не менее 12-15 с для распылителей с неотъемным соплом и не менее 20-75 с для распылителей с отъемным или составным соплом при снижении давления с 350 до 300 МПа в первом случае и с 250 до 180 МПа – во втором [22, 23, 25].

Герметичность форсунки проверяют прессом, которым регулируют давление открытия иглы, и определяют ее временем падения давления топлива в полости форсунки.

В связи с большим влиянием топливопровода высокого давлении на процесс топливоподачи и существенными последствиями при выходе его из строя к нему предъявляют следующие основные требования [9, 10]:

 – единообразие по внутреннему диаметру и длине, а также радиусу загиба, определяющему в целом гидравлическое сопротивление;

– прочность в условиях ударных нагрузок и вибраций;

– герметичность соединений с ТНВД и форсункой.

К основным неисправностям топливопровода высокого давления авторы в [9, 10] причисляют свищи, продольные трещины и поперечные изломы концевых головок, вызванные кавитационными износами топливопроводов, превышенным давлением топлива в них и изгибными напряжениями.

Появление свищей и трещин возможно в результате высоких гидравлических нагрузок, вызываемых резким подъемом давления впрыскивания, что может быть вызвано дефектом форсунки или фильтрующего оборудования, а также неправильной эксплуатацией ТС. Большое значение при этом имеют местные износы внутренних поверхностей топливопровода от кавитационной эрозии, низкое
качество изделия, наличие дефектов структуры и усталостные проявления непрерывной вибрации [9, 10].

Для предотвращения разрывов в литературе [9] рекомендуется отрабатывать процесс топливоподачи так, чтобы исключить кавитационные явления в системе впрыскивания, правильно выбирать размеры топливопровода, регламентировать силу затяжки соединений, а также место установки и способ крепления длинных топливопроводов на дизеле.

Перекосы в месте соединения штуцеров и трубопроводов высокого давления приводят к нарушению требуемого уплотнения, утечкам топлива и, как следствие, к неравномерной работе двигателя.

Обычно топливопровод имеет высаженные конусные или сферические наконечники. При диаметрах, труб больше 10 мм наконечники приваривают. Топливопроводы и их детали изготовляют из стальных бесшовных труб. Для топливопроводов высокого давления применяют малоуглеродистые стали 10, 20 и 20А.

Прочность топливопровода определяется уровнем напряжений в местах соединения. Для обеспечения надежной работы топливопроводов рекомендуется следующее:

высадка наконечника в длинных цангах с малым зазором между ними,
 обеспечивающим деформацию труб не более 0,05 мм;

 высадка головки, исключающая необходимость ее последующего рассверливания;

- полирование стержня и головки топливопровода после высадки головки;

 крепление топливопровода к неподвижным деталям дизеля жесткими планками через литые резиновые уплотнения (число мест крепления определяют, исходя из длины топливопровода);

 крепление топливопровода к ТНВД и форсунке с одинаковым моментом затяжки накидных гаек. Усилие затяжки выбирается из условия уплотнения топливопровода без излишней деформации его головок.

Более того, авторы работы [26] считают, что

– современные тенденции повышения давления топлива насосами высокого давления до 140...170 МПа и подогрева топлива до 90...100 °C требуют замены традиционных материалов труб на более прочные легированные стали,

– изготовление защитных трубопроводов в дальнейшем пойдёт по пути использования гофрированных тонкостенных труб из цветных сплавов и нержавеющих сталей. В ряде случаев возможно использование в качестве материалов защитных трубопроводов негорючих пластмасс.

Для обеспечения прочности и плотности соединений в современных форсированных судовых дизелях, традиционные резьбовые (ниппельные) соединения для крепления рабочих втулок ТНВД, клапанных проставок и топливопроводов заменяются нажимными буксами, которые крепятся с помощью шпилек, обеспечивающих надежное обжатие соединения [10]. Для обеспечения прочности и плотности соединений в разветвленной системе наполнения на ТНВД устанавливаются демпфирующие устройства в виде гидравлических и механических демпферов, снижающих амплитуды колебаний давления, вызванных кинетической энергией потока перепускного топлива.

Надежности ТС уделено значительное внимание как отечественных, так и зарубежных ученых. Весомый вклад в анализ состояния надежности ТС и синтез решений для ее повышения внесли в свое время В. Г. Ивановский, Ю. Я. Фомин, С. А. Ханмамедов и другие [9, 13, 26].

Информацию о наличии волновых процессов в топливных системах высокого давления можно встретить в трудах Ю. Я. Фомина, В. Г. Ивановского, Э. М. Половинки и др. [9, 21]. Методы выполнения гидродинамического расчёта топливных систем высокого давления дизеля, представленные в этих работах, учитывают распространение продольной волны расширения-сжатия. В работах указывается, что результаты численного моделирования процесса топливоподачи находятся в хорошем согласии с экспериментом.

Проблема резонанса волн расширения-сжатия, возникающих в топливопроводах высокого давления освещалась в работах современных ученых. Так, в литературе [17] авторы сообщают, что сжимаемое топливо представляет собой упругую среду и в ней при движении плунжера и сжатии топлива в примыкающем к плунжеру объеме возникает прямая волна давления, которая распространяется по топливопроводу к форсунке со скоростью звука (1000-1400 м/с), в форсунке, встречая препятствие в виде иглы или малых сечений под ней, волна отражается и возникает обратная волна, бегущая навстречу прямым волнам.

Авторы указывают на то, что при неудачно подобранных геометрических элементах системы нагнетания, сложение прямых и обратных волн может привести к резонансу, при котором амплитуда волны увеличивается в несколько раз.

1.4. Выводы по главе 1

Современное судоходство характеризуется высокой аварийностью большей частью по причине отказов судовых машин и механизмов, наименее надежными из которых на протяжении многих десятилетий остаются главные малооборотные дизели.

В ходе информационного поиска было выделено пять потенциальных направлений для исследования надежности элементов малооборотного дизеля: турбокомпрессор, ЦПГ, антаблемент, подшипники и ТА дизеля. Дальнейший выбор и его обоснование необходимо выполнить в главе 2.

Среди указанных элементов с низкой степенью надежности особое внимание привлекает топливная аппаратура, поскольку ее показатели надежности непрерывно снижаются в течении трех десятилетий. Многие ученые-исследователи связывают снижение надежности элементов ТА с переходом на более тяжелые сорта топлив, а также малоизученными волновыми процессами, которые имеют место в топливной магистрали. Волновые явления приводят к появлению дефектов деталей ТНВД и топливопроводов высокого давления.

## ГЛАВА 2

# ВЫБОР ТЕМЫ, ПОСТАНОВКА ЦЕЛИ И ЗАДАЧ ИССЛЕДОВАНИЯ. ОБЩАЯ МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЯ

2.1. Выявление противоречий в аспекте надежности топливных систем высокого давления малооборотных дизелей

Сравнительная характеристика основных неисправностей ТА высокого давления МОД свидетельствует о том, что более половины всех неисправностей ТА связаны с работой современных дизелей на тяжелых сортах топлива. Сложный состав и дисперсная структура тяжелых топлив приводит к таким дефектам, как заедания плунжера ТНВД, разрушение посадочных поверхностей клапанов, эрозионное разрушение, поперечные разрывы топливопроводов, прихватывание и зависание иглы распылителя форсунок, закоксовывание и износ их сопловых отверстий, а также ухудшение качества распыливания топлива (рис. 2.1).

Среди менее надежных элементов ТА особое внимание привлекают топливопроводы высокого давления по причине нерешенной проблемы нарушения их целостности в процессе эксплуатации. При этом необходимо отметить, что характер разрывов указывает на вибрационную сторону проблемы, поскольку в большинстве случаев нарушение целостности происходит в поперечной плоскости, как это видно из рис. 2.2<sup>2</sup>.

Поперечная трещина или излом должны быть следствием чрезмерно высоких изгибных напряжений. В этом случае необходимая энергия должна поступать от сопряженного полупространства, которым для случая трубы высокого давления малооборотного дизеля является тяжелое топливо.

Также известно, что разрывы по причине низкой прочности или избыточного давления должны происходить в продольной плоскости, как показано на рис. 2.3 [27].

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup> Автором фотографии на данном рисунке является компания Wartsila-Sulzer.



Рис. 2.1. Информационная структура основных неисправностей ТА высокого давления МОД

Все вышесказанное приводит к следующему техническому противоречию: усовершенствование технологии изготовления трубопроводов высокого давления не устраняет вероятность появления поперечных трещин.

К тому же, выше много раз указывалось на факт особого влияния тяжелого топлива на надежность элементов ТА, что связано как с его физическими свойствами, так и с содержанием негорючих твердых веществ. Согласно современным представлениям, которые отражены в трудах И. Н. Евдокимова, Н. Ю. Елисеева, М. К. Рогачева, Р. З. Сафиевой, З. И. Сюняева, Ф. Г. Унгера, М. F. Ali, J. G. Speight, X. Wu [28-40] и др., нефть и высоковязкие нефтепродукты – это коллоидные дисперсные системы, твердая фаза которых состоит из кристаллов предельных и непредельных



Рис. 2.2. Поперечная трещина трубы высокого давления на двигателе Sulzer RT-flex 96C



Рис. 2.3. Продольно ориентированное разрушение. Получено при испытании топливопровода давлением

углеводородов, а также ассоциатов смолисто-асфальтеновых веществ. Поэтому механика взаимодействий компонентов тяжелого топлива должна иметь упругий характер тензорного вида. Согласно такой концепции в тяжелом топливе должны распространяться не только продольные, как в жидкости, но и поперечные волны, как в упругой жидкокристаллической среде.

Тем не менее, в гидродинамических расчетах тяжелое топливо по аналогии с дизтопливом продолжает считаться ньютоновской жидкостью. В связи с этим

несоответствие системы взглядов в современной науке относительно тяжелых нефтепродуктов и тяжелых судовых топлив также можно считать противоречием.

### 2.2. Выбор темы диссертационного исследования

Рассмотрение проблем связанных с надежностью МОД в первой главе диссертации позволило получить необходимые факты для объективного выбора темы исследования. Как правило, теория выбора рекомендует использование с этой целью методы экспертных оценок. В диссертационном исследовании автором был применен индивидуальный метод экспертной оценки по пяти факторам:  $\Phi_1$  – актуальность,  $\Phi_2$  – научная новизна,  $\Phi_3$  – экономическая эффективность,  $\Phi_4$  – соответствие специальности и  $\Phi_5$  – реализуемость. Как показано в табл. 2.1, наимение надежным элементам малооборотного дизеля были присвоены оценки по пятибалльной шкале. В итоге наибольшую оценку получила перспектива решения проблемы недостаточной надежности топливных систем высокого давления МОД.

Такой результат был получен благодаря отсутствию отрицательной оценки по фактору реализуемости, как в случае с первыми тремя пунктами табл. 2.1.

Определяющим фактом научной новизны является малоизученность проблемы разрывов трубопроводов высокого давления.

Экономическая эффективность присутствует во всех пяти научных задачах, однако исследование топливной аппаратуры, как правило, менее затратное, поскольку осуществляется путем широкого применения математического и физического моделирования.

На основании экспертного оценивания *тема диссертационного исследования* сформулирована, как «Повышение надежности трубопроводов высокого давления топливной системы малооборотного дизеля». Тема соответствует паспорту специальности 05.05.03 – двигатели и энергетические установки согласно следующим направлениям исследований:

- физическое и математическое моделирование, системный анализ и синтез

# Таблица 2.1

### Результаты применения индивидуального метода экспертного оценивания

№ п/п	Научная задача по повышению надежности элемента МОД	Факторы					
		$\Phi_1$	$\Phi_2$	$\Phi_3$	$\Phi_4$	$\Phi_5$	Общая оценка
1	Турбокомпрессор	+	+	—	+	Ι	3
2	Цилиндро-поршневая группа	+	+	+	+	-	4
3	Шейка вала. Подшипник вала	+	+	+	+	_	4
4	Топливная аппаратура	+	+	+	+	+	5
5	Антаблемент. Анкерные болты	+	_	+	+	+	4

термодинамических, гидродинамических, газодинамических, электродинамических, электрохимических и других процессов в двигателях, энергоустановках и их элементах;

– разработка, расчетных и экспериментальных методов определения прочности, надежности и ресурса двигателей и энергоустановок; их ресурсное проектирования;

 системы и агрегаты двигателей и энергетических установок. Методы их проектирования и исследования.

*Актуальность темы* обусловлена важностью борьбы с разрушением трубопроводов и его последствиями для судна и экипажа, что подтверждается конвенционными требованиями Международной морской организации (правило II-

2/4 конвенции СОЛАС). В настоящее время известен ряд конструктивных решений, направленных на защиту от распространения топлива в пространство машинного отделения, однако само явление разрыва они не предотвращают.

Выбранная тема соответствует Транспортной стратегии Украины до 2020 года (распоряжение Кабинета Министров Украины №2174-р от 20 октября 2010 г.) и тематике научно-исследовательских работ НУ «ОМА».

2.3. Определение цели и задач исследования. Разработка технологической карты

В процессе изучения ряда публикаций, посвященных надежности топливных систем высокого давления МОД, их конструкции и принципу действия [9, 17, 21] методом системного анализа, было установлено, что процесс топливоподачи сопровождается возникновением механических волн в топливе и колебаниями топливопроводов. Очевидно, что топливный насос высокого давления является источником этих волн и колебаний.

Методом аналогии хорошо изученные свойства акустического резонатора Гемгольца были перенесены на малоизученный, с точки зрения акустики, объект – топливный насос высокого давления МОД. Правомерность такого переноса иллюстрируют изображения резонатора Гемгольца и поперечного разреза ТНВД дизеля Sulzer RT-flex, которые представлены на рис. 2.4 и 2.56, соответственно.

Резонатор Гельмгольца (акустический резонатор) – акустический прибор, сосуд сферической формы с открытой горловиной. Изобретен Гельмгольцем около 1850 г. для анализа акустических сигналов, теория разработана Г. Гельмгольцем и Дж. Рэлеем.

Модель осевого смещения воздуха в горловине резонатора можно записать в форме

$$\frac{d^2u}{dt^2} = -\frac{c^2S}{Vl}u,$$
(2.1)

где *S* – площадь горловины, *l* – ее длина.

Общее решение уравнения (2.1) имеет вид

$$u = u_0 \cos(\omega t + \alpha). \tag{2.2}$$

где:  $f_p$  – частота, Гц; c – скорость звука, м/с; S – сечение отверстия, м<sup>2</sup>; l – длина отверстия, м;  $V_0$  – объем резонатора, м<sup>3</sup>.



Рис. 2.4. Резонатор Гельмгольца

Собственная частота резонатора вычисляется по формуле:  $f_{\rm p} = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{V_0 l}}$ ,

Прибор способен совершать низкочастотные собственные колебания, длина волны которых значительно больше размеров резонатора. Если применить аналогию с механической системой (шарик на пружине), то аналогом колеблющейся массы является воздух в горле, а объём в сосуде играет роль упругого элемента.

В негармоническом звуковом поле такой прибор реагирует только на колебания с частотой  $f_p$ , амплитуда возникающих колебаний во много раз превышает амплитуду звукового поля.

Как видно из рис. 2.5а, в верхней части топливного насоса имеется промежуточная полость, которую с большой степенью подобия можно назвать акустическим резонатором. Функцию источника акустических волн выполняет плунжер насоса, совершающий возвратно-поступательное движение. Конструкция насоса может иметь небольшие отличия в зависимости от варианта исполнения каждым производителем. Однако при этом функция акустического резонатора будет присутствовать независимо от конструктивных особенностей.



Рис. 2.5. Поперечный разрез топливного насоса высокого давления:а) поперечный разрез ТНВД малооборотного дизеля;б) интерпретация камеры ТНВД как акустического резонатора

Аналогично, топливопровод высокого давления можно представить, как акустический волновод, поскольку он является геометрическим продолжением акустического резонатора. Волноводное распространение является достаточно хорошо изученной областью в теории волн и колебаний.

Воспользовавшись методом индукции, можно сделать следующее заключение: ТНВД и топливопровод высокого давления представляют собой полноценную акустическую систему. Очевидно, что в топливной системе высокого давления проходят не изученные ранее волновые процессы.

С учетом сделанных выводов в первом подразделе по результатам оценки надежности ТС МОД *цель исследования* можно сформулировать следующим

образом: сохранение и/или повышение надежности трубопроводов высокого давления путем уменьшения эксплуатационной нагрузки во время работы топливной системы судового МОД.

2.3.1. Разработка технологической карты исследования

Технологическая карта диссертационного исследования (рис. 2.6) была составлена в соответствии с теорией системного анализа [48] и общепринятыми методами научного познания [49, 50].

Известно, что взаимодействие между потоком вещества, находящимся в жидкой фазе, и материалом цилиндрического тела носит колебательный характер [41-45]. В таком случае логично предположить, что причиной разрыва топливных труб должны быть резонансные явления, поскольку резонанс приводит к критическому возрастанию амплитуды смещений в среде [46, 47].

В связи с этим *рабочей гипотезой* диссертационного исследования является тезис о существовании механизма противодействия негативному явлению разрыву трубопроводов высокого давления.

Поскольку целью исследования является повышение надежности трубопроводов высокого давления путем предотвращения нарушения их целостности в процессе эксплуатации, то *главной задачей* диссертационной работы становится установление причины разрыва трубопроводов высокого давления топливной системы МОД и создание механизма противодействия этому негативному явлению. (см. рис. 2.6). Системный подход в научном исследовании требует разделения главной задачи на несколько вспомогательных задач.

Из теории волн и колебаний известно, что характер волновых процессов определяется свойствами среды, такими как плотность, сопротивление сдвигу, наличие анизотропии и т. д. В связи с этим особое внимание было уделено анализу свойств высоковязких нефтепродуктов, которые применяются в качестве топлива в современных малооборотных дизельных двигателях. В результате был установлен факт того, что тяжелое топливо представляет собой структурированную неоднородную дисперсионную среду и обладает свойствами жидкокристаллического тела [37].



Воспользовавшись правилом дедукции по отношению к сказанному выше, можно заключить, что тяжелое топливо обладает упругостью и объединяет в себе свойства как изотропного, так и анизотропного вещества. Данное заключение означает отход от традиционной идеализации нефтепродуктов – представления их, как ньютоновских жидкостей. В процессе моделирования тяжелое топливо должно представляться как упруго-жидкая среда.

Отсутствие численных значений характеристик упругих свойств тяжелых нефтепродуктов делает невозможным количественное исследование волновых явлений в топливопроводе высокого давления современного дизеля. Для преодоления этого препятствия была поставлена первая вспомогательной задача, которая заключается в исследовании упругих свойств тяжелого топлива (см. рис. 2.6, п. 6.1).

Методы определения упругих постоянных вещества достаточно хорошо развиты в настоящее время. Все известные методы можно разделить на две группы: методы физического эксперимента и методы абстрактного моделирования.

Техническими средствами экспериментального определения являются рентгеновские и ультразвуковые установки, а также атомно-силовые микроскопы. Наибольшее распространение получили ультразвуковые методы за счет относительно недорогого и несложного оборудования. В последнее время наряду с техническими средствами косвенного измерения упругих параметров большое развитие получили методы математического моделирования и расчета коэффициентов упругости вещества с применением информационных средств научного познания. К ним относится, используемый в диссертационном исследовании, метод молекулярной динамики, а также моделирование методом Монте-Карло.

Модели в теории молекулярной динамики получили название потенциалов и силовых полей. Применяются как универсальные модели, так и специально разработанные для конкретных молекулярных структур (например, органики). Применение данного метода требует наличия специальных знаний и достаточных вычислительных мощностей.

Среди методов определения упругих свойств жидких сред высокой вязкости целесообразно использовать метод измерения времени прохождения ультразвуковой волны и метод молекулярной динамики. Применение первого даст возможность определения параметров упругости в ходе прямого эксперимента с различными сортами тяжелого топлива. Второй метод позволит не только аналитически оценить численные параметры упругости, но и установить механизм взаимодействия между структурообразующими компонентами тяжелого топлива.

Решение первой вспомогательной задачи позволит восполнить отсутствующие справочные данные по коэффициентам упругости тяжелых сортов судовых топлив.

Как указывалось выше, волновые процессы в трубопроводе высокого давления при определённых условиях сопровождаются явлением резонанса; поэтому для установления зависимости численных показателей этого явления от параметров трубопровода и характеристик тяжелого топлива требуется выполнение *второй вспомогательной задачи*, посвященной исследованию волновых процессов в топливопроводе высокого давления МОД. Ее решение связано с разработкой физической и математической моделей этих процессов (см. рис. 2.6, п. 6.2).

Математическая модель волновых процессов должна учитывать особенности упругих свойств тяжелого топлива и качественно определять процесс упругих взаимодействий между металлом стенки трубы и тяжелого топлива, которое ее заполняет. Предполагаемым научным результатом использования математического моделирования предполагается получение численные характеристик волнового поля с учетом анизотропии тяжелого топлива и определения условия возникновения частотного резонанса.

Также из теории колебаний известно, что наряду с частотным резонансом в колебательных системах также возможен и параметрический резонанс. Топливная система высокого давления дизеля относится к таким системам, что объясняется изменяемым во времени периодическим возмущающим воздействием ТНВД. В связи с этим исследование параметрического резонанса изгибных колебаний топливо-провода вылилось в самостоятельную *третью вспомогательную задачу* (см. рис. 2.6, п. 6.3).

Для исследования колебательной системы на параметрический резонанс чаще всего применяют метод Матье-Хилла (или производные от него). Применение метода Матье-Хилла дает возможность определить зоны неустойчивости колебательного движения системы для большого количества колебательных мод относительно основных физических параметров.

Предполагаемым научным результатом применения указанного метода является определение численных характеристики зон неустойчивости изгибных колебаний трубопровода на различных режимах работы судового дизеля.

*Решением главной задачи* должны стать синтезированные на основе полученных научных результатов механизмы противодействия резонансным явлениям в трубопроводе высокого давления ТС МОД.

Предполагаемым научным результатом полученного решения является аналитическое описание механизмов противодействия явлению резонанса в трубопроводе.

Исходя из сформулированных выше темы, рабочей гипотезы, цели и задач исследования следует, что

– *объектом исследования* является процесс подачи тяжелых сортов топлива в цилиндры МОД;

*– предметом исследования –* параметры надежности трубопроводов высокого давления.

2.4. Анализ реологического поведения высоковязких нефтепродуктов

Нефть и ее высоковязкие продукты (такие, как тяжелые сорта судового топлива) представляют собой сложную систему, состоящую из компонентов с разными составом и свойствами. Используя специальные методы, из нефти можно выделить вещества, которые при нормальных условиях обладают свойствами твердого тела. К ним относятся высокомолекулярные углеводороды и асфальтены. В нефти эти вещества находятся в сильно диспергированном состоянии, вследствие чего седиментация их не происходит. Такой состав нефти определяет своеобразие ее свойств. Вязкость нефти зависит от содержания в ней газообразных, жидких и твердых веществ, а также от степени дисперсности последних. По степени дисперсности этих компонентов нефть относят к коллоидным системам. Дисперсную фазу этой системы составляют твердые компоненты, а дисперсионную среду – жидкие углеводороды с растворенными в них газами [29].

К нефтяным дисперсным средам (НДС) относят саму нефть и продукты ее переработки, а также различные смеси на их основе (например, водонефтяные эмульсии и топливные смеси) [31]. НДС являются типичными неньютоновскими (или аномально-вязкими) жидкостями.

В углеводородной части нефти и тяжелых нефтепродуктов присутствуют алифатические (алканы, или парафины) и циклические углеводороды (циклоалканы, или цикло-парафины, арены), а также углеводороды смешанного или гибридного строения. Есть сведения о наличии в нефтях алкенов. В составе неуглеводородной части нефти присутствуют гетероциклические соединения.

Содержание парафинов в нефти некоторых месторождений может достигать 50-60% [51, 52]. Известно, что нефть и тяжелые нефтепродукты при температуре ниже температуры кристаллизации содержащихся в ней парафинов обладает структурномеханическими свойствами [29, 31]. При этом пространственную структуру (кристаллизационного типа) составляют кристаллы парафина (рис. 2.7)<sup>3</sup>.

Процесс кристаллизации проходит в несколько стадий. Вначале образуются мелкие кристаллы парафинов с высоким содержанием атомов углерода. Далее образованные этими кристаллами поверхности раздела фаз стимулируют появление зародышей кристаллизации. Также зародыши кристаллизации образуют вещества, способные адсорбировать на себе молекулы твердых углеводородов, вещества, имеющие одинаковое с парафинами строение и размеры структур элементарной ячейки.

<sup>&</sup>lt;sup>3</sup> Изображение кристаллов парафина в скрещенных поляроидах [Изоматериал]: 1 фото / [URL: http://microscopeworld.ru].

На сегодняшний день известно, что все парафины при определенных условиях могут образовывать кристаллы. Однако в данном случае речь идет о способности парафинов образовывать кристаллические структуры именно в тяжелом топливе при условии применения его в топливной системе высокого давления малооборотного дизеля. Очевидно, что при температуре выше 100 °C все присутствующие в тяжелом топливе предельные и непредельные парафины будут находиться в жидкой фазе.



Рис. 2.7. Микрофотография кристаллов парафина в образце тяжелого топлива

Это следует из результатов исследований молекулярного состава нефти и тяжелых нефтепродуктов, согласно которым основную концентрацию составляют алканы (парафины) имеющие порядка 19-23 атомов углерода, при этом наиболее тяжелые молекулы алканов имеют в своем составе порядка 40 атомов углерода, но их концентрация незначительна [51]. Согласно справочным данным температура плавления эйкозана ( $C_{20}H_{42}$ ) составляет 36,8 °C, а тетраконтан ( $C_{40}H_{82}$ ) плавится при температуре 81,4 °C.

Поскольку образование кристаллических структур в тяжелом топливе при высокой температуре исключено, остается изучить влияние расплавленных кристал-

лов парафинов на поведение тяжелого топлива как неньютоновской жидкости при его движении от насоса высокого давления до форсунки.

Ключевым является расположение длинных цепей предельных и непредельных углеводородов в объеме тяжелого топлива, заполняющего топливопровод. Ряд данных позволяет полагать, что неполярные углеводороды в равновесных условиях располагаются над твердой поверхностью, например, металла, параллельно ей своей длинной осью (что отвечает минимуму потенциальной энергии молекул, находящихся в поле притяжения твердой фазы) [53].

Молекулы простого строения, особенно неразветвленные цепи, как, например, нормальные алканы, способны к наиболее тесной и правильной упаковке. Ввиду известной склонности таких молекул к параллельной ориентации последние могут образовывать уже в тонком пристенном слое или в объеме тяжелого нефтепродукта своеобразные пакеты из определенного количества объединившихся молекул, облегчая тем самым последующие образования зародышей и возможность быстрого роста кристаллов.

Следует отметить, что при отсутствии стерических препятствий к росту зародышей от подложки в сторону жидкой фазы, кристаллы парафина ориентируются таким образом, что они сочленяются с поверхностью одной из своих остроугольных граней (рис. 2.8).



Рис. 2.8. Ориентация кристаллов парафина в топливопроводе [53]

Молекулы с боковыми цепями имеют по сравнению с эквимолекулярными нормальными парафинами пониженную подвижность и затрудненную способность к ориентировке. Отходящие наружу боковые цепи мешают тесной упаковке молекул, особенно если их масса значительно больше массы водорода. Молекулам со многими боковыми цепями еще труднее образовывать правильно сформированные единицы.

Кроме парафина, структуру в тяжелых нефтепродуктах могут образовывать наиболее высокомолекулярные ее компоненты – асфальтены. Трудами [35-39, 54-60] показано, что асфальтеносодержащие нефтепродукты являются лиофильными коллоидными системами. Дисперсная фаза этих систем представлена асфальтенами, дисперсионная среда – смолами и жидкими углеродами. Степень дисперсности асфальтенов зависит от состава дисперсионной среды, поэтому размеры асфальтенов могут изменяться от десятков до сотен ангстрем [54].

Асфальтены лиофильны по отношению к ароматическим и нафтеновым углеводородам [38, 60, 61]. При добавлении этих углеводородов к дисперсной системе наблюдается пептизация асфальтенов (увеличение степени дисперсности их частиц), что иллюстрирует рис. 2.9.



Рис. 2.9. Флокулы, более не находящиеся в устойчивом коллоидном состоянии

По современным представлениям НДС представляет собой сложный раствор, в котором каждый компонент одновременно растворитель и растворяемое вещество, т.е. сам влияет на среду и подвержен влиянию среды [38]. Стабильность такой коллоидной системы обусловлена наличием в ней поверхностно-активных компонентов, химической природой высокомолекулярных углеводородов и соотношением ее основных компонентов – углеводородов, смол и асфальтенов.

Природа структурных образований асфальтенов была и является предметом дискуссии в мировом научном сообществе. В течении по меньшей мере столетия учеными предлагались различные модели строения асфальтенов.

В полной мере факт наличия процессов структурирования в жидкой фазе при фазовых превращениях в нефтяных дисперсных системах и их важная роль были осознаны Сюняевым и развиты в работах его школы [32, 40 и др.]. В них постулируется образование и развитие сложных структурных единиц (ССЕ), состоящих из ядра и сольватной оболочки. При определенных условиях те или иные составляющие нефтепродуктов могут служить ядром ССЕ, которое изменяет структуру окружающего пространства, создавая тем самым оболочку, называемую сольватной. Толщина ее может изменяться в широких пределах в зависимости от внешних факторов и растворяющей способности среды.

Фундаментальные исследования, проведенные Унгером и сотрудниками в [38, 39] позволили установить, что понятия «парамагнетизм» и «асфальтены» неразделимы, и, тем самым, выявить природу сил, ответственных за структурирование НДС.

В работе [38] показано, что притяжение и отталкивание молекул нефтяных дисперсных систем есть следствие обменных взаимодействий парамагнитных и спин-поляризо-ванных молекул и что энергия взаимодействия молекул в ассоциатах сравнима с энергией разрыва С-С связи, поэтому такой ассоциат ведет себя как молекула большого размера. Считается, что нефтяная ассоциативная комбинация (или ССЕ) сферически-симметричной формы состоит из ядра парамагнитных молекул (радикалов) с большими потенциальными энергиями взаимодействия и оболочек различных диамагнитных молекул, располагающихся от ядра к периферии в соответствии с уменьшением их взаимных потенциалов. Следовательно, вокруг парамагнитного ядра послойно группируются ароматические, нафтеновые и парафиновые углеводороды.

Структура НДС типа onion skin рассматривается как центрально-сферическая [54, 55]. В центре ассоциата располагается одна или несколько парамагнитных молекул (рис. 2.10). Центр окружен слоем молекул, которые при небольших воздействиях возбуждаются в триплетное состояние. Это π-сопряженные и гетероатомные молекулы, индекс свободной валентности которых достигает существенных значений, а распределение электронной плотности соответствует минимально полярным молекулам [38].



Рис. 2.10. Пример самоассоциации асфальтена в присутствии ароматических угдеводородов

Следующие слои молекул все в меньшей степени обладают этим свойством, т.е. для их возбуждения в триплетное состояние необходима все большая энергия. И, наконец, периферийные слои могут быть отнесены как к дисперсионной среде, так и к дисперсной фазе [38].

Истинная природа связей в системе асфальтены-смолы-парафины все еще недостаточно изучена, но основными принято считать водородные связи, *π*-*π* комплексы с переносом заряда, металлокомплексные взаимодействия и обменные взаимодействия (квантовые, которым соответствуют взаимодействия между радикалами и спин-поляризованными молекулами. Такие взаимодействия наиболее распространены в нефтеподобных системах [34, 38, 57].

Энергия взаимодействия двух парамагнитных молекул оценивается в 400-4000 кДж/моль, что сравнимо с энергией ковалентной связи, поэтому именно свободные парамагнитные радикалы будут образовывать ядро ССЕ, ассоциируя вокруг себя

сольватные слои, состоящие, в основном, из диамагнитных соединений нафтеноароматического строения. Такое ассоциирование осуществляется за счет резонансного взаимодействия свободных радикалов с диамагнитными молекулами и мультиполь-мультипольного взаимодействия диамагнитных молекул между собой.

Посредством этих нековалентных взаимодействий, молекулы асфальтена могут влиять на формирование надмолекулярных структур. Формирование при «критических» температурах, близких к 36-38 °C, инициирует структурный фазовый переход, в результате которого изменяются размеры и активность молекулярных агрегатов асфальтенов [57].

Эти агрегаты служат связующим материалом в образующихся пространственных надмолекулярных структурах, включающих микрокристаллы парафинов [62]. Агрегационное поведение асфальтенов при повышении их концентрации в нефти или тяжелых нефтепродуктах иллюстрирует рис. 2.11 [63]. Отдельные молекулы наблюдаются только при низких концентрациях – ниже 100 мг/л. По мере роста концентрации молекулы ассоциируют, образуя сначала пары, а затем и агрегаты из большого количества молекул.

Наноагрегаты из 8-10 Кластеры Отдельные наноагрегатов молекул молекулы Вязкоупругая сетка

Рис. 2.11. Агрегационное поведение асфальтенов в тяжелых нефтепродуктах в зависимости от их концентрации

Когда концентрация достигает примерно 100 мг/л, молекулы объединяются в наноагрегаты. Из наноагрегатов образуются кластеры при концентрациях свыше 5000 мг/л. Эти кластеры могут оставаться в устойчивой коллоидной суспензии до тех пор, пока их массовая доля не вырастет до 10<sup>-2</sup>. Устойчивость может сохраняться до еще более высоких концентраций асфальтенов, при которых кластеры могут сформировать вязкоупругую сетку.

В мазутах различных сортов нефти может содержаться до 25-30 % и гудронах до 60-70% САВ [32].

2.5. Известные математические модели упругого поведения дисперсных сред

Число математических моделей для описания деформирования реальных сред из углеводородов может быть сколь угодно велико, но все они являются различными сочетаниями основных классических моделей – моделей упругого, идеально вязкого и пластичного тела [29, 31].

Исследования особенностей и реологического поведения нефтяных дисперсных сред проводятся с использованием теорий упругости, вязкого течения жидкости и пластичности [31]. Более подробно о моделях на основе и этих теорий говорится в приложении А.

При этом в работах [29, 31] отмечается, что методы описания реологических свойств дисперсных систем при помощи математических моделей носят в известной степени формальный характер, поскольку не вскрывают физико-химических закономерностей взаимодействия дисперсных частиц между собой и с дисперсионной средой.

Среди научных трудов по изучению реологического поведения нефтепродуктов особое внимания заслуживает работа [30], в которой авторы докладывают о впервые обнаруженном эффекте «отрицательной» аномалии вязкости. Эффект состоит в том, что после прогрева (даже кратковременного) нефтяных сред при «критических» температурах 28-40 °C происходит многократный рост эксплуатационной вязкости и

увеличение температуры застывания до значений, близких к температурам производственных процессов, что сопровождается резкими изменениями размеров микроколлоидных частиц, имеющими характер фазовых переходов. При этом термические аномалии обладают принципом универсальности – численные значения параметров термических аномалий имеют близкие значения для сортов нефти и нефтепродуктов, значительно различающихся по типу, происхождению и химичес-кому составу. Данный эффект связан с процессами образования надмолекулярных ассоциатов асфальтенов, если их концентрация в нефтяных средах превышает величину 1-2 мг/л.

Приняв внимание установленные факты параллельной BO ориентации нефтепроводе [53] (см. 2.10), парафинов В рис. образования смолистоасфальтеновыми веществами ССЕ, а также аномального поведения нефтепродуктов изменением температуры, можно заключить, что применение моделей, С основанных на комбинировании трех простых случаев механического поведения сред для математического моделирования волновых процессов в тяжелых топливах, будет нецелесообразным.

В то же время в литературных источниках [64, 65 и др.] указывается, что при изучении распространения волн в трещиноватых средах, насыщенных жидкостью, в твердых телах с жидкими включениями, в жидких средах с упругими включениями и в средах, состоящих из несмешивающихся жидкостей, используются эффективные модели. Такими моделями, в частности являются пористые среды Био, эффективные модели слоистых сред, а также модели блочных сред.

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

Несмотря на простоту выражений и сравнительно малую адекватность подобной модели поведению реальных массивов, упругая модель обладает весьма замечатель-ным свойством – её применение обеспечивает получение верхних

максимально возможных значений напряжений и нижнего предела, т.е. минимально возможных значений деформаций для изучаемых объектов.

С учетом всего сказанного выше методом дедукции можно заключить, что тяжелое топливо в топливопроводе высокого давления МОД представляет собой периодическую вдоль оси трубопровода среду. Если совместить ось трубопровода с осью z в цилиндрической системе координат, то согласно литературы [66] эффективной моделью упругой периодической вдоль координаты z среды с проскальзыванием на границах между периодами является трансверсально-изотропная среда, описываемая уравнениями сплошной среды.

Такая среда характеризуется постоянством свойств в различных направлениях только для определённым образом ориентированных плоскостей, которые называются плоскостями изотропии. В других направлениях, в частности, в направлении, перпендикулярном к плоскости изотропии, свойства имеют другие значения. Физической моделью подобной среды может служить искусственно изготовленный композитный материал, в котором плоскости изотропии перпендикулярны осям волокон (рис. 2.12).



Рис. 2.12. Схема трансверсально-изотропной модели

Таким образом, эффективной моделью для описания волновых процессов в топливопроводах высокого давления МОД была принята математическая модель трансверсально-изотропной среды, подробный вывод которой приводится в главе 4.

2.6. Методика экспериментального определения упругих постоянных тяжелого топлива

Основное применение в ходе модельных экспериментальных исследованиях тяжелого топлива получило лицензионное программное обеспечение MAPS компании Scienomics за счет наличие большого количества инструментов для построения молекулярных структур и их анализа. В частности, для определения энергии межмолекулярных взаимодействий в программу встроен известный вычислительный код LAMMPS [67]. Во всех модельных экспериментах применялась параметризация силового поля DREIDING [68].

Стоит отметить, что на ранней стадии исследования использовался открытый программный код стэнфордского университета под названием MD (англ. – molecular dynamics) с применением параметризации в виде потенциалов Терсоффа-Бреннера первого и второго поколений [69, 70]. Однако MD оказался не применим для качественного моделирования кристаллических структур углеводородов в силу ограниченной функциональности.

Поскольку тяжелое топливо обладает текучестью уже при комнатной температуре и применение ультразвукового метода в полном объеме затруднительно, то с целью исследования упругих свойств тяжелого топлива был применен комбинированный метод. Суть его состоит в том, что часть упругих постоянных определялась ультразвуковым методом, а те, что оставались неизвестные, оценивались методом молекулярной динамики. Процесс оценки состоял в определении упругих констант для тех парафинов и асфальтенов, содержание которых по справочным данным является преобладающим. Далее путем усреднения и экстраполяции с учетом процентного соотношения для каждого компонента полученные данные преобразовывались в числовые значения упругих постоянных.

Определение коэффициентов упругости осуществлялось с помощью измерительных ячеек, которые изображены на рис. 2.13 и 2.14. Путем возбуждения ультразвуковой продольной волны вдоль основных осей *x*, *y* и *z* можно получить значения для  $c_{11}$ ,  $c_{22} = c_{11}$  и  $c_{33}$ . Измерив скорость продольной волны  $\mathcal{G}_1$  и задавшись значением плотности топлива *ρ<sub>F</sub>*, вычисляются значения упругих констант по следующей формуле [71, 72]:

$$c_{ij} = \rho \mathcal{G}_{ij}^2. \tag{2.3}$$

В этом случае три независимых измерения дают два приближенных значения для  $c_{11}$  и одно для  $c_{33}$ .

Для определения элементов матрицы  $C_F$ , описывающих сдвиговые деформации, т. е.  $c_{44}$ ,  $c_{55} = c_{44}$  и  $c_{66}$ , необходимо измерить скорости сдвиговых волн, распространяющихся вдоль основных осей с поляризацией относительно соответствующего ортогонального направления [71, 72].



Рис. 2.13. Измерение продольной волны:

- 1 пьезоизлучатель;
- 2 корпус измерительной ячейки;
- 3 датчик температуры;
- 4 пьезоприемник;
- 5 тяжелое топливо



Рис. 2.14. Измерение сдвиговой волны:

- 1 пьезоприемник;
- 2 корпус измерительной ячейки;
- 3 датчик температуры;
- 4 пьезоизлучатель;
- 5 тяжелое топливо

Для измерения времени прохождения ультразвуковой волны используется генератор прямоугольных импульсов (ГПИ), к которому подключается пьезоэлектрический излучатель. В качестве регистрирующего устройства применяется пьезодатчик, подключенный к цифровому осциллографу.

Для определения коэффициентов упругости  $c_{12}$  и  $c_{13}$  необходимо измерять скорости распространения волн в топливе под углом 45°. Коэффициенты при этом рассчитываются по известным эмпирическим зависимостям [71].

Среднеквадратичная погрешность рассчитывалась по выражению [73]

$$S_0 = \pm \frac{S_n t_1}{m_1},$$
 (2.4)

где  $m_1$  – число измерений; t – коэффициент Стьюдента, который определяется по таблице, приведенной в [73], при доверительной вероятности P = 0.95;

$$S_n = \sqrt{\frac{\sum \varepsilon_i^2}{m_1 - 1}},$$

где  $\varepsilon_i$  – отклонение результатов измерений от среднего арифметического значения.

Рассчитанная погрешность не превышала 1,8 %.

2.7. Методика проведения экспериментального исследования волновых процессов в топливопроводе высокого давления малооборотного дизеля

Модельные экспериментальные исследования волновых процессов в топливопроводе высокого давления ТС МОД подразумевает использование численных методов решения математических уравнений, содержащих частные производные порядков выше первого.

В настоящее время массовое развитее информационных средств научного познания обеспечило внедрение вычислительной техники и прикладных информационных технологий в область научного познания. Благодаря этому в диссертационном исследовании с успехом применялось следующее специальное программное обеспечение:

– многофункциональный пакет математического моделирования физических процессов и объемной визуализации COMSOL Multiphysics;

 – система компьютерной алгебры из класса систем автоматизированного проектирования, ориентированная на подготовку интерактивных документов с вычислениями и визуальным сопровождением Mathcad. Лабораторное исследование упругих свойств тяжелого топлива и процессов возбуждения волн в трубопроводах высокого давления топливной системы МОД осуществляется с помощью экспериментального стенда (рис. 2.15).



Рис. 2.15. Измерительный стенд:

1 – цифровой измеритель температуры;

6

- 2 генератор импульсов;
- 3-частотомер;

7

- 4 цифровой осциллограф;
- 5 акустический резонатор;
- 6 измерительная ячейка;
- 7 образец тяжелого топлива

В его состав входят цифровой измеритель температуры 1, который служит для контроля температуры тяжелого топлива, частотомер 2 для контроля частоты

5

возбуждающего сигнала, генератор импульсов 3 для возбуждения волны (волн) в тяжелом топливе, цифрового осциллографа 4 для регистрации выходного сигнала. На рис. 2.15 также показаны модель акустического резонатора 5, одна из используемых измерительных ячеек 6 и образец тяжелого топлива 7.

Лабораторное экспериментальное исследование ТНВД как акустического резонатора выполняется в ходе модельного исследования с помощью сконструированной физической модели ТНВД. Как указывалось выше, в модели используются пьезоэлементы для возбуждения и регистрации колебаний (рис. 2.16).



Рис. 2.16. Модель ТНВД:

- 1 пьезоприемник;
- 2-корпус резонатора;
- 3 тяжелое топливо;
- 4 пьезоизлучатель

2.8. Методика экспериментального исследования устойчивости параметрических колебаний трубопроводов высокого давления

Применение плоских пьезоэлектрических датчиков толщиной 0,5 мм позволяет устанавливать их практически в любой точке топливопровода с помощью магнита или специальных эластичных креплений. Контактная поверхность трубы должна быть тщательно очищена, а на датчик нанесен специальный гель для обеспечения качественного сцепления с поверхность объекта измерения. На рис. 2.17 представлены способы установки датчика для определения продольных и радиальных колебаний промежуточного аккумулятора. Способ установки пьезодатчика на топливной трубе высокого давления подачи топлива к форсунке дизеля иллюстрирует рис. 2.18.





3

Рис. 2.17. Способ установки датчика колебаний промежуточного топливного аккумулятора: 1; 2; 3; 4 – пьезодатчик

Установка датчика колебаний на основном топливном аккумуляторе аналогична установке на промежуточном топливном аккумуляторе. Анализ волновых процессов проводился с использованием ЭВМ и программного обеспечения FlukeView, поставляемого в комплекте с переносным осциллографом Fluke 123.



Рис. 2.18. Способ установки датчика колебаний топливопровода высокого давления

2.9. Оценка погрешности измерений волн и колебаний

В настоящее время цифровые осциллографы стали незаменимыми в лабораторных исследованиях быстротекущих процессов. Основное применение в ходе лабораторного исследования упругих свойств и волновых процессов в топливопроводе высокого давления МОД получил цифровой осциллограф RIGOL DS1052E. Достоинствами данного осциллографа как технического средства научного познания являются высокая чувствительность, возможность сохранения осцил-лограмм, как в векторном, так и числовом виде, а также наличие набора

инструментов для качественного анализа полученных характеристик. Погрешность измерения временных интервалов для данного осциллографа составляет ±0,01%.

С целью исследования надежности работы топливной системы высокого давления МОД при работе ГД на различных режимах, а также проверки адекватности разработанных аналитических и предметных моделей, были проведены натурные исследования. Для проведения исследований вне лаборатории на судах торгового флота удобно применять портативные цифровые осциллографы.

Натурные эксперименты проводились с использованием портативного цифрового осциллографа FLUKE 123. К достоинствам этого осциллографа относятся достаточно высокая чувствительность, исключительная функциональность и возможность запоминания осциллограмм.

В таблице 2.2 приведены сводные данные о погрешности результатов лабораторных и натурных исследований.

Таблица 2.2

Наименование погрешности	Величина погрешности		
Относительная погрешность измерения			
амплитудно-временных характеристик	0,01%		
волновых процессов в тяжелом топливе			
Относительная погрешность измерения	Амплитула – 1%		
амплитудно-временных характеристик	$\frac{1}{10000000000000000000000000000000000$		
колебаний трубопроводов судового дизеля			
Относительная погрешность измерения			
времени распространения ультразвуковой	1,8%		
волны в тяжелом топливе			

## Погрешности измерений

2.10. Анализ методов синтеза главной задачи диссертационного исследования

2.10.1. Научные результаты, получаемые в ходе решения вспомогательных задач, позволяют синтезировать решение главной задачи. В соответствии с технологической схемой исследования (см. рис. 2.6) решение предполагает синтез механизмов противодействия резонансным явлениям, которые приводят к разрыву трубопроводов высокого давления ТС МОД.

Применительно к машиностроению в науке рассматриваются следующие методы повышения надежности: резервирование объектов, уменьшение интенсивности отказов и уменьшение среднего времени восстановления объектов [3, 4, 5].

Резервирование – метод повышения надежности объекта путем введения избыточности. Избыточность – это дополнительные средства и возможности сверх минимально необходимых для выполнения объектом заданных функций. По принципиальным физическим особенностям реализации выделяют пять видов резервирования объектов: структурное, временное, информационное, функциональное и нагрузочное [3, 4, 5].

Метод уменьшения интенсивности отказов представляет собой совокупность следующих инженерно-технических, организационно-технических и технологических приемов и операций [3]. В дизелестроении это заключается в следующем:

- упрощение технологической топологии (структуры) систем дизеля;

выбор и создание высоконадежных элементов систем дизеля;

– выбор оптимальных параметров функционирования дизеля;

 создание распределенных автоматизированных систем управления для стабилизации оптимальных технологических режимов и быстродействующего перевода дизеля в оптимальные режимы функционирования при различных возмущающих воздействиях;

 защита оборудования от вредных воздействий агрессивных веществ и окружающей среды;
отбраковка ненадежного оборудования после тщательной проверки его функционирования в тяжелых режимах;

 – создание технологических схем с ограниченными последствиями отказов механизмов и аппаратуры;

 стандартизация и унификация деталей, узлов и сборочных единиц оборудования (механизмов и аппаратуры); разработка блочно-модульных конструкций;

– статистический контроль качества изготовления единиц оборудования;

– высокое качество монтажа единиц оборудования при постройке дизеля;

 – разработка и проведение научно обоснованной системы технического обслуживания оборудования;

 повышение качества труда инженерно-технического персонала и рабочих на всех этапах существования объекта;

- осуществление проектировщиками авторского надзора.

Для инженерно-технической реализации методов повышения надежности отдельных единиц на всех этапах существования систем необходимо использовать специальные организационно-технические и технологические способы обеспечения, поддержания и повышения надежности объектов дизелестроения.

К организационно-техническим способам периода эксплуатации объектов относятся техническая диагностика и техническое обслуживание [3, 4, 5].

Техническая диагностика (ТД) объектов представляет собой техническую операцию получения и обработки информации о состоянии объектов во времени с целью обнаружения фактов существования отказов и установления причин возникновения или мест появления отказов. Техническая диагностика позволяет повысить готовность сложных систем, что обеспечивается улучшением их характеристик восстанавливаемости, достигаемым уменьшением времени поиска отказавшего элемента и обнаружения причин возникновения отказа, а также уменьшением времени устранения отказа [3, 5].

Прослушивание шума, исходящего от вращающегося механизма или от потока в трубах и аппаратах, является традиционным средством ТД. Контроль

акустического шума и вибраций можно использовать для предотвращения нарушений нормального состояния трубопроводов [3].

Техническое обслуживание (TO) – это совокупность организационных и технических мероприятий, направленных на предупреждение отказов, обеспечение исправного состояния в процессе эксплуатации и готовности объектов к использованию.

2.10.2. Согласно схеме, представленной на рис. 2.19, работоспособность топливной системы дизеля определяется степенью надежности всех ее элементов. При этом выход из строя одного из элементов приводит к выходу из строя всей системы, поскольку между ними установлены линейные связи (при наличии нескольких форсунок работоспособность системы будет сохранятся, пока хоть одна из них выполняет свою функцию; но эффективность при этом снизится).



Рис. 2.19. Блок-схема надежности ТС высокого давления МОД

Определяя пути повышения надежности трубопроводов высокого давления, необходимо учитывать двухсторонее взаимодействие между тяжелым топливом и металлом стенки трубы. Анализируя схему 2.19, следует заключить, что предотвращение разрушения трубопроводов высокого давления вследствие резонансных явлений возможно путем введения корректирующего воздействия, которое будет применятся к тяжелому топливу, трубопроводу и упругому взаимодействию между ними по отдельности или одновременно.

Решение технической задачи разработки устройств подавления опасных резонансов целесообразно выполнять с применением теории решения изобретатель-

ских задач (ТРИЗ). Благодаря использованию системного подхода, ТРИЗ ориентирует исследователя на раскрытие целостности объекта, выявление разнообразных связей; как внутренних, так и внешних, сведение в единую картину всех знаний об исследуемом объекте [74-78].

В ТРИЗ используется удобное на практике понятие о повышении степени идеальности как о приближении технической системы к некоторой идеальной машине, которая определяется как машина, которой нет, а ее функции выполняются.

Закон повышения степени идеальности технических систем является важнейшим в ТРИЗ. На базе понятия идеальности вводится представление об идеальном решении, идеальном конечном результате (ИКР) решения. Именно ИКР позволяет выбрать среди множества направлений решения наиболее перспективное, потому что хотя он, как правило, недостижим, но в непосредственной близости от него лежит область изобретательских решений высокого уровня.

В таком случае, идеальным конечным результатом для топливной системы высокого давления, которая подвержена опасности появления частотного резонанса, является утверждение о том, что топливопровод сам устраняет причину появления резонанса.

Чтобы определить способ реализации записанного решения, можно воспользоваться еще одним инструментом теории решения изобретательских задач – вепольным анализом (ВЕПОЛЬ от слов Вещество и ПОЛе). Вепольный анализ занимается исследованием и преобразованием структурных моделей систем и процессов.

Воспользовавшись правилом составления веполей, запишем исходную модель: В<sub>1</sub> – стенка трубы, В<sub>2</sub> – прокачиваемое топливо, которое создает волновое поле П в трубе.

В данном случае необходимо использовать второе правило вепольного анализа – правило разрушения вредного веполя: «если в условии задачи имеется вредный веполь, то его нужно разрушить, например, введением между вредно взаимодействующими веществами третьего вещества, являющегося модификацией B<sub>1</sub> или B<sub>2</sub>, или обоих вместе, или модификацией внешней среды (продуктом ее взаимодействия с B<sub>1</sub> или B<sub>2</sub>). Схему вепольного анализа можно представить так, как изображено на рис. 2.20. Таким образом, необходимо определить вещество В<sub>3</sub>, которое будет воздействовать на поле соответствующим образом.



Рис. 2.20. Вепольный анализ топливной системы

Решение данной технической задачи и его подробное описание представлено в пятой главе настоящей работы.

Применение ТРИЗ к задаче синтеза новой топливной системы высокого давления повышенной надежности приводит к следующему идеальному конечному решению: колебания в топливопроводе не возбуждаются или они пренебрежимо малы.

В этом случае дополнительный анализ проводить не нужно, уже известно, что источником колебаний является ТНВД. Тогда насос высокого давления необходимо исключить или вынести за пределы топливопровода.

Такое техническое решение известно в дизелестроении. Применение насосфорсунок позволяет отказаться ТНВД и, таким образом, решить проблему низкой надежности ряда элементов ТС. Однако это решение технически нецелесообразно для малооборотных дизелей, поскольку приведет к неудобству эксплуатации такой ТС. Большая величина цикловой подачи топлива главных двигателей требует наличия ТА соответствующих размеров, а также сопутствующих систем и механизмов ввиду значительной величины подвода энергии.

Поскольку ИКР не может быть достигнуто, необходимо сформировать ИКР1 с более мягкими условиями. Пусть теперь волновое поле присутствует в топливопроводе. В то же время представляется возможным разработать практические рекомендации по конструкции топливопроводов, в первую очередь их диаметра и длины. Критерии проектирования надежной TC высокого давления МОД представлены в пятой главе.

### 2.11. Выводы по главе 2

Используя метод системного анализа, были выявленны существующие противоречия в надежности ТС малооборотных дизелей, что позволило аргументировать актуальность выбора темы диссертационного исследования.

Надежность топливной системы малооборотных дизелей остается низкой на протяжении многих десятилетий независимо от конструктивного исполнения и применяемых технологий. Причиной этому является комплекс факторов, основным из которых является использование в современных дизелях тяжелых остаточных топлив.

Среди менее надежных элементов ТА особое внимание привлекают топливопроводы высокого давления, эксплуатация которых сопровождается разрывами, нарушением гидроплотности, эрозией и другими дефектами. Надежность этого элемента ТА имеет первостепенное значение, поскольку нарушение целостности топливопровода приводит к немедленной остановки дизеля (или, при наличии такой возможности, отсечением топливоподачи). Как видно из обзора литературы, современной наукой уделено большое внимание задачам усовершенствования конструкции креплений топливных труб, выбора материала для их производства и т.п. В то же время основная проблема разрыва труб практически не объясняется.

В диссертационном исследовании TC высокого давления МОД рассматривается с точки зрения акустической системы, что дает возможность применить хорошо изученную теорию волн и колебаний для решения наукоемкой и сложной проблемы разрывов топливных труб в поперечной плоскости.

Описание упругости тяжелого топлива с помощью обобщенного закона Гука для трансверсально-изотропного вещества позволяет получить волновое поле топливо-провода, учитывающее не только продольные, но и радиальные смещения в топливе. Это дает возможность оценить, как величины смещений при взаимодействии на границе топливо-металл, так и частоты возбуждаемых волн.

Существующие методики определения упругих постоянных вещества путем математического моделирования и экспериментальных измерений на сегодняшний день достаточно хорошо отработаны и предполагают получение достоверных результатов.

Применение теории решения изобретательских задач позволяет получать эффективные практические решения и выделять направления для дальнейшего исследования.

### ГЛАВА 3

# ИССЛЕДОВАНИЕ УПРУГИХ СВОЙСТВ ТЯЖЕЛОГО ТОПЛИВА

3.1. Определение характеристик упругости системы «трубопровод – тяжелое топливо»

В первую очередь, для решения первой вспомогательной задачи необходимо аналитически определить число независимых упругих констант для тяжелого топлива с учетом его молекулярного состава.

Рассмотрение в предыдущей главе моделей реологического поведения нефтепродуктов указало на целесообразность описания упругих свойств тяжелого топлива с помощью обобщенного закона Гука для трансверсально-изотропного вещества. Правомерность этого утверждения доказывается на основании данных о структуре и некоторых физических свойствах парафинов из [79, 80]. Таким образом, для описания упругих свойств насыщенных углеводородов тяжелого топлива будет справедлива матрица упругих констант (в приложении Б приведены все возможные типы симметрии кристаллической решетки н-парафинов).

Упругие константы характеризуют жесткость вещества. Формальное определение обеспечивается линейной зависимостью, которая сохраняется между тензорами напряжений и деформаций в пределе бесконечно малых отклонений. В тензорных обозначениях это выражается как [81-86]

$$\sigma_{ij} = c_{ijkl} \varepsilon_{kl}, \qquad (3.1)$$

где по повторяющимся индексам подразумевается суммирование,  $\sigma_{ij}$  являются элементами симметричного тензора напряжений,  $\varepsilon_{kl}$  – элементы симметричного тензора деформации, а  $c_{ijkl}$  являются элементами тензора четвертого ранга упругих постоянных. В трехмерном пространстве этот тензор имеет  $3^4 = 81$  элементов. Используя нотацию Войгта, тензор можно записать в виде матрицы шестого порядка

## и уравнение (3.1) примет вид

$$\sigma_{x} = c_{11}\varepsilon_{xx} + c_{12}\varepsilon_{yy} + c_{13}\varepsilon_{zz} + c_{14}\varepsilon_{yz} + c_{15}\varepsilon_{xz} + c_{16}\varepsilon_{xy},$$

$$\sigma_{y} = c_{21}\varepsilon_{xx} + c_{22}\varepsilon_{yy} + c_{23}\varepsilon_{zz} + c_{24}\varepsilon_{yz} + c_{25}\varepsilon_{xz} + c_{26}\varepsilon_{xy},$$

$$\sigma_{z} = c_{31}\varepsilon_{xx} + c_{32}\varepsilon_{yy} + c_{33}\varepsilon_{zz} + c_{34}\varepsilon_{yz} + c_{35}\varepsilon_{xz} + c_{36}\varepsilon_{xy},$$

$$\tau_{yz} = c_{41}\varepsilon_{xx} + c_{42}\varepsilon_{yy} + c_{43}\varepsilon_{zz} + c_{44}\varepsilon_{yz} + c_{45}\varepsilon_{xz} + c_{46}\varepsilon_{xy},$$

$$\tau_{xz} = c_{51}\varepsilon_{xx} + c_{52}\varepsilon_{yy} + c_{53}\varepsilon_{zz} + c_{54}\varepsilon_{yz} + c_{55}\varepsilon_{xz} + c_{56}\varepsilon_{xy},$$

$$\tau_{xy} = c_{61}\varepsilon_{xx} + c_{62}\varepsilon_{yy} + c_{63}\varepsilon_{zz} + c_{64}\varepsilon_{yz} + c_{65}\varepsilon_{xz} + c_{66}\varepsilon_{xy}.$$
(3.2)

Число упругих констант может быть значительно меньше в зависимости от типа симметрии кристаллической структуры материала [87]. Например, для кристалла гексагонального типа сингонии число независимых упругих постоянных равно пяти.

Типичное строение триклинной кристаллической решетки насыщенных парафинов иллюстрирует рис. 3.1, на котором показана объемная модель структуры



Рис. 3.1. Триклинная кристаллическая решетка н-парафина C<sub>24</sub>H<sub>50</sub> размером 6×6×6

н-парафина C<sub>24</sub>H<sub>50</sub> (химическое название – тетракозан). Размеры элементарной ячейки этого и других насыщенных углеводородов приведены в литературе [79].

Для качественного построения матрицы упругости тяжелого топлива необходимо учитывать структуру не только углеводородов, но и гетероатомных соединений – смол и асфальтенов, которые демонстрируют малоизученное

агрегационное поведение. На сегодняшний день количество предложенных гипотетических моделей флокуляции и мицеллизации САВ достигает несколько десятков. Будет правильно использовать самые свежие представления об устройстве асфальтенов и смол, а также тех пространственных структур, которые они способны формировать при участии других углеводородов. Так, в литературе [89] представлена модель упаковки мицелл асфальтенов в объеме окружающих их парафиновых молекул, изображение которой показано на рис. 3.2.



Рис. 3.2. Упаковка асфальтенов в объеме углеводородов тяжелого топлива:

- 1 углеводороды;
- 2 асфальтены

Очевидно, что в такой модели четко просматривается образование структуры, но при этом довольно сложно выделить какую-либо симметрию. Кроме того, в работе [38] автор указывает на практически полное отсутствие симметрии у асфальтенов выделенных непосредственно из нефти, хотя она может проявляться после температурной обработки. В таком случае будет справедливо принять агрегаты САВ за изотропные вещества, упругость которых, как известно, характеризуется двумя независимыми упругими константами. С учетом всех аргументов касательно строения предельных углеводородов и CAB, а также предложенной в главе 2 эффективной модели для описания упругости тяжелого топлива, основанной на научных данных об ориентации этих молекул в топливопроводе, матрица упругости примет вид:

$$C_{F} = \begin{vmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & 0 & 0 & 0 \\ c_{12} & c_{11} & c_{13} & 0 & 0 & 0 \\ c_{13} & c_{13} & c_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c_{44} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{c_{11} - c_{12}}{2} \end{vmatrix}.$$
(3.3)

Уравнение (3.3) характеризует трансверсально-изотропную среду, которая содержит плоскость изотропии. Если координатную плоскость *x*0*y* совместить с плоскостью изотропии, то ось *z* будет осью симметрии. [87, 88, 90].

С учетом (3.3) обобщенный закон Гука в цилиндрических координатах запишется в виде

$$\sigma_{rr} = c_{11}\varepsilon_{rr} + c_{12}\varepsilon_{\theta\theta} + c_{13}\varepsilon_{zz},$$

$$\sigma_{\theta\theta} = c_{13}\varepsilon_{rr} + c_{13}\varepsilon_{\theta\theta} + c_{33}\varepsilon_{zz},$$

$$\sigma_{zz} = c_{13}\varepsilon_{rr} + c_{13}\varepsilon_{\theta\theta} + c_{33}\varepsilon_{zz},$$

$$\tau_{\theta z} = c_{44}\gamma_{\theta z}, \quad \tau_{zr} = c_{44}\gamma_{zr}, \quad \tau_{r\theta} = c_{66}\gamma_{r\theta}.$$
(3.4)

Поскольку в технике для определения деформаций принято использовать модуль Юнга *E*, модуль сдвига *G* и коэффициент Пуассона v, приведем запись уравнений (3.4), используя эти величины:

$$\begin{cases} \boldsymbol{\varepsilon}_{rr} \\ \boldsymbol{\varepsilon}_{\theta\theta} \\ \boldsymbol{\varepsilon}_{zz} \\ \boldsymbol{\gamma}_{\thetaz} \\ \boldsymbol{\gamma}_{r\theta} \end{cases} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_{11}} & -\frac{\mathbf{v}_{12}}{E_{11}} & -\frac{\mathbf{v}_{13}}{E_{33}} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\mathbf{v}_{12}}{E_{11}} & \frac{1}{E_{11}} & -\frac{\mathbf{v}_{13}}{E_{33}} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\mathbf{v}_{13}}{E_{33}} & -\frac{\mathbf{v}_{13}}{E_{33}} & \frac{1}{E_{33}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{13}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{13}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{13}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{2(1+\mathbf{v}_{12})}{E_{11}} \end{bmatrix} \end{cases} .$$
(3.5)

Таким образом, мы получим следующие выражения для упругих констант:

$$c_{11} = \frac{E_{11} \left( E_{33} - E_{11} \mathbf{v}_{13}^{2} \right)}{\left( 1 + \mathbf{v}_{12} \right) \left( E_{33} - E_{33} \mathbf{v}_{12} - 2E_{11} \mathbf{v}_{13}^{2} \right)},$$

$$c_{12} = \frac{E_{11} \left( E_{33} \mathbf{v}_{12} + E_{11} \mathbf{v}_{13}^{2} \right)}{\left( 1 + \mathbf{v}_{12} \right) \left( E_{33} - E_{33} \mathbf{v}_{12} - 2E_{11} \mathbf{v}_{13}^{2} \right)},$$

$$c_{13} = \frac{E_{11} E_{33} \mathbf{v}_{13}}{E_{33} - E_{33} \mathbf{v}_{12} - 2E_{11} \mathbf{v}_{13}^{2}},$$

$$c_{33} = \frac{E_{33}^{2} \left( 1 - \mathbf{v}_{12} \right)}{E_{33} - E_{33} \mathbf{v}_{12} - 2E_{11} \mathbf{v}_{13}^{2}},$$

$$c_{44} = G_{13}, \ c_{66} = \frac{E_{11}}{2(1 + \mathbf{v}_{12})}.$$
(3.6)

Компоненты тензора деформации, входящие в уравнения (3.4) и (3.5) выражаются через величины смещений следующим образом:

$$\varepsilon_{rr} = \frac{\partial u_r}{\partial r}, \quad \gamma_{\theta z} = \frac{\partial u_{\theta}}{\partial z} + \frac{\partial u_r}{r \partial \theta},$$

$$\varepsilon_{\theta \theta} = \frac{1}{r} \frac{\partial u_{\theta}}{\partial \theta} + \frac{u_r}{r}, \quad \gamma_{zr} = \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{\partial u_r}{\partial z},$$

$$\varepsilon_{zz} = \frac{\partial u_z}{\partial z}, \quad \gamma_{r\theta} = \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + \frac{\partial u_{\theta}}{\partial r} - \frac{u_{\theta}}{r}.$$
(3.7)

Аналогично, зная все упругие постоянные матрицы  $C_F$  для тяжелого топлива, можно вычислить модуль Юнга (упругости) E, модуль сжатия G и коэффициент Пуассона v.

$$E_{x} = E_{y} = \frac{c_{33} \left(c_{11}^{2} - c_{12}^{2}\right) - 2c_{13}^{2} \left(c_{11} - c_{12}\right)}{c_{11} c_{33} - c_{13}^{2}}, \quad E_{z} = c_{33} - 2\frac{c_{13}^{2}}{c_{11} + c_{12}}, \quad (3.8, 3.9)$$

$$\mathbf{v}_{xy} = \mathbf{v}_{yx} = \frac{c_{33}c_{12} - c_{13}^2}{c_{11}c_{33} - c_{13}^2}, \quad \mathbf{v}_{zx} = \mathbf{v}_{zy} = \frac{c_{13}}{c_{11} + c_{12}},$$
 (3.10, 3.11)

$$\mathbf{v}_{xz} = \mathbf{v}_{yz} = \frac{c_{13} \left( c_{11} - c_{12} \right)}{c_{11} c_{33} - c_{13}^2},$$
(3.12)

$$G_{xz} = G_{yz} = c_{44}, \quad G_{xy} = \frac{1}{2} (c_{11} - c_{12}).$$
 (3.13, 3.14)

В случае изотропной среды, любая плоскость в ней является плоскостью упругой симметрии [91-95]. При этом количество упругих постоянных уменьшается до двух:

$$c_{12} = c_{13} = \lambda, \quad c_{44} = c_{66} = \mu = G, \quad c_{33} = c_{11} = \lambda + 2\mu,$$
 (3.15)

где μ и λ – параметры Ламе.

При этом формулы для определения коэффициентов упругости примут вид:

$$c_{11} = \frac{E}{1+\nu} \left( 1 + \frac{\nu}{1-2\nu} \right), \ c_{12} = \frac{E}{1+\nu} \left( \frac{\nu}{1-2\nu} \right) \ \text{M} \ c_{66} = \frac{E}{2(1+\nu)}. \quad (3.16, 3.17, 3.18)$$

Для количественного описания упругих взаимодействий между тяжелым топливом и трубопроводом высокого давления топливной системы необходимо также составить уравнения закона Гука для металла стенки этого трубопровода.

Стальная топливная труба высокого давления является изотропным телом. В этом случае обобщенный закон Гука для изотропного тела в цилиндрических координатах запишется в виде

$$\sigma_{rr} = (\lambda + 2\mu)\varepsilon_{rr} + \lambda\varepsilon_{\theta\theta} + \lambda\varepsilon_{zz},$$

$$\sigma_{\theta\theta} = \lambda\varepsilon_{rr} + (\lambda + 2\mu)\varepsilon_{\theta\theta} + \lambda\varepsilon_{zz},$$

$$\sigma_{zz} = \lambda\varepsilon_{rr} + \lambda\varepsilon_{\theta\theta} + (\lambda + 2\mu)\varepsilon_{zz},$$

$$\tau_{\theta z} = \mu\gamma_{\theta z}, \ \tau_{zr} = \mu\gamma_{zr}, \ \tau_{r\theta} = \mu\gamma_{r\theta}.$$
(3.19)

Матрица упругих констант для топливной трубы с учетом определений (3.15) будет иметь вид:

$$C_{P} = \begin{vmatrix} \lambda + 2\mu & \lambda & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda + 2\mu & \lambda & 0 & 0 & 0 \\ \lambda & \lambda & \lambda + 2\mu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \mu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \mu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \mu \end{vmatrix} .$$
(3.20)

Как видно из выражения (3.20), упругие свойства металлической трубы, в отличии от тяжелого топлива, изотропны, т.е. идентичны во всех плоскостях.

3.2. Теоретические закономерности численного определения упругих констант методом молекулярной динамики

С учетом предыдущих выкладок первая вспомогательная задача исследования сводится к определению пяти неизвестных коэффициентов матрицы упругости тяжелого топлива (3.3). Для их определения путем математического моделирования необходимо определить пять независимых упругих постоянных для кристаллических структур нормальных парафинов и двух постоянных для ассоциатов САВ путем математического моделирования. Окончательный результат должен является величиной, полученной путем алгебраического суммирования по значениям упругих констант для каждого компонента данного сорта тяжелого топлива, умноженных на предполагаемую концентрацию.

Поскольку между молекулами в реальных телах действуют силы различной природы, то в компьютерном эксперименте такие взаимодействия аппроксимируются потенциальными функциями, зависящими от значений координат всех частиц. Моделирование по методу молекулярной динамики может точно предсказать поведение и свойства веществ.

Обозначим через  $E(\mathbf{r}_1,...,\mathbf{r}_N)$  потенциальную энергию модельной молекулярной системы. Задание этой функции полностью определяет взаимодействие между частицами. Так, например, сила  $F_i$ , действующая на *i*-ю частицу, получается дифференцированием *E* по соответствующим координатам частицы [96]:

$$F_i = -\partial E(r_1, \dots, r_N) / \partial r_i. \tag{3.21}$$

Потенциальная энергия молекулярной системы складывается из энергий валентных связей, валентных углов, торсионных углов, плоских групп, ван-дерваальсовых и кулоновских взаимодействий. Функциональный вид (формулы) и параметры этих взаимодействий могут выбираться из различных физических соображений, добиваясь более точного воспроизведения тех или иных экспериментальных данных (спектральных, калориметрических, кристаллографических) или результатов квантово-химических расчетов для заданного набора химических соединений. Сюда входят геометрические параметры (длины валентных связей, величины валентных углов, характерные размеры атомов и т.п.), парциальные заряды на атомах, энергетические характеристики взаимодействия (силовые константы).

Параметры этих взаимодействий зависят от типов атомов (и их модификаций) и их различных сочетаний по два (валентные связи, невалентные взаимодействия), три (валентные углы), четыре (торсионные углы и плоские группы) атома. Формулы и таблицы параметров, необходимые для вычисления потенциальной энергии молекулярной системы по координатам атомов, называются силовым полем. В молекулярно-динамических расчетах используют различные силовые поля. Наиболее известные Amber [97], CHARMM [98], COMPASS [99], DREIDING [68] и Universal [100]. Качественные выводы по результатам моделирования невозможны при использовании неточных или непроверенных моделей силовых полей.

При моделировании органических молекулярных соединений, в том числе углеводородов, хорошо зарекомендовала себя методика с применением параметризации силового поля DREIDING. Силовое поле DREIDING – это универсальное силовое поле, в котором особым образом учитывается энергия водородных связей в органических структурах [96]. В виду этой особенности силовое поле DREIDING нашло основное применение в диссертационном исследовании при определении упругих свойств углеводородов методом молекулярной динамики.

Известно, что потенциальная энергия молекулы произвольной геометрии выражается в виде суперпозиции энергий валентных  $E_{val}$  взаимодействий, которая определяется характером связей в данной молекулярной структуре, и невалентных  $E_{nb}$ , которые зависят только от расстояния между атомами [68, 96],

$$E = E_{val} + E_{nb}.$$
 (3.22)

В силовом поле DREIDING энергия валентных взаимодействий состоит из валентных связей  $E_B$ , валентных углов  $E_A$ , торсионных углов  $E_T$  и плоских групп  $E_I$  [68],

$$E_{val} = E_B + E_A + E_T + E_I, (3.23)$$

в то время как невалентные взаимодействия состоят из ван-дер-ваальсовых, или дисперсионных сил  $E_{vdw}$ , кулоновских сил  $E_o$  и энергии водородных связей  $E_{hb}$  [68],

$$E_{nb} = E_{vdw} + E_O + E_{hb}.$$
 (3.24)

Подробное описание данного силового поля можно найти в литературе [68, 101, 102]. В рамках данного раздела важно отметить только, что силовое поле DREIDING введен специальный термин водородной связи для описания взаимодействий *D-H-A*, где *D* является донором водородной связи, *H* – водород, связанный с ним ковалентно, и *A* является акцептором водородной связи, нековалентно присоединенный. В DREIDING энергия водородной связи учитывает как радиальную  $R_{DA}$ , так и угловую  $\theta_{DA}$  составляющие:

$$E_{hb} = \sum_{i} \sum_{j>i} D_{hb} \left[ 5 \left( \frac{R_{hb}}{R_{DA}} \right)^{12} - 6 \left( \frac{R_{hb}}{R_{DA}} \right)^{10} \cos^4 \theta_{DHA} \right]$$

Радиальные и угловые составляющие принимают нулевые значения за пределами определенных величин отсечки. Для сглаживания перехода к  $E_{hb} = 0$  в расчетном алгоритме используются функции переключения.

Значения  $R_{hb}$  и  $D_{hb}$  зависят от методики задания величин зарядов. Так, величины Гастейгера приводят  $Q_H = 0,21$  для H<sub>2</sub>O, в то время как расчеты Хартри-Фока дают  $Q_H = 0,341$  или 0,40 и эксперимент приводит к  $Q_H = 0,33$  [68]. Для вычисления коэффициентов упругости необходимо модифицировать уравнения движения молекулярной системы таким образом, чтобы эффективно учитывать наличие и величину внешнего давления.

Как было сказано во второй главе, для моделирования динамики энергетических взаимодействий в кристаллических модификациях углеводородов и ассоциатов САВ применялся универсальный програмный код LAMMPS [67] с применением параметризации силового поля DREIDING.

Программный код молекулярной динамики LAMMPS использует известный подход для контроля температуры и давления моделируемого объема, под названием цепочки Нозе-Гувера (ЦНГ) [102]. При этом фазовое пространство вмещает в себя набор переменных термостата и их объединенные моменты, действующие как тепловая ванна, подключённая к системе. Собственно, в LAMMPS применены модифицированные уравнения ЦНГ, заключающиеся в методе Мартына-Тобиаса-Клейна (МТК) [103], в котором использованы как набор переменных термостата для контроля кинетической энергии флуктуаций, так и баростат для контроля флуктуаций под постоянным давлением. Последний определяется выражением

$$P_{\text{int}} = \frac{1}{3V} \left[ \sum_{i=1}^{N} \frac{\mathbf{p}_{i}^{2}}{m_{i}} + \sum_{i=1}^{N} \mathbf{r}_{i} \cdot F_{i} - 3V \frac{\partial E}{\partial V} \right]$$

Объем V также принимается за динамическую переменную. Окончательный вид уравнений движения представлен в литературе [103].

Поскольку в уравнениях движения сила  $F_i$  пропорциональна производной потенциальной энергии частицы по ее координатам, то моделирование молекулярного ансамбля представляет собой итерационный процесс численного решения уравнений движения молекулярных частиц в условиях параметризации соответствующего и адекватного силового поля.

Модуль упругости рассчитывается по формуле

известным формулам.

$$E = \frac{F \cdot l}{S \cdot x},\tag{3.25}$$

где F – сила, S – площадь поверхности, по которой распределено действие силы, l – длина деформируемого образца, x – модуль изменения длины образца в результате упругой деформации (измеренного в тех же единицах, что и длина l).

Модуль сдвига может быть определен как

$$G = \frac{\tau_{xy}}{\gamma_{xy}} = \frac{F \cdot l}{S \cdot \Delta x},$$
(3.26)

где  $\tau_{xy}$  – касательное напряжение,  $\gamma_{xy}$  – сдвиговая деформация, F – действующая сила, S – площадь, на которую действует сила,  $\Delta x$  – смещение, l – начальная длина.

Коэффициент Пуассона – это абсолютная величина отношения поперечной и продольной относительной деформации образца материала.

$$v = \frac{-e_t}{e_l}, \quad \left(e = \Delta l/l\right) \tag{3.27}$$

где  $e_t$  – деформация в поперечном направлении (отрицательна при осевом растяжении, положительна при осевом сжатии);  $e_l$  – продольная деформация (положительна при осевом растяжении, отрицательна при осевом сжатии).

Выбор и задание граничных условий является важным этапом при проведении моделирования динамики молекул. При моделировании кристаллов в большинстве случаев применяют периодические граничные условия (ПГУ) [104].

Предполагается, что атомы в репликах ведут себя точно так же, как атомы в исходной моделируемой ячейке [104, 105]. Поскольку оригинальная ячейка и ее образ идентичны, то не имеет значения, какая из них рассматривается как первичная, а какая как образ.

Особое преимущество ПГУ в том, что при моделировании полностью устраняются поверхностные эффекты и поддерживается трансляционная инвариантность моделируемого объема.

3.3. Экспериментальное определение упругих констант тяжелых сортов топлива методом молекулярной динамики

### 3.3.1. Этапы исследования

Как было показано в работах автора [101, 102, 106], экспериментальное исследование упругих свойств тяжелого топлива судовых дизелей происходит в несколько этапов.

Первый этап заключается в построении моделируемой элементарной ячейки заданной симметрии и выборе инструментов модельного исследования. В случае с нормальными парафинами тяжелого топлива моделируемые ячейки представляют собой кристаллическую решетку определенного типа сингонии. Инструментами являются изобарно-изотермический метод МТК и силовое поле DREIDING, обоснование выбора которых приводится выше. Как правило, перед тем как перейти непосредственно к моделированию, молекулярную структуру необходимо оптимизировать. Это вызвано тем, что потенциальная энергия молекулярной системы, полученной путем полуавтоматического построения оператором ЭВМ, получается очень большой. Многие программы для работы с молекулярными структурами автоматически назначают длину связи, угол связи, радиус атома, заряд и т.д.; от оператора требуется только задать нужный тип атома и его положение. Процесс оптимизации заключается в нахождении такого положения для каждого из атомов молекулярного ансамбля, при котором его потенциальная энергия будет минимальна. Наличие опции оптимизации обязательно для программного обеспечения по работе с молекулярной динамикой.

Вторым этапом является проведение модельных экспериментов оператором ЭВМ при использовании соответствующего программного обеспечения. Как уже указывалось, коммерческое приложение MAPS нашло основное применение в ходе диссертационного исследования, так как обладает простым и удобным интерфейсом, содержит инструменты для построения молекул, кристаллов, аморфных соединений и др., включает в себя инструменты для выполнения оптимизации молекулярной структуры, назначению силового поля и исследования методом молекулярной динамики.

Модельный эксперимент начинается с задания рабочих параметров. К ним относятся следующие:

- радиус отсечки (как правило, принимался 10 Å);

– начальное давление (как правило, 0 МПа);

конечное давление (в большинстве экспериментов принималось -101,325
 МПа, соответствует -1000 бар);

– температуры в начале, на протяжении и в конце эксперимента (все три параметра имели одинаковые значения; один и тот же моделируемый объем исследовался при трех различных температурах: 298,15 °K, 333,15 °K и 373,15 °K);

продолжительность эксперимента (60-120 пс);

временной шаг (1фс);

интервал записи значений в файл (как правило, 10 или 20 фс);

- направление действия силы (координаты X, Y, Z).

Время, затрачиваемое ЭВМ на моделирование, зависит от количества ее процессоров, их рабочей частоты, оперативной и кэш памяти и др. Было отмечено, что ЭВМ с двухъядерным процессором, работающим на частоте 2,2 ГГц, и ОЗУ 4 Гб затрачивает на обработку итерационных циклов приблизительно следующее время:

100 пс имитационного поведения молекулярной системы соответствует 8,5 часам работы процессора. Таким образом, можно оценить общее время проведение модельных экспериментов. Без учета времени на обработку результатов и неудачных экспериментов это время составило порядка 250 часов.

Третий и заключительный этап представляет собой постобработку полученного массива данных. Результатом модельного эксперимента является текстовый файл, который в матричном виде содержит значения вычисляемых параметров в соответствии с заданным интервалом записи. Непосредственно для вычислений коэффициентов упругости необходимы такие параметры: давление и линейные размеры ячейки в каждый момент времени. Анализ массива данных автоматизирован и выполняется с помощью встроенного программного кода, однако со стороны оператора требуется осуществление контроля над качеством процесса вычисления.

Программа вычисляет значения деформации в каждый момент времени и возвращает функцию зависимости давления от деформации моделируемой ячейки. Поскольку такая зависимость в большинстве случаев нелинейная, путем интерполяции рассчитывается линейная функция вида y = kx + b. Тогда коэффициент k будет численно равен значениям модуля Юнга в случае продольной деформации и модуля сдвига в случае сдвиговой деформации (как показано на рис. В.2 и В.3 в приложении В). Зная значения продольной и поперечной деформации, Коэффициент Пуассона вычисляется также элементарно.

Моделирование необходимо проводить в трех плоскостях: x0y, z0x и y0z для триклинной, ромбической и моноклинной типов сингонии. В случае гексагональной сингонии можно ограничиться только двумя плоскостями, так как в направлениях y и x упругие свойства должны быть приблизительно одинаковы. В связи с этим моделирование упругого поведения нормальных парафинов в ходе диссертационного исследования проводилось в направлениях x и z. Правомерность такого упрощения обосновывалась выше (согласно литературе [79]).

Вычислив значения модуля Юнга, модуля сдвига и коэффициента Пуассона в двух плоскостях и при трех различных значениях температуры, можно определить коэффициенты упругости по известным зависимостям (3.6).

### 3.3.2. Модели углеводородов

Построение моделей выполнялось в приложении MAPS. В некоторых случаях (сложные гетероатомные молекулы) было использовано подобное приложение под названием Accelrys. Значения линейных размеров и углов наклона элементарных ячеек были взяты из литературы [79]. При моделировании ассоциатов САВ и ароматики симметрия моделируемой ячейки была задана изотропной. Более низкая симметрия ароматических углеводородов не учитывалась в виду пространственной ориентации компонентов ассоциата, имеющего по данным литературы [54] форму подобную шару или луковице (диску). В таком случае, данная дисперсная единица будет обладать сопротивлением сдвигу, однако не будет проявлять уникальных упругих свойств ни в одной из плоскостей декартовой системы координат.

Изображения молекул ароматических углеводородов<sup>4</sup>, использованных при моделировании, показаны на рис. 3.3. Углеводороды 1,7-диметилнафталин и метилциклогексан были выбраны для моделирования упругих свойств ассоциатов асфальтенов по причине того, что свойства данных веществ достаточно хорошо исследованы, а также эти вещества и им подобные содержаться в нефти и тяжелых нефтепродуктах в достаточно больших количествах.



Рис. 3.3. Объемные модели некоторых ароматических углеводородов

<sup>&</sup>lt;sup>4</sup> Здесь и далее молекулы углерода имеют темно-серый цвет, водорода – светло-серый, серы – желтый, азота – коричневый, кислорода – синий.

Кроме того, известны работы ученых (например, [107]), в которых авторы исследуют свойства смесей на основе САВ, нормальных парафинов, 1,7-диметилнафталина, метилциклогексана и другими методами молекулярной динамики и Монте Карло. Таким образом, обеспечивается проверяемость результатов исследования. Структурные свойства углеводородов, которые были использованы в диссертационном исследовании, приводятся в табл. Г.1 приложения Г.

Масса углерода, как видно, в процентном соотношении находится в пределах 85% для насыщенных и 92% для ароматических углеводородов. Известно, что количество атомов углерода в молекуле определяет ее фундаментальные свойства, а также тип химической связи [79]. Установлено, что двойные связи циклических молекул слабее одинарных.

Кристаллические решетки нормальных парафинов были получены путем мультипликации элементарных ячеек (рис. 3.4). Для н-парафинов C<sub>24</sub>H<sub>50</sub> и C<sub>36</sub>H<sub>74</sub> количество молекул составило 216, а для C<sub>19</sub>H<sub>40</sub> – 512. Такое количество молекул было задано с целью обеспечения необходимого качества моделирования и точности полученных результатов. В табл. Г.2 приложения Г приводятся значения параметров моделей предельных углеводородов тяжелого топлива. Число атомов в моделируемом объеме составляло порядка двух (в одном случае трех) десятков тысяч, что обеспечивало эффективность эксперимента.

На сегодняшний день структура молекул смолисто-асфальтеновых веществ еще недостаточно хорошо известна. Существует ряд гипотетических моделей.

Для диссертационного исследования были отобраны одна молекула асфальтена и одна молекула смолы. На рис. 3.5 показаны двух- и трехмерные изображения молекулы асфальтена C<sub>84</sub>H<sub>98</sub>N<sub>2</sub>S<sub>2</sub>O<sub>3</sub>, химическая формула и структура которой были взяты из литературы [108].

По своему строению смолы, содержащиеся в нефтепродуктах, подобны асфальтенам (рис. 3.6) и также могут содержать атомы азота и серы. Однако смолы сравнительно меньше асфальтенов. Модель молекулы смолы C<sub>26</sub>H<sub>40</sub>NS<sub>2</sub> была взята из литературы [109].



Рис. 3.4. Трехмерные модели кристаллических решеток н-парафинов:
а) кристалл сформированный элементарной ячейкой C<sub>19</sub>H<sub>40</sub> в соотношении 8×8×8;
б) кристалл сформированный элементарной ячейкой C<sub>24</sub>H<sub>50</sub> в соотношении 6×6×6;
в) кристалл сформированный элементарной ячейкой C<sub>36</sub>H<sub>74</sub> в соотношении 6×6×6.

Процентное соотношение молярной массы атомов, входящих в состав молекул асфальтена и смолы приводится в табл. Г.З приложения Г. Можно отметить, что масса углерода составляет порядка 70-80% от общей массы для такого типа молекул.

Поскольку авторы работ [54, 58-62], посвященных образованию ССЕ на основе САВ, парафинов и ароматики, выделяют несколько возможных форм таких пространственных образований, было решено создать две экспериментальных модели. Первая модель учитывает образование взвешенных коллоидных частиц путем объединения флоккул асфальтенов и молекул смол. Вторая модель воспроизводит процесс мицелизации – самоассоциации асфальтенов в среде с высокой ароматичностью.



Рис. 3.5. Гипотетическая модель молекулы асфальтена C<sub>84</sub>H<sub>98</sub>N<sub>2</sub>S<sub>2</sub>O<sub>3</sub>.



Рис. 3.6. Гипотетическая модель молекулы смолы  $C_{26}H_{40}NS_2$ 

Модель 1 была получена путем мультипликации элементарной ячейки, в которой произвольно размещены одна молекула асфальтена и 5 молекул смолы. Модель 2 была получена аналогичным способом. В состав элементарной ячейки были включены одна молекула асфальтена, 10 молекул 1,7-диметил-нафталина и 20 молекул метилциклогексана. Окончательное количество молекул в моделируемых объемах приводится в табл. Г.4 приложения Г.

Особенности атомного состава экспериментальных моделей показаны в табл. Г.5 приложения Г. Можно отметить, что в первой модели содержится значительно большее количество неорганических атомов. При этом во второй модели как соотношение между массами водорода и углерода, так и массовая доля углерода в объеме выше, чем в первой. Эта особенность объясняется значительным количеством ароматических колец в молекулярном ансамбле.

Линейные размеры полученных моделей приведены в табл. Г.6 приложения Г.

Представляет интерес релаксационное поведение экспериментальных моделей в ходе исследования методом молекулярной динамики. Изображение моделей до и после эксперимента при температуре 100 °C представлено на рис. 3.7. Подробный графический материал процесса релаксации, как парафиновых углеводородов, так и смолисто-асфальтеновых веществ представлен в приложении Д.

3.3.3. Результаты модельных экспериментов

В приложениях Е и Ж диссертации приводятся вспомогательные графические и числовые материалы, использованные в ходе исследования. Приложение Е содержит пример текстового файла с численными результатами моделирования. В приложении Ж приведены примеры функциональных зависимостей давления при имитационном движении частиц от деформации моделируемого объема. Там же приводятся графики изменения исследуемых параметров с течением времени моделирования.

таблице 3.1 B приведены значения модуля Юнга, модуля сдвига И коэффициента Пуассона в двух плоскостях кристаллических структур нормальных парафинов рассчитанные по результатам моделирования методом молекулярной Особый трех значениях температуры. интерес динамики при вызывают

отрицательные значения коэффициента Пуассона, полученные в ходе первых и всех повторных экспериментов.



Рис. 3.7. Трехмерное изображение исходного состояния моделируемых ячеек смолистоасфальтеновых образований и после их релаксации при температуре 100 °C:

- а) модель 1;
- б) модель 2

Органические ауксетики известны современной науке. Так, авторы работ [110-112] показали, что в нематических жидких кристаллах, у которых оси молекул ориентированы параллельно друг другу может наблюдаться данный эффект. Однако подтвердить другими экспериментальными методами полученные нами значения коэффициента Пуассона на данный момент не удалось.

Таблица 3.1

Углеводород	Сингония	Температура, °С	$E_{xx}(E_{yy}),$ $\Gamma\Pi a$	$\mathbf{v}_x(\mathbf{v}_y)$	<i>Ezz</i> , ГПа	$v_z$	<i>G<sub>xz(zx)</sub></i> , ГПа
C <sub>19</sub> H <sub>40</sub>	Ромбическая	25 60 100	0,5 0,2 0,1	-0,5 -0,5 -0,5	2,8 1,4 1	-0,03 -0,7 -0,7	0,3 0,15 0,1
C <sub>23</sub> H <sub>48</sub>	Ромбическая	25	_	_	2,3	- 0,05	_
C <sub>24</sub> H <sub>50</sub>	Триклинная	25 60 100	0,6 0,3 0,5	-0,5 -0,5 -0,5	4,1 2,1 2,4	0,1 0,1 0,4	0,3 0,5 0,2
C <sub>36</sub> H <sub>74</sub>	Ромбическая	25 60 100	_ 0,38 0,37	- -0,5 -0,5	7 3 2,2	-0,05  -0,02	0,25 0,7 0,13

## Модуль Юнга, модуль сдвига и коэффициент Пуассона некоторых нормальных парафинов

Также в табл. 3.1 в качестве дополнительной информации приведены результаты разового эксперимента для н-парафина C<sub>23</sub>H<sub>48</sub>. Полноценное исследование для этого кристалла не проводилось, поскольку не было сочтено целесообразным.

В случае ассоциатов САВ количество параметров, характеризующих упругие свойства, сводится к двум: модулю Юнга и коэффициенту Пуассона – в виду изотропной симметрии. Численные значения этих величин приведены в табл. 3.2.

Динамику изменения упругих свойств предельных углеводородов в зависимости от числа атомов углерода можно проследить по графику на рис. 3.8. В качестве зависимого параметра был выбран модуль упругости вдоль оси анизотропии z при температуре 25 °C. Минимальное значение 0,17 ГПа также было получено экспериментально для н-парафина C<sub>8</sub>H<sub>18</sub>.

Таблица 3.2

# Модуль Юнга и коэффициент Пуассона некоторых смолисто-асфальтенових веществ

Состав ассоциата	Соотношение	Сингония	Температура, °С	<i>Е</i> , ГПа	ν
$\begin{array}{c} C_{84}H_{98}N_2S_2O_3 \\ + C_{26}H_{40}NS_2 \end{array}$	1/5	Изотропное вещество	25 60 100	0,6 0,55 0,3	-0,1 -0,6 -0,3
$\begin{array}{c} C_{84}H_{98}N_2S_2O_3 \\ + \\ C_7H_{14}+C_{12}H_{12} \end{array}$	1/20/10	Изотропное вещество	25 60 100	1,1 0,8 0,4	0,1 -0,5 -0,5





Характер изменения модуля упругости также вдоль оси анизотропии с ростом температуры представлен на рис. 3.9. В отличие от графика на рис. 3.8, зависимости имеют нелинейный характер. Можно отметить, что с повышением температуры

выше 100 °С упругие свойства выходят на установившийся уровень. Это связано с завершением фазовых переходов в кристаллах парафинов.



Рис. 3.9. Зависимость модуля Юнга в плоскости анизотропии от температуры: 1 – н-парафин С<sub>36</sub>Н<sub>74</sub>;

2 – н-парафин С<sub>24</sub>Н<sub>50</sub>;

3 – н-парафин C<sub>19</sub>H<sub>40</sub>

Изменение температуры ассоциатов САВ приводит к практически линейному изменению модуля упругости модели 2 и нелинейному в случае модели 1, о чем свидетельствуют графики, приведенные на рис. 3.10. Такое отличие объясняется молекулярным составом. В структуре первой модели содержится достаточно большое число алкановых цепей, которые с изменением температуры выполняют фазовые переходы. В составе же второй модели в большей степени находятся ароматические кольца, что приводит к отсутствию фазовых переходов.

Используя формулы (3.6) и (3.16, 3.17, 3.18), были рассчитаны упругие константы как для кристаллов предельных углеводородов, так и моделей САВ, с учетом их сингонии и заданной температуры. Результаты расчетов представлены в табл. 3.3 и 3.4.



2 – модель 1

# Таблица 3.3

# Упругие константы некоторых нормальных парафинов

Углеводород	Сингония	Температура, °С	Упругие константы						
			<i>c</i> <sub>11</sub>	<i>C</i> <sub>12</sub>	<i>C</i> <sub>13</sub>	<i>C</i> <sub>33</sub>	C44	C <sub>66</sub>	
C <sub>19</sub> H <sub>40</sub>	Ромбическая	25	0,64	-0,32	-0,01	5,7	0,27	0,48	
		60	0,28	-0,13	-0,11	3,2	0,13	0,21	
		100	0,14	-0,07	-0,05	2,3	0,1	0,10	
C <sub>24</sub> H <sub>50</sub>	Триклинная	25	0,85	-0,43	0,05	8,3	0,3	0,64	
		60	0,37	-0,2	0,02	4,2	0,47	0,28	
		100	0,68	-0,32	0,16	5	0,16	0,5	
C <sub>36</sub> H <sub>74</sub>		25	-	-	-	7	0,25	-	
	$C_{36}H_{74}$	Ромбическая	60	0,1	-0,65	0,5	-	0,7	0,38
		100	0,5	-0,25	-0,01	4,3	0,13	0,37	

Окончательно матрица упругости может быть определена, исходя из точно известного состава образца нефтепродукта или среднего состава нефтепродуктов одного сорта. Во втором случае за рабочий принимается средний состав вещества, определенный с помощью справочной литературы. При этом весовой вклад коэффициентов упругости каждого из известного компонентов пропорционален его процентному содержанию.

## Таблица 3.4

Агрегаты САВ	Сингония	Температура, °С	Упругие константы					
			$c_{11}$	<i>C</i> <sub>12</sub>	<i>C</i> <sub>13</sub>	C33	C44	C <sub>66</sub>
$C_{84}H_{98}N_2S_2O_3 \\ + \\ C_{26}H_{40}NS_2$	Изотропное вещество	25	0,63	0,13	0,13	0,63	0,52	0,52
		60	1,10	-2,57	-2,57	1,10	4,00	4,00
		100	0,33	-1,19	-1,19	0,33	1,85	1,85
$C_{84}H_{98}N_2S_2O_3 \\ + \\ C_7H_{14} + C_{12}H_{12}$	Изотропное вещество	25	1,17	0,13	0,13	1,17	0,52	0,52
		60	5,43	-2,57	-2,57	5,43	4,00	4,00
		100	2,51	-1,19	-1,19	2,51	1,85	1,85

Упругие константы моделей ассоциатов смолисто-асфальтеновых веществ

3.4. Экспериментальное исследование упругих свойств тяжелого топлива ультразвуковым методом

## 3.4.1. Измерение коэффициентов упругости тяжелого топлива

Исследование тяжелого топлива с помощью экспериментальной установки путем измерения скорости ультразвуковой волны проводилось в научно-исследовательской лаборатории кафедры технической эксплуатации флота в Национальном университете «Одесская морская академия».

Технологически процесс исследования состоит в нагреве тяжелого топлива помещенного в измерительную ячейку до необходимой температуры, а затем

постепенное его охлаждение. Нагрев осуществляется путем принудительного воздействия горячим воздухом, а охлахдение – естественным путем теплоотдачи в окружающую среду. В течении процесса охлаждения удобно проводить серию измерений. Ячейка выполнена из полиамида, который обладает высокой термо- и химической стойкостью, что дает возможность нагревать тяжелое топливо выше 100 °C.

В ходе исследования были использованы несколько ячеек, в которых пьезоизлучатели и пьезоприемники размещались таким образом, чтобы измерять скорость как продольных, так и поперечных волн.

В качестве геометрического места отсчета использовался не одиночный импульс, как в случае использования дефектоскопа или подобного специального оборудова-ния, а периодический сигнал, что связано с особенностью использованной ап-паратуры.

Измерения времени смещения между фазами входного и выходного сигналов проводились курсорным способом на экране осциллографа или в окне программного приложения обработки сохранённых осциллограмм на ЭВМ. Примеры численного измерения времени прохождения волны показан на рис. 3.11 и 3.12.

В ходе эксперимента использовался сорт топлива RMK850. Согласно спецификации плотность использованной в эксперименте партии топлива равна 1004,7 кг/м<sup>3</sup> при 15 °C, а кинематическая вязкость – 745,8 мм<sup>2</sup>/с при 50 °C. По результатам курсорных вычислений для тяжелого топлива RMK850 при температурах 29 °C и 40 °C время прохождения продольной волны  $\Delta t$  увеличивается с 7,48 мкс до 8,82 мкс, соответственно (см. рис. 3.11-3.12).

Таким образом, проведя серию экспериментов по измерению времени прохождения продольной и поперечной волн вдоль оси *z*, были получены значения их скоростей в диапазоне температуры топлива от 15 до 100 °C. Значения скорости волн при более высоких и низких значениях температуры были получены путем экстраполяции. Как видно из рис. 3.13, полученные при этом зависимости имеют нелинейные участки, что представляет собой значительный интерес. Пунктиром обозначены те участки графика, которые были получены методом экстраполяции.



Рис. 3.11. Определение упругой постоянной вдоль оси *z* измерительной ячейки при температуре топлива 29 °C:

1 – сигнал, генерируемый пьезоизлучателем;

2 – сигнал пьезодатчика при прохождении продольной волны.

Нелинейные участки полученных экспериментальных зависимостей объясняются наличием фазовых переходов в нефти и тяжелых нефтепродуктов. С повышением температуры до некоторого критического значения изменяется пространственная ориентация алкановых цепей, что приводит перестройке молекулярного ансамбля во всем объеме вещества. Факт наличия фазовых переходов в нефти докладывался в ряде работ, например, [37, 44, 113, 114]. Авторами работы [37] были зарегистрированы фазовые переходы при температуре 35-38 °C в процессе исследования вязкости нефти с помощью ротационного вискозиметра. При изучении диэлектрической проницаемости нефти [134] и тяжелых топлив [44] исследователи наблюдали фазовые переходы при 40 °C и 70 °C.



Рис. 3.12. Определение упругой постоянной вдоль оси *z* измерительной ячейки при температуре топлива 40 °C:

1 – сигнал, генерируемый пьезоизлучателем;

2 – сигнал пьезодатчика при прохождении продольной волны.

Как видно из графиков на рис. 3.13, фазовые переходы в тяжелом топливе данного сорта происходят в диапазонах температур 40-45 °C, 50-55 °C, 60-65 °C и 75-80 °C.

Получив значения скоростей продольных и поперечных волн при различных температурах, несложно определить значения коэффициентов упругости при тех же температурах. Согласно формуле (2.3) необходимо знать значение плотности тяжелого топлива. Величина плотности для каждого значения температуры была определена по таблицам расчета параметров нефти и нефтепродуктов API MPMS Chapter 11.1-2004/IP 200/04/ASTM D 1250 в соответствии со стандартом ASTM D 1250-08 «Стандартное руководство по расчетным таблицам по нефти и нефтепродуктам» (стандарт опубликован в апреле 2009 г.).

В результате были получены зависимости коэффициента упругости  $c_{zz}$  *z* (рис. 3.14) и модуля сдвига  $c_{zy}$  ( $c_{zx}$ ) (рис. 3.15). Графически зависимости подобны тем, что приведены на рис. 3.13.



Рис. 3.13. Зависимость скорости распространения двух типов волн вдоль оси *z* от температуры тяжелого топлива:

1 – изменение скорости продольной волны;

2 – изменение скорости поперечной волны.

3.4.2. Определение численных значений матрицы упругости тяжелого топлива Как было сказано выше, молекулярный состав тяжелого топлива можно

достаточно точно представить с помощью нескольких структурообразующих компонентов. Тогда для тяжелого топлива на основе литературы [101, 102, 115]
можно составить следующее общее выражение для расчёта матрицы упругости согласно процентному содержанию углеводородов и гетероатомных соединений, рассмотренных в диссертации:

$$HFO = 30\%C_{19}H_{40} + 20\%C_{24}H_{50} + 5\%C_{36}H_{74} + 15\%(C_{84}H_{98}N_2S_2O_3 + C_{26}H_{40}NS_2) + 30\%(C_{84}H_{98}N_2S_2O_3 + C_7H_{14} + C_{12}H_{12}).$$
(3.28)



Рис. 3.14. Коэффициент продольной упругости вдоль оси анизотропии z

Воспользовавшись экспериментальными данными об упругих свойствах тяжелого топлива из табл. 3.3 и 3.4 и рис. 3.14 и 3.15, а также с учетом формулы (3.28), была составлена матрица упругости (3.29) при температуре 130 °C. Температура выбрана исходя из условий эксплуатации дизеля, определяющих необходимую вязкость топлива перед подачей в цилиндры.

$$C_{F} = \begin{vmatrix} 1 & -0.47 & -0.35 & 0 & 0 & 0 \\ -0.47 & 1 & -0.35 & 0 & 0 & 0 \\ -0.35 & -0.35 & 2.05 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0.5 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0.5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0.5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0.74 \end{vmatrix}$$
  $\Gamma \Pi a.$  (3.29)



Научным результатом решения первой вспомогательной задачи диссертационного исследования является матрица упругости тяжелого топлива (3.29), которая достаточно адекватно характеризует упругие свойства тяжелых сортов судового топлива перед подачей в камеру сгорания. Отрицательные значения тангенциальных компонентов матрицы (3.29) объясняются жидкокристаллической природой тяжелого топлива. В литературе [116] авторами было доказано, что устойчивость веществ с отрицательными значениями упругих констант возможна в условиях как полного, так и частичного ограничения (имеется в виду свобода перемещения).

Нужно отметить, что накопленный массив данных позволяет определить упругие константы тяжелого топлива в широком диапазоне изменения его

температуры. Таким образом, результаты решения первой вспомогательной задачи диссертацион-ного исследования могут быть использованы для решения и других прикладных задач в системах топливоперекачки, работающих при более низких температурах.

В последующем решении второй вспомогательной задачи – исследовании волновых процессов в топливопроводе высокого давления МОД путем математического моделирования на ЭВМ – анизотропные свойства тяжелого топлива задавались значениями матрицы (3.29).

3.5. Выводы по главе 3

Несмотря на различия в кристаллической симметрии нормальных парафинов, их упругие свойства могут быть охарактеризованы матрицей упругости для кристалла гексагональной сингонии. Правомерность такого упрощения объясняется фазовыми переходами в н-парафинах. В отличие от нормальных парафинов, ассоциаты САВ необходимо рассматривать, как изотропные вещества.

Упругое поведение насыщенных и циклических углеводородов, а также гетероатомных соединений было как ожидаемым, так и неожиданным. Особое внимание вызывают полученные отрицательные значения коэффициента Пуассона, что дает основание причислять эти вещества к ауксетикам.

Установлено, что численные значения коэффициентов упругости судового тяжелого топлива нелинейно уменьшаются с повышением температуры и достигают установившегося значения при температуре выше 130 °C.

Предложенный дедуктивный подход ДЛЯ оценки упругости сложных химических веществ, согласно которому новое научное знание о некотором сложном веществе может быть получено путем исследования его отдельных компонентов, оказался достаточно успешным. Установлено, что, проведя анализ молекулярного состава сложного вешества И выделив основные структурообразующие компоненты, можно оценить свойства каждого из них в отдельности, а затем вывести общий результат для вещества в целом.

## ГЛАВА 4

# ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СВОБОДНЫХ, ВЫНУЖДЕННЫХ И ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ ТОПЛИВОПРОВОДА ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ МАЛООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

### 4.1. Вывод математической модели волновых процессов в тяжелом топливе

Решение второй вспомогательной задачи, которое заключается в исследовании волновых процессов в трубопроводе высокого давления топливной й системы МОД, должно выполняться путем математического моделирования. В связи с этим приступим к разработке математической модели волнового поля в тяжелом топливе, которое заполняет трубопровод высокого давления.

Уравнения движения для трансверсально-изотропной среды удобно получить, предположив, что ее элементарный объем

# dV = dxdydz

подвержен действию поверхностных сил. Тогда в соответствии со вторым законом Ньютона его движение будет описываться следующей системой уравнений [81, 117 118]:

$$\frac{\partial \sigma_{rr}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{zr}}{\partial z} + \frac{\sigma_{rr} - \sigma_{\theta\theta}}{r} + F_r = \rho \frac{\partial^2 u_r}{\partial t^2},$$

$$\frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \sigma_{\theta\theta}}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{\theta z}}{\partial z} + \frac{2\tau_{r\theta}}{r} + F_{\theta} = \rho \frac{\partial^2 u_{\theta}}{\partial t^2},$$

$$\frac{\partial \tau_{zr}}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{\theta z}}{\partial \theta} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} + \frac{\tau_{zr}}{r} + F_z = \rho \frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2},$$
(4.1)

где  $\rho$ - плотность среды,  $F_i$  – компонента поверхностной силы в направлении *i* на единицу объема.

В общей форме уравнения (3.28) запишутся как

$$\sigma_{ij,j} + F_i = \rho \ddot{u}_i, \quad (i = 1, 2, 3)$$
(4.2)

где точка означает частную производную по времени. Если движение упругого континуума не содержит ускорения, выражение (4.1) упрощается до уравнений равновесия

$$\sigma_{ij,j} = \rho \ddot{u}_i, \ (i = 1, 2, 3)$$
 (4.3)

Подставив уравнения (3.7) в (3.4), получим запись обобщенного закона Гука для трансверсально изотропного вещества:

$$\begin{split} \sigma_{rr} &= c_{11} \frac{\partial u_r}{\partial r} + c_{12} \left( \frac{u_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} \right) + c_{13} \frac{\partial u_z}{\partial z}, \\ \sigma_{\theta\theta} &= c_{12} \frac{\partial u_r}{\partial r} + c_{11} \left( \frac{u_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} \right) + c_{13} \frac{\partial u_z}{\partial z}, \\ \sigma_{zz} &= c_{13} \left( \frac{\partial u_r}{\partial r} + \frac{u_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} \right) + c_{33} \frac{\partial u_z}{\partial z}, \\ \tau_{rz} &= c_{44} \left( \frac{\partial u_r}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial r} \right), \ \tau_{r\theta} &= c_{66} \left( \frac{\partial u_\theta}{\partial r} - \frac{u_\theta}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} \right), \\ \tau_{\theta z} &= c_{44} \left( \frac{\partial u_\theta}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial \theta} \right), \end{split}$$

где  $\sigma_r, \sigma_z, \sigma_\theta, \tau_{\theta z}, \tau_{r\theta}$  и  $\tau_{rz}$  – компоненты тензора напряжения.

Тогда согласно второму закону механики Ньютона уравнения движения (4.1) при отсутствии внешних сил на поверхности запишутся следующим образом [117, 87]:

$$\begin{aligned} c_{11} \bigg( \frac{\partial^2 u_r}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial r} - \frac{u_r}{r^2} \bigg) + \frac{c_{66}}{r^2} \frac{\partial^2 u_r}{\partial \theta^2} + c_{44} \frac{\partial^2 u_r}{\partial z^2} + \\ + \frac{c_{12} + c_{66}}{r} \frac{\partial^2 u_{\theta}}{\partial r \partial \theta} - \frac{c_{11} + c_{66}}{r^2} \frac{\partial u_{\theta}}{\partial \theta} + (c_{13} + c_{44}) \frac{\partial^2 u_z}{\partial r \partial z} = \rho \frac{\partial^2 u_r}{\partial t^2}, \\ \frac{c_{12} + c_{66}}{r} \frac{\partial^2 u_r}{\partial r \partial \theta} + \frac{c_{12} + c_{66}}{r^2} \frac{\partial u_r}{\partial \theta} + c_{66} \bigg( \frac{\partial^2 u_{\theta}}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_{\theta}}{\partial r} - \frac{u_{\theta}}{r^2} \bigg) + \frac{c_{11}}{r^2} \frac{\partial^2 u_{\theta}}{\partial \theta^2} + \\ + c_{44} \frac{\partial^2 u_{\theta}}{\partial z^2} + \frac{c_{13} + c_{44}}{r} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta \partial z} = \rho \frac{\partial^2 u_{\theta}}{\partial t^2}, \end{aligned}$$

$$(c_{13} + c_{44}) \bigg( \frac{\partial^2 u_r}{\partial r \partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_r}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 u_{\theta}}{\partial \theta \partial z} \bigg) + c_{44} \bigg( \frac{\partial^2 u_z}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_z}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u_z}{\partial \theta^2} \bigg) + \\ + c_{33} \frac{\partial^2 u_z}{\partial z^2} = \rho \frac{\partial^2 u_z}{\partial t^2}, \end{aligned}$$

$$(4.5)$$

где  $u_z$ ,  $u_{\theta}$  и  $u_r$  – компоненты вектора смещения.

Система уравнений (4.5) представляет собой математическую модель волнового поля в тяжелом топливе, заполняющем цилиндрический волновод. Волновое поле представляет собой суперпозицию продольных (*P*-волн), поперечных вертикальной поляризации (*SV*-волн) и поперечных горизонтальной поляризации (*SH*-волн), аналитическое представление которых зависит от вида решения для компонентов  $u_r$ ,  $u_{\theta}$  и  $u_r$ .

4.2. Особенности взаимодействия волнового поля в тяжелом топливе со стенками трубопровода

Для полноты решения второй вспомогательной задачи необходимо исследовать количественное упругое взаимодействие между стенкой трубопровода и тяжелым топливом.

Для этого рассмотрим элемент трубопровода высокого давления, заполненного тяжелым топливом (рис. 4.1). Пусть внутренний радиус трубы будет a, а внешний – b. Тогда средний радиус R будет равен (a+b)/2. Длину трубы примем равной L.



Рис. 4.1. Графическая модель топливной трубы высокого давления

Систему уравнений (4.5) необходимо дополнить граничными условиями, которые запишутся как

$$u_{z} = 0, \sigma_{zr} = 0, \sigma_{z\theta} = 0$$
 при  $z = 0, L$  (4.6)

И

$$\sigma_{rr}^{f} = \sigma_{rr}^{p}, \ \tau_{r\theta}^{f} = \tau_{r\theta}^{p}, \ \tau_{zr}^{f} = \tau_{zr}^{p}, \ u_{r}^{f} = u_{r}^{p}, \ u_{\theta}^{f} = u_{\theta}^{p}, \ u_{z}^{f} = u_{z}^{p} \ \text{при} \ r = a;$$

$$\sigma_{rr} = \sigma_{rz} = \sigma_{r\theta} = 0 \quad \text{при} \ r = b, \qquad (4.7)$$

где верхний индекс *f* обозначает количество, относящееся к тяжелому топливу, а *p* – к металлу стенки трубы.

Для нахождения решения системы уравнений (4.5) удобно использовать предложенные в литературе [88, 118] функции волновых потенциалов:

$$u_{r} = \frac{\partial^{2} \Phi}{\partial r \partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial \theta},$$

$$u_{\theta} = \frac{1}{r} \frac{\partial^{2} \Phi}{\partial \theta \partial z} - \frac{\partial \Psi}{\partial r},$$

$$u_{z} = \frac{1}{(c_{13} + c_{44})} \left[ \rho \frac{\partial^{2} \Phi}{\partial t^{2}} - c_{11} \nabla_{1} \Phi - c_{44} \frac{\partial^{2} \Phi}{\partial z^{2}} \right],$$
(4.8)

где

$$\nabla_1 = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2}.$$

Подставив выражения (4.8) в (4.5) и учтя, что  $c_{66} = \frac{c_{11} - c_{12}}{2}$ , получим:

$$\left[ \left( c_{11} \nabla_1 + c_{44} \frac{\partial^2}{\partial z^2} - \rho \frac{\partial^2}{\partial t^2} \right) \left( c_{44} \nabla_1 + c_{33} \frac{\partial^2}{\partial z^2} - \rho \frac{\partial^2}{\partial t^2} \right) - \left( c_{13} + c_{44} \right)^2 \nabla_1 \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right] \Phi = 0, \quad (4.9)$$

$$\left[\frac{1}{2}\left(c_{11}-c_{12}\right)\nabla_{1}+c_{44}\frac{\partial^{2}}{\partial z^{2}}-\rho\frac{\partial^{2}}{\partial t^{2}}\right]\Psi=0.$$
(4.10)

С помощью метода факторизации уравнения (4.9) и (4.10) могут быть приведены к виду

$$\left(\nabla_{1}-\nu_{1}^{2}\frac{\partial^{2}}{\partial z^{2}}-c_{1}^{2}\frac{\partial^{2}}{\partial t^{2}}\right)\left(\nabla_{1}-\nu_{2}^{2}\frac{\partial^{2}}{\partial z^{2}}-c_{2}^{2}\frac{\partial^{2}}{\partial t^{2}}\right)\Phi = \left(1+\nu_{1}^{2}\right)\left(c_{1}^{2}\nu_{2}^{2}+c_{2}^{2}\right)\frac{\partial^{4}\Phi}{\partial z^{2}\partial t^{2}},\quad(4.11)$$

$$\left(\nabla_{1} + \nu_{3}^{2} \frac{\partial^{2}}{\partial z^{2}} - c_{3}^{2} \frac{\partial^{2}}{\partial t^{2}}\right) \Psi = 0, \qquad (4.12)$$

117

где  $c_1$ ,  $c_2$  и  $c_3$  – обратные величины осевой сдвиговой волны, продольной волны в плоскости сечения трубы и сдвиговой волны в той же плоскости, соответственно.

$$1/c_1 = (c_{44}/\rho)^{1/2}, \ 1/c_2 = (c_{11}/\rho)^{1/2}, \ 1/c_3 = [(c_{11}-c_{12})/(2\rho)]^{1/2}$$

При этом  $\nu_1$  и  $\nu_2$  удовлетворяют следующему уравнению:

$$Av_{\alpha}^{4} + Bv_{\alpha}^{2} + C = 0, \quad (\alpha = 1, 2)$$
 (4.13)

где

$$A = c_{11}c_{44}, \ B = (c_{11}c_{33} - c_{13}^2 - 2c_{44}c_{13}), \ C = c_{33}c_{44}.$$

Для  $\nu_3$  справедливо уравнение:

$$\mathbf{v}_{3} = 2 \left[ 2c_{44} / \left( c_{11} - c_{12} \right) \right]^{1/2}.$$
(4.14)

Будем искать решение для волновых функций, входящих в уравнения (4.8), в виде

$$\Phi = \varphi(r)\sin(kz)\cos(n\theta)e^{i\omega t}, \quad \Psi = \psi(r)\cos(kz)\sin(n\theta)e^{i\omega t}, \quad (4.15)$$

где волновой вектор  $k = m\pi/L$ ,  $m = 1, 2, ...; \omega$  – круговая частота; n = 0, 1, 2, ...Можно показать, что при n = 0 колебания становятся осесимметричными и  $\Psi = 0$ .

Функции (4.15) полностью удовлетворяют граничным условиям (4.6) на концах

цилиндра. Подставив (4.15) в (4.11) и (4.12), получим

$$\left(\nabla_2 - \beta_1^2\right) \left(\nabla_2 - \beta_2^2\right) \varphi = 0, \qquad (4.16a)$$

$$\left(\nabla_2 + \beta_3^2\right)\psi = 0, \tag{4.166}$$

где

$$\nabla_2 = \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{d}{dr} \right) - \frac{n^2}{r^2}.$$
(4.17)

Значения  $\beta_{\alpha}$  ( $\alpha$ =1, 2) удовлетворяют следующее выражение:

$$\beta_{\alpha}^{4} + \overline{B}\beta_{\alpha}^{2} + \overline{C} = 0, \qquad (4.18)$$

где 
$$\overline{B} = k^2 (v_1^2 + v_2^2) + \omega^2 (c_1^2 + c_2^2), \ \overline{C} = (\omega^2 c_2^2 - k^2 v_1^2 v_2^2) (\omega^2 c_1^2 - k^2)$$

и для  $\beta_3$  формула запишется как

$$\beta_3^2 = \omega^2 c_3^2 - k^2 v_3^2. \tag{4.19}$$

Уравнение (4.16б) является уравнением Бесселя *n*-го порядка, решение которого имеет следующий вид:

$$\Psi = \begin{cases} A_{1}J_{n}(\beta_{3}r) + B_{1}Y_{n}(\beta_{3}r), & \beta_{3}^{2} > 0, \\ A_{1}r^{n} + B_{1}r^{-n}, & \beta_{3}^{2} = 0, \\ A_{1}I_{n}(\tilde{\beta}_{3}r) + B_{1}K_{n}(\tilde{\beta}_{3}r), & \tilde{\beta}_{3}^{2} = -\beta_{3}^{2} > 0, \end{cases}$$
(4.20)

где  $J_n$  и  $Y_n$  – функции Бесселя первого и второго рода *n*-го порядка, соответственно,  $I_n$  и  $K_n$  – модифицированные функции Бесселя первого и второго рода, соответственно, и  $A_1$  и  $B_1$  – произвольные постоянные.

Решение уравнения (4.16а) зависит от природы корней уравнения (4.18), что соответствует диапазону частот и характеристик данного конкретного вещества. В работах [86, 87] показано, что можно выделить четыре следующих случая для изучения корней уравнения (4.18):

а) все корни комплексные при  $\overline{B}^2 - 4\overline{C} < 0;$ 

- б) все мнимые при  $\bar{B}^2 4\bar{C} > 0, \bar{B} > 0, \bar{C} > 0;$
- в) два действительных и два мнимых  $\bar{C} < 0$ ;
- г) все действительные при  $\overline{B}^2 4\overline{C} > 0$ ,  $\overline{B} < 0$  и  $\overline{C} > 0$ .

Решение для первого случая может быть получено напрямую при использовании модифицированных функций Бесселя с комплексными аргументами. Поскольку β<sub>1</sub> и β<sub>2</sub>являются сопряженными корнями и величины с β<sub>1</sub>всегда содержат β<sub>2</sub>, окончательные выражения для напряжений и частотных уравнений будут действительными. Следовательно, используя операторную теорию, мы получим следующий результат для уравнения (4.16а) [87, 107]:

$$\varphi(r) = A_j \varphi_1(r) + B_j \varphi_2(r), \quad (j = 2, 3)$$
(4.21)

В табл. 4.1 приведены формы функции  $\phi_i(r)(i=1, 2)$  для четырех описанных случаев, где  $(\tilde{\beta}_j)^2 = -\beta_j^2$ , (j=1,2).

Окончательно выражения для компонентов вектора смещения и напряжений в тяжелом топливе получаются путем подстановки решений (4.20) и (4.21) в уравнения (4.4) и (4.8).

Таблица 4.1

Различные формы  $\phi_i(r)$ 

Вид корней								
	a)	б)	B)	г)				
$\left  \begin{array}{c} \varphi_1(r) \\ \varphi_2(r) \end{array} \right $	$egin{aligned} &I_nig(eta_1rig) \ K_nig(eta_1rig) \ I_nig(eta_2rig) \ K_nig(eta_2rig) \end{aligned}$	$ \begin{array}{c} J_n \left( \tilde{\beta}_1 r \right) & Y_n \left( \tilde{\beta}_1 r \right) \\ J_n \left( \tilde{\beta}_2 r \right) & Y_n \left( \tilde{\beta}_2 r \right) \end{array} $	$ \begin{array}{c} I_n(\beta_1 r)  K_n(\beta_1 r) \\ J_n(\tilde{\beta}_2 r)  Y_n(\tilde{\beta}_2 r) \end{array} $	$egin{aligned} &I_nig(eta_1rig)\ &K_nig(eta_1rig)I_nig(k_3\xiig)\ &I_nig(eta_2rig) \end{aligned}$				

Поскольку волновое поле в топливопроводе состоит из падающих и отраженных волн в топливе, а также преломленных волн в стенке трубы, необходимо учитывать энергетические соотношения между ними.

Известно, что для амплитуд падающей, преломленной и отраженной волны можно записать следующее соотношение [119, 120]:

$$1 + V = W, \tag{4.22}$$

где V и W – коэффициенты отражения и преломления, соответственно; амплитуда падающей волны принята равной единице. Для определения V удобно использовать следующую формулу:

$$V = \frac{m\cos\upsilon - \sqrt{\eta^2 - \sin^2\upsilon}}{m\cos\upsilon + \sqrt{\eta^2 - \sin^2\upsilon}},$$
(4.23)

где η – показатель преломления, численно равный отношению фазовых скоростей падающей и преломленной волн, υ – угол падения, *m* – отношение плотности металла трубы к плотности тяжелого топлива.

Смещения в топливной трубе (аккумуляторе) высокого давления дизеля можно описать с помощью трех функций смещений в соответствии с теоремой Гельмгольца [87, 118], т.е.

$$u_{r} = \frac{\partial \varphi}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \vartheta}{\partial \theta} - \frac{\partial^{2} \chi}{\partial r \partial z}, \qquad (4.24)$$

$$u_{\theta} = \frac{1}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial \theta} - \frac{\partial \vartheta}{\partial r} - \frac{1}{r} \frac{\partial^{2} \chi}{\partial \theta \partial z}, \qquad (4.24)$$

$$u_{z} = \frac{\partial \varphi}{\partial z} + \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial \chi}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^{2}} \frac{\partial^{2} \chi}{\partial \theta^{2}} \right],$$

при этом функции смещений φ, θ и χ удовлетворяют следующие уравнения:

$$\nabla^2 \varphi = \frac{1}{c_l^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2}, \quad \nabla^2 \vartheta = \frac{1}{c_t^2} \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial t^2}, \quad \nabla^2 \chi = \frac{1}{c_t^2} \frac{\partial^2 \chi}{\partial t^2}, \quad (4.25)$$

в которых  $c_l = \sqrt{(\lambda + 2\mu)/\rho_p}$  и  $c_l = \sqrt{\mu/\rho_p}$  – скорости распространения продольных и поперечных волн в цилиндрическом топливопроводе, соответственно, а  $\rho_p$  – плотность металла трубы. Подставив выражения (4.24) в уравнения состояния упругой изотропной среды (3.19), получим запись этих уравнений в величинах смещений:

$$\begin{aligned} \sigma_{r} &= \lambda \nabla^{2} \varphi + 2\mu \left[ \frac{\partial^{2} \varphi}{\partial r^{2}} + \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial \vartheta}{\partial \theta} \right) - \frac{\partial^{3} \chi}{\partial r^{2} \partial z} \right], \\ \sigma_{\theta} &= \lambda \nabla^{2} \varphi + 2\mu \left[ \frac{1}{r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial^{2} \varphi}{\partial \theta^{2}} + \frac{\partial \varphi}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial \vartheta}{\partial \theta} - \frac{\partial^{2} \vartheta}{\partial r \partial \theta} \right) - \frac{1}{r} \left( \frac{\partial^{2} \chi}{\partial r \partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial^{3} \chi}{\partial \theta^{2} \partial z} \right) \right], \\ \sigma_{z} &= \lambda \nabla^{2} \varphi + 2\mu \left[ \frac{\partial^{2} \varphi}{\partial z^{2}} + \left( \frac{\partial}{\partial z} \nabla^{2} \chi - \frac{\partial^{3} \chi}{\partial z^{3}} \right) \right], \end{aligned}$$
(4.26) 
$$\tau_{r\theta} &= \mu \left\{ 2 \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial^{2} \varphi}{\partial \theta \partial r} - \frac{1}{r^{2}} \frac{\partial \varphi}{\partial \theta} \right] + \left[ \frac{1}{r^{2}} \frac{\partial^{2} \vartheta}{\partial \theta^{2}} - r \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{r} \frac{\partial \vartheta}{\partial r} \right) \right] - 2 \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial^{3} \chi}{\partial r \partial \theta \partial z} - \frac{1}{r^{2}} \frac{\partial^{2} \chi}{\partial \theta \partial z} \right] \right\}, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \mathbf{\tau}_{zr} &= \mu \Bigg[ 2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z \partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial \theta \partial z} - \left( \frac{\partial^3 \chi}{\partial r \partial z^2} - \frac{\partial}{\partial r} \left( \nabla^2 \chi \right) \right) \Bigg], \\ \mathbf{\tau}_{\theta z} &= \mu \Bigg[ \frac{1}{r} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \theta \partial z} - \frac{\partial^2 \vartheta}{\partial r \partial z} - \left( \frac{2}{r} \frac{\partial^3 \chi}{\partial \theta \partial z^2} - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \nabla^2 \chi \right) \right) \Bigg]. \end{aligned}$$

Воспользуемся полученными результатами, чтобы решить задачу для трансверсально-изотропного цилиндрического тела бесконечной длины, заполняющего однородную и изотропную упругую оболочку, что подвергается воздействию *P*-, *SV*и *SH*-волн. Длина волны равна  $\Pi = 2\pi/k$ , где k – это волновое число, а ее скорость  $c = \omega/k$ .

В соответствии с волновыми уравнениями (4.25) и свойствами распространения волн для потенциалов преломленной волны в трубе можно записать [121-125]:

$$\varphi = A_7 R^2 I_n(\alpha r) \cos(n\theta) \cos(kz) e^{i\omega t},$$
  

$$\vartheta = A_8 R^2 I_n(\beta r) \sin(n\theta) \cos(kz) e^{i\omega t},$$
  

$$\chi = A_9 R^3 I_n(\beta r) \cos(n\theta) \cos(kz) e^{i\omega t},$$
  
(4.27)

где  $A_7$ ,  $A_8$  и  $A_9$  – неизвестные постоянные пропорциональные значениям интенсивности *P*-, *SV*- и *SH*-волн, соответственно;  $\alpha = k \sqrt{1 - (c/c_l)}, \beta = k \sqrt{1 - (c/c_l)}$ . Подставляя уравнения (4.27) в (4.24) и (4.26), получим:

$$u_{r} = \left[ \left( A_{7} \alpha I_{n}'(\alpha r) + A_{8}(n/r) I_{n}(\beta r) \right) \cos(kz) + A_{9} R \beta k I_{n}'(\beta r) \sin(kz) \right] R^{2} \cos(n\theta) e^{i\omega t},$$

$$u_{\theta} = -\left\{ \left[ A_{7}(n/r) I_{n}(\alpha r) + A_{8} \beta I_{n}'(\beta r) \right] \cos(kz) + A_{9} R(kn/r) I_{n}(\beta r) \sin(kz) \right\} \times$$

$$\times R^{2} \sin(n\theta) e^{i\omega t},$$

$$u_{z} = \left\{ \left[ \left( \beta/r \right) I_{n}'(\beta r) + \beta^{2} I_{n}''(\beta r) - \left( n^{2}/r^{2} \right) I_{n}(\beta r) \right] A_{9} R^{3} \cos(kz) - A_{7} R^{2} k I_{n}(\alpha r) \sin(kz) \right\} \times$$

$$\times \cos(n\theta) e^{i\omega t};$$
(4.28)

$$\begin{split} \sigma_{r} &= 2\mu \left\{ \left[ \left[ \left( 1+\eta \right) \alpha^{2} I_{n}''(\alpha r) - \left( k^{2}+n^{2} \right) \eta I_{n}(\alpha r) \right] A_{7} + \left( \beta \frac{n}{r} I_{n}'(\beta r) - \frac{n}{r^{2}} I_{n}(\beta r) \right) A_{8} \right] \times \\ &\times \cos(kz) + A_{9} R \beta^{2} k I_{n}''(\beta r) \sin(kz) \right\} R^{2} e^{i\omega r} \cos(\theta n), \\ \sigma_{0} &= 2\mu \left[ A_{7} \left( (\alpha/r) I_{n}'(\alpha r) - \left( n^{2}/r^{2} \right) I_{n}(\alpha r) + \eta \alpha I_{n}''(\alpha r) - \eta k^{2} I_{n}(\alpha r) + \eta n^{2} I_{n}(\alpha r) \right) \right) \times \\ &\times \cos(kz) - A_{8} \left( \beta (n/r) I_{n}'(\beta r) + \left( n/r^{2} \right) I_{n}(\beta r) \right) \cos(kz) + A_{9} k R \times \\ &\times \left( \left( \beta/r \right) I_{n}'(\beta r) - \left( n^{2}/r^{2} \right) I_{n}(\beta r) \right) \sin(kz) \right] R^{2} \cos(n\theta) e^{i\omega r}, \\ \sigma_{z} &= -2\mu \left\{ \left[ A_{7} \left( k^{2} + \eta k^{2} + \eta n^{2} \right) I_{n}(\alpha r) - \alpha^{2} \eta I_{n}''(\alpha r) \right] \cos(kz) + \\ &+ A_{9} \left[ \beta^{2} I_{n}''(\beta r) - n^{2} I_{n}(\beta r) \right] k R \sin(kz) \right\} R^{2} \cos(n\theta) e^{i\omega r}, \\ \tau_{r0} &= -2\mu \left\{ \left[ A_{7} (n\alpha/r) I_{n}'(\alpha r) - \left( n/r^{2} \right) I_{n}(\alpha r) \right] + \left( 1/2 \right) A_{8} \left[ \left( n^{2}/r^{2} \right) I_{n}(\beta r) \right] + \\ &+ \left( \beta/r \right) I_{n}'(\beta r) - \beta^{2} I_{n}''(\beta r) \right] \cos(kz) + A_{9} R k n \left[ \left( \beta/r \right) I_{n}'(\beta r) - \left( 1/r^{2} \right) I_{n}(\beta r) \right] \sin(kz) \right\} \times \\ \times R^{2} \sin(n\theta) e^{i\omega r}, \\ \tau_{zr} &= 2\mu \left\{ -A_{7} \alpha k I_{n}'(\alpha r) \sin(kz) - A_{8} \left( kn/2 \right) I_{n}(\beta r) \sin(kz) - \\ -A_{9} \left( R/2 \right) \left[ \beta n^{2} I_{n}'(\beta r) - \beta^{3} I_{n}''(\beta r) \right] \cos(kz) \right\} R^{2} \cos(n\theta) e^{i\omega r}, \\ \tau_{\theta z} &= \mu \left\{ A_{7} k n I_{n}(\alpha r) \sin(kz) + A_{8} \beta k r I_{n}'(\beta r) \sin(kz) + A_{9} R \left[ n^{3} I_{n}(\beta r) - \\ -\beta^{2} n I_{n}''(\beta r) - k^{2} n I_{n}(\beta r) \right] \cos(kz) \right\} \sin(n\theta) e^{i\omega r}, \end{split}$$

где штрих означает дифференцирование по *r*,  $\eta = \lambda/2\mu = v_p/(1-2v_p)$  и  $v_p - \kappa oэф-фициент Пуассона для металла трубы.$ 

Исходя из цилиндрической формы топливопровода, известно, что при r=0,  $B_i = 0$  (i = 1, 2, 3).

Далее с учетом граничных условий (4.7), условия механики волнового поля в топливопроводе (4.22) получим девять линейных однородных уравнений относительно  $A_i$  (i = 1, 2, 3 ... 9). Детерминант этой системы уравнений должен быть равен нулю, таким образом

$$|D_{ij}| = 0, \ (i, j = 1, 2, 3, \dots 9).$$
 (4.30)

Уравнение (4.30) представляет собой уравнение частот, значения которого являются функцией геометрии трубы и волнового вектора *k*.

Для исследования форм вынужденных колебаний система уравнений может быть представлена в виде

$$Da = P, \tag{4.31}$$

где *D* – квадратная матрица девятого порядка, *P* – вектор нагружения и

$$a = [A_1, A_2, A_3, A_4, A_5, A_6, A_7, A_8, A_9]^1$$

Учет демпфирования колебаний вследствие внутреннего трения выполняется путем представления выражения (4.31) в комплексной форме:

$$(D+iD)a = P. (4.32)$$

4.3. Математическое моделирование колебаний в топливопроводе высокого давления малооборотного дизеля

Решение второй вспомогательной задачи предполагает численное решение уравнений математической модели волнового поля в топливопроводе (4.5) и уравнения частот (4.30). Для этого целесообразно использовать информационные средства научного познания и ЭВМ. Многие исследователи предпочитают использование компьютерного приложения под названием Comsol Multiphysics (Femlab), отмечая его универсальность, точность вычислений, значительную функциональность и удобство представления результатов.

Поскольку Comsol Multiphysics использует те же аналитические модели, как и

те, что были использованы при выводе математической модели волнового поля в топливопроводе, представляется возможным провести экспериментальное модельное исследование без потери точности воспроизведения физических процессов.

Модельный эксперимент состоит из нескольких этапов. Первым является построение геометрической формы, содержащей в себе объект исследования. Геометрические построения также могут быть выполнены в сторонних САПР (например, AutoCAD), а готовые модели – импортированы в Comsol Multiphysics.

В качестве модели была выбрана топливная труба высокого давления малооборотного двигателя Sulzer RT-flex 96с. Ее геометрические размеры (кривизна не учитывалась) следующие: длина L = 2,85 м, внутренний радиус a = 0,004 м, внешний радиус b = 0,016 м.

Второй этап заключается в определении веществ (или вещества), которые входят экспериментальную модель. Они могут быть выбраны из прилагаемой базы данных или созданы пользователем вручную.

В нашем случае в качестве материала трубы высокого давления была выбрана сталь AISI 4340. Плотность стали равна  $\rho_p = 7850 \text{ кг/м}^3$ , модуль Юнга  $E = 205 \times 10^9$ Па, а коэффициент Пуассона v = 0,28.

Упругие свойства тяжелого топлива были заданы не классически с помощью коэффициента сжатия, а с учетом его особых свойств с помощью тензора упругости четвертого порядка. Выбрав в качестве способа задания упругих свойств матрицу упругости в записи Войгта, значения были заданы в соответствии с выражением (3.29). Плотность тяжелого топлива была принята равной  $\rho_f = 920$  кг/м<sup>3</sup>

Третьим этапом является численное моделирование с учетом заданных начальных и граничных условий. При необходимости могут быть заданы форма и численное значение возмущающей силы, а также местная нагрузка на границе полупространства.

Четвертый и заключительный этап – это визуализация полученных результатов в виде графиков или динамических трехмерных моделей, а также их анализ с помощью встроенных функций. Модельные исследования были проведены для случаев пустой и заполненной тяжелым топливом (при *T* >130 °C) трубы высокого давления.

В результате решения второй вспомогательной задачи были получены численные значения параметров волнового поля в топливопроводе в виде табличных данных и графического материала.

Особый интерес представляют собственные частоты колебаний незаполненного и заполненного тяжелым топливом трубопровода с жестко закрепленными концами (граничные условия). Как видно из табл. 4.2, заполнение трубы тяжелым топливом приводит к уменьшению собственной частоты, которое тем существеннее, чем выше номер моды колебаний.

## Таблица 4.2

1						
Состояние	Частота <i>п</i> -й моды, Гц					
трубопровода	1	2	3			
Незаполнен	18,46	50,86	99,57			
Заполнен тяжелым топливом	17,52	48,25	94,45			

Частота первых трех мод собственных колебаний трубопровода с жестко закрепленными концами

Трехмерное изображение топливной трубы под действием сдвиговой деформации на первой колебательной моде для двух рассматриваемых случаев иллюстрируют рис. 4.2 и 4.3. Цветная легенда служит для отображения амплитуды смещения в плоскости *x*0*y*.

Научным результатом решения второй вспомогательной задачи является установление условий возникновения опасного частотного резонанса радиальных металла трубы и заполняющего ее тяжелого топлива, в случае если они будут возбуждаться вынуждающей силой с такой же частотой. Также анализ полного смещения объема топливной трубы подтвердил предполагаемое формулой (4.22) увеличение амплитуды смещений в трубе. Как видно из рис. 4.3 и 4.4, заполнение топливопровода топливом приводит к значительному увеличению амплитуды колебаний на трех исследуемых модах. При этом распределение экстремумов вектора смещений остается неизменным.



Рис. 4.2. Объемное изображение первой моды собственных колебаний незаполненного трубопровода



Рис. 4.3. Объемное изображение первой моды собственных колебаний трубопровода, заполненного тяжелым топливом ( $T_F > 130$  °C)



Рис. 4.4. Распределение результирующего вектора смещений по длине незаполненного трубопровода для первых трех мод собственных колебаний:

- 1 первая мода;
- 2 вторая мода;
- 3 третья мода



Рис. 4.5. Распределение результирующего вектора смещений по длине заполненного трубопровода для первых трех мод собственных колебаний:

- 1 первая мода;
- 2 вторая мода;
- 3 третья мода

4.4. Исследование параметрических изгибных колебаний топливного трубопровода высокого давления МОД

Решение третьей вспомогательной задачи требует выполнения исследования параметрических изгибных колебаний трубопровода на устойчивость с целью установления наличия или отсутствия опасного явления параметрического резонанса. Параметрический резонанс, как известно, возникает в том случае, если изменение одного из параметров колебательной системы выводит ее на режим совершения колебаний на одной из своих резонансных частот [126-129].

В связи с этим для численного анализа устойчивости колебательного движения трубопровода необходимо получить дифференциальное уравнение его изгибных колебаний, а затем применить хорошо известный метод Матье-Хилла.

Рассмотрим геометрическую интерпретацию задачи. Как видно из рис. 4.6, элемент жестко закрепленной трубы dx массой dm = (m / L) dx совершает колебания в направлении оси x и создает смещение w в направлении оси z.



Рис. 4.6. Графическая модель параметрических колебаний топливной магистрали

Поперечная распределённая по длине трубы нагрузка q<sub>t</sub> выражается формулой

$$q_{t} = -m(x)\frac{\partial^{2}w}{\partial t^{2}} + P_{f}F_{i}\frac{\partial^{2}w}{\partial x^{2}}, \qquad (4.33)$$

где  $P_f = P_0 + P_a \cos \omega t$  представляет собой осциллирующее давление топлива, содержащее статическую  $P_0$  и динамическую  $P_a$  компоненты амплитуды;  $F_i = \pi r_i^2$ площадь внутреннего сечения радиуса *r*; m(x) – погонная масса.

Дифференциальное уравнение изогнутой оси *Dx* запишется в виде

$$EJ\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = -M. \tag{4.34}$$

Тогда в соответствии с принципом Даламбера уравнение движения примет форму [130-135]:

$$EJ\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} = q_t \tag{4.35}$$

ИЛИ

$$EJ\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + m(x)\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - F_i \left(P_0 + P_a \cos \omega t\right)\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0, \qquad (4.36)$$

где *E* – модуль Юнга и *J* – осевой момент инерции площади поперечного сечения трубопровода. Уравнение (4.36) описывает вынужденные изгибные колебаний трубы, когда потери энергии и напряжение сдвига считаются незначительными. Так как внешняя сила выражается гармонической функцией времени, изгибные колебания трубы должны быть параметрическими.

Параметрические колебания часто анализируются с помощью метода Матье-Хилла. В соответствии с этим методом дифференциальные уравнения движения могут быть приведены к форме Матье, а затем исследованы на устойчивость [126, 136]. Решение уравнения (4.36) удобно искать методом разделения переменных. Подробный ход решения представлен в приложении В.

Теперь уравнение параметрических колебаний будет иметь следующий вид:

$$\frac{d^2T}{dt^2} + p_k^2 \left(1 - q_k^2\right) \left(1 - \frac{b_k^2}{1 - q_k^2} \cos \omega t\right) T = 0, \qquad (4.37)$$

где

$$p_{k} = \frac{\pi^{2}(2k+1)^{2}}{a4L^{2}}, b_{k}^{2} = \frac{4L^{2} \cdot P_{a} \cdot F_{i}}{\pi^{2}(2k+1)^{2} \cdot EJ} = \frac{P_{a} \cdot F_{i}}{P_{crit}}, q_{k}^{2} = \frac{P_{0} \cdot F_{i}}{P_{crit}}.$$
 (4.38 4.39 4.40)

Формула для  $p_k$  определяет собственную частоту порядка *n* ненагруженной топливной трубы [133, 135-137]. Векторы  $b_k^2$  и  $q_k^2$  представляют собой отношение максимальной и минимальной внутренних нагрузок к критической нагрузке  $P_{crit}$  (для каждого *n*), соответственно.

Очевидно, что собственную частоту нагруженной трубы можно найти как

$$\Omega_k = p_k \sqrt{1 - \frac{P_0 \cdot F_i}{P_{crit}}}.$$
(4.41)

Уравнение (4.37) является искомым уравнением Матье. Перепишем его, введя новую независимую переменную  $2x = \omega t$ :

$$\frac{d^2T}{dx^2} + \frac{4}{\omega^2} p_k^2 \left(1 - q_k^2\right) \left(1 - \frac{b_k^2}{1 - q_k^2} \cos 2x\right) T = 0.$$
(4.37a)

Обозначив

$$\frac{4}{\omega^2} p_k^2 \left( 1 - q_k^2 \right) = \lambda \tag{4.42}$$

И

$$\frac{b_k^2}{1-q_k^2} = 2h^2, (4.43)$$

уравнение (4.37а) примет известный вид [115, 125, 126, 138]:

$$\frac{d^2T}{dx^2} + (\lambda - 2h^2 \cos 2x)T = 0.$$
(4.376)

Уравнение (3.75б) можно также записать в форме Айнса:

$$\frac{d^2T}{dx^2} + (\alpha - 2\theta\cos 2x)T = 0.$$
(4.37B)

Параметры  $\lambda$  и  $h^2$  ( $\alpha$  и  $\theta$ ) характеризуют устойчивость движения. Сочетание этих параметров указывает на то, являются ли колебания ограниченными или они имеют высокую интенсивность и амплитуду. Для того чтобы определить устойчивость движения с помощью параметров  $\lambda$  и  $h^2$ , используются специально построенные диаграммы устойчивости.

Для решения третьей вспомогательной задачи необходимо получить дополнительные экспериментальные данные о параметрах колебаний тяжелого топлива в трубопроводе при работе малооборотного дизеля как на номинальных, так и частичных режимах нагружения.

### 4.5. Исследование акустического резонатора

В соответствии с методикой решения третьей вспомогательной задачи исследования трубопровода высокого давления на параметрический резонанс необходимо получить научное знание о волновых процессах, проходящих в акустическом резонаторе топливной системы дизеля, т.е. топливном насосе высокого давления.

ТНВД вызывает периодические возмущения среды с частотой кратной скорости вращения двигателя. Для систем непосредственного действия и аккумуляторных систем на участке от топливного аккумулятора до форсунки число кратности равно 1. Число кратности на участке от ТНВД до аккумулятора топлива зависит от индивидуальных конструктивных особенностей дизеля. Например, для двигателей Sulzer серии RT-flex число кратности равно трем, т.е. за один оборот распредвала ТНВД совершает 3 цикла топливоподачи.

Согласно теории акустического резонатора, вызванное сторонней силой, возмущение должно привести к появлению волнового поля в трубе. Для подтвер-

ждения этого удобно привести графические результаты натурного эксперимента выполненного компанией-производителем для малооборотного двигателя Sulzer RT-flex 82c, который оснащен топливной системой аккумуляторного типа. Кривые давления перед форсунками получены путем регистрации сигнала при одиночном ступенчатом воздействии (открытии клапана подачи топлива на впрыск) [139].

Как видно из рис. 4.7, колебания давления имеют сложную форму в результате наложения звуковых волн различной амплитуды и частоты. Поскольку эти данные соответствуют колебаниям на участке от аккумулятора (блока управлением впрыска) до форсунки, то в роли акустического резонатора выступает сам топливный аккумулятор.



Рис. 4.7. Экспериментальные графики топливной системы двигателя Sulzer RT-flex82C:

- 1 давление перед форсунками;
- 2 давление в топливном аккумуляторе;
- 3 подъем иглы форсунки

С целью дополнительного исследования ТНВД был проведен лабораторный эксперимент на физической модели. Физическая модель была сконструирована с

соблюдением геометрических пропорций. Как и в случае измерения скорости ультразвуковой волны, входное возмущение и регистрация генерируемых волн проводилась с помощью пьезоэлементов.

Как видно из рис. 4.8, однократное ступенчатое входное возмущение вызывает в камере резонатора, заполненного тяжелым топливом сорта RMK850 (спецификация идентична представленной в п. 3.4 главы 3), медленно затухающие колебания. Очевидно, что частота колебаний пропорциональна геометрическим параметрам резонатора в соответствии с теорией Гельмгольца.

Сравнив осциллограммы натурного эксперимента и физического моделирования, можно констатировать значительное сходство этих кривых, что указывает на правомерность вывода о том, что функцию акустического резонатора может выполнять не только ТНВД, но и другой элемент топливной аппаратуры.



Рис. 4.8. Экспериментальные осциллограммы физической модели ТНВД: 1 – возмущающее воздействие;

2 – акустический сигнал на выходе

4.6. Натурные исследования особенностей вибрационных процессов топливной системы высокого давления малооборотного дизеля Sulzer RT-flex 96с

Натурные экспериментальные исследования колебаний труб топливной системы высокого давления проводились на борту контейнеровоза "Ebba Maersk" водоизмещением 170794 т. Судно принадлежит компании A.P. Moeller Maersk.

Судовой пропульсивный комплекс этого класса судов включает в себя малооборотный двухтактный главный двигатель марки Doosan-Wartsila-Sulzer, модель 14RT-flex96C. Максимальная эффективная мощность данного дизеля согласно техническому паспорту равна 80080 кВт, а его номинальная частота вращения равна 102 мин<sup>-1</sup>. Двигатель оборудован топливной системой ак-кумуляторного типа, подающей топливо под давлением 60-70 МПа к 42-м форсункам. На каждый цилиндр приходится по три форсунки, всего 14 цилиндров.

В ходе экспериментального исследования основное внимание было уделено надежности следующих элементов топливной системы: промежуточному топливному аккумулятору, основным топливным аккумуляторам и топливным трубам высокого давления. Используя методику регистрации и анализа колебательных процессов элементов систем, находящихся в эксплуатации, описанную во второй главе, были получены амплитудно-временные зависимости радиальных смещений и определены их спектральные характеристики.

Несколько серий экспериментов было проведено при двух режимах работы ГД: самого полного и малого ходов. Во время эксперимента частота вращения дизеля на режиме самого полного хода составляла 82 мин<sup>-1</sup>, а на режиме малого хода – 55 мин<sup>-1</sup>.

Данные режимы работы ГД были выбраны с целью выявить возможную зависимость интенсивности колебаний при различных частотах следования возмущающих импульсов ТНВД.

Размещение датчиков колебаний на участках топливопроводов было выполнено в соответствии с информацией, приведенной в табл. 4.3. Места установки были выбраны с учетом расположения узлов и пучностей вдоль топливопровода на основе предположения о том, что вынужденные и собственные колебания топливопроводов топливной системы высокого давления лежат в диапазоне низких частот (за исключением собственных частот промежуточного аккумулятора).

Как видно из рис. 4.9-4.14, осциллограммы колебаний топливной трубы высокого давления позволяют идентифицировать вынужденные колебания вследствие топливоподачи на частотах 1,41 Гц и 0,91 Гц при частоте вращения дизеля 82 мин<sup>-1</sup> и 55 мин<sup>-1</sup>, соответственно. Кроме этих частот можно выделить также гармоники с частотами 50 Гц и 125 Гц в режиме полного хода дизеля (рис. 4.9, 4.12 и 4.13), а также 25 Гц и 125 Гц на частичном режиме (рис. 4.10, 4.11 и 4.14).

# Таблица 4.3

Элемент топливной системы	Длина <i>l</i> , м	Точка размещения датчика колебаний относительно длины трубопровода <i>l</i> . Точка отсчета – место крепления трубопровода		
		Точка размещения 1	Точка размещения 2	
Труба высокого давления	2,85	$\frac{1}{8} l$	$\frac{1}{2}l$	
Основной топливный аккумулятор	11,9	$\frac{1}{50}l$	$\frac{1}{2}l$	
Промежуточный топливный аккумулятор	1,5	$\frac{1}{25}l$	На торце: продольные колебания	

Схема размещения датчиков колебания на элементах топливной системы

Предположительно приведенные значения частот являются собственными частотами трубы высокого давления. Однако при этом возникает справедливый вопрос о причине двукратной разницы одной из частот на разных режимах работы дизеля. В подразделе 4.7 «Исследование устойчивости колебательного движения топливопровода методом Матье-Хилла» дается объяснение этому явлению.



Рис. 4.9. Осциллограмма радиальных колебаний трубы высокого давления в точке размещения 1 при частоте вращения дизеля 82 мин<sup>-1</sup>



Рис. 4.10. Осциллограмма радиальных колебаний трубы высокого давления в точке размещения 1 при частоте вращения дизеля 55 мин<sup>-1</sup>



Рис. 4.11. Осциллограмма первых двух гармоник радиальных колебаний трубы высокого давления в точке размещения 1 при частоте вращения дизеля 55 мин<sup>-1</sup>



Рис. 4.12. Осциллограмма радиальных колебаний трубы высокого давления в точке размещения 2 при частоте вращения дизеля 82 мин<sup>-1</sup>



Рис. 4.13. Осциллограмма второй гармоники радиальных колебаний трубы высокого давления в точке размещения 2 при частоте вращения дизеля 82 мин<sup>-1</sup>

Кроме несоответствия частот можно констатировать еще два факта: интенсивность колебаний на частичном режиме работы значительно выше; на участке 1/8 длины трубы амплитуда и продолжительность колебаний как минимум в два раза выше, чем на полном ходу.



Рис. 4.14. Осциллограмма радиальных колебаний трубы высокого давления в точке размещения 2 при частоте вращения дизеля 55 мин<sup>-1</sup>

Установление данных фактов дало возможность предположить, что низкая надежность топливных труб высокого давления вызвана особенными колебательными процессами, возникающими при низких частотах вращения дизеля, т. е. менее интенсивной цикловой топливоподаче.

Осциллограммы радиальных колебаний основного и промежуточных топливных аккумуляторов значительно отличаются от колебаний топливных труб высокого давления своей амплитудой. Поскольку конструктивно топливный аккумулятор дизеля Sulzer RT-flex выполнен в виде толстостенной трубы (внутренний диаметр приблизительно в два раза меньше внешнего), радиальные колебания практически не ощутимы.

Как видно из рис. 4.15 и 4.16, можно выделить следующие низкие частоты основного аккумулятора на полном режиме работы дизеля: 4,0-4,1 Гц и 42 Гц. Предварительно можно предположить, что эти частоты соответствуют значениям собственных частот аккумулятора. Можно отметить, что амплитуда колебаний более чем в два раза выше в точке размещения датчика 1.



Рис. 4.15. Осциллограмма радиальных колебаний основного аккумулятора в точке размещения 1 при частоте вращения дизеля 82 мин<sup>-1</sup>



Рис. 4.16. Осциллограмма радиальных колебаний основного аккумулятора в точке размещения 2 при частоте вращения дизеля 82 мин<sup>-1</sup>

Промежуточный аккумулятор служит емкостью, в которую ТНВД нагнетают топливо с частотой несколько раз превышающей частоту вращения двигателя исходя из количества насосов и конструкцией механического привода. Топливная система двигателя 14RT-flex 96с содержит 8 насосов высокого давления, каждый из которых приводится в движение трехконечной кулачковой шайбой.

Поскольку топливо подается в промежуточный аккумулятор от ТНВД по коротким трубам высокого давления, установленным под прямом углом, можно предположить наличие в нем неосесимметричных колебаний.

Аналогично, можно предположить наличие неосесимметричных колебаний в основном аккумуляторе, так как он также соединен с промежуточными трубами высокого давления подходящие под прямым углом.

В ходе обработки осциллограмм были выделены следующие частоты для радиальных колебаний промежуточного аккумулятора на частичном режиме работы дизеля: 130 Гц, 781 Гц и 4167 Гц (рис. 4.17).

При этом в качестве дополнительной информации были измерены продольные колебания аккумулятора топлива (рис. 4.18). В результате, можно выделить только

основную гармонику на частоте порядка 450-500 Гц, так как амплитуды последующих слишком малы.



Рис. 4.17. Осциллограмма радиальных колебаний промежуточного аккумулятора в точке размещения 1 при частоте вращения дизеля 55 мин<sup>-1</sup>



Рис. 4.18. Осциллограмма продольных колебаний промежуточного аккумулятора в точке размещения 2 при частоте вращения дизеля 55 мин<sup>-1</sup>

4.7. Исследование устойчивости колебательного движения топливопровода методом Матье-Хилла

Требуемое решение третьей вспомогательной задачи в полном объеме получим путем определения численных значений параметров устойчивости для изгибных колебаний трубопровода высокого давления типового дизеля Sulzer RT-flex при работе на режимах номинальной и частичной нагрузок с их последующим анализом.

Приведем еще раз выражения для параметров устойчивости (4.42) и (4.43) из уравнения изгибных колебаний.

$$\lambda = \frac{4}{\omega^2} p_k^2 (1 - q_k^2), \quad h^2 = \frac{b_k^2}{2(1 - q_k^2)}.$$

Далее, воспользовавшись осциллограммой давления топлива в топливной магистрали, приведенной на рис. 4.14, мы можем определить нужные нам значения для окончательного исследования. Для частичного режима работы ГД примем:  $P_a = 20$  МПа,  $P_0 = 5$  МПа и  $\omega = 1256$  рад/с. И для номинального режима:  $P_a = 60$  МПа,  $P_0 = 5$  МПа и  $\omega = 8,6$  рад/с. Численные значения геометрии трубы были следующими: L = 2,85 м,  $r_i = 0,004$  м. Модуль Юнга E = 210 ГПа. Момент инерции рассчитывается по следующей формуле:

$$J = \frac{\pi D_o^4}{64} \left(1 - \beta^4\right), \ \beta = \frac{d_i}{D_o},$$

где  $d_i$  – внутренний диаметр,  $D_o$  – внешний диаметр,  $D_o = 0,0325$  м.

Результаты для параметров  $\lambda$  и  $h^2$ , вычисленные для двух случаев нагрузки ГД, представлены в таблице 4.4.

Используя данные из таблицы 4.4 и диаграмму устойчивости, приведенную на рис. 4.19, можно констатировать, что на частичном режиме работы возможно
возникновение параметрического резонанса третьей моды колебаний. Однако на экспериментальных осциллограммах этот резонанс не просматривается (см. рис. 4.17 и 4.18). Это значит, что интенсивность третьей моды слишком мала. В то же время первая колебательная мода очень близка к области неустойчивости, и это должно быть причиной усиления вибрации с частотой 25 Гц, которая близка к первой собственной частоте трубы. К точке неустойчивости, как видно из рис. 4.19, также достаточно близко расположены параметры второй моды колебаний.

Таблица 4.4

Режим работы	Параметр устойчивости	Значение к				
		1	2	3	4	
Частичный	λ	0,035	0,272	1,047	2,862	
	$h^2$	5,674e-4	1,576e-3	3,089e-3	5,107e-3	
Номинальный	λ	748,235	5,803e3	2,233e4	6,104e4	
	$h^2$	36,309	100,857	197,68	326,777	
Собственная частота ненагруженного топливопровода <i>p<sub>k</sub></i> , рад/с (Гц)		118,1 (18,8)	328 (52,2)	643 (102,4)	1063,1 (169,3)	
Собственная частота топливопровода под давлением <i>p<sub>k</sub></i> , рад/с (Гц)		117,62 (18,7)	327,57 (52,16)	642,5 (102,3)	1062 (169,1)	

Устойчивость колебаний трубопровода на двух режимах работы ГД

В свою очередь параметры устойчивости для изгибных колебаний на номинальном режиме работы двигателя лежат далеко в зоне стабильности. Эксперимент показал наличие вибрации с частотой 50 Гц. Это приводит нас ко второй колебательной моде трубы. Очевидно, что первая мода свободных колебаний демпфируется вынужденными колебаниями. Научным результатом решения третьей вспомогательной задачи стало установление появления параметрического резонанса на первой колебательной моде с частотой 25 Гц при уменьшении частоты впрыска топлива в тот момент, когда действие возмущающей силы начинают выполнять собственные колебания в топливе, а не импульсы давления от ТНВД (частота вращения дизеля снижается ниже 70-65 мин<sup>-1</sup>).



Рис. 4.19. Диаграммы устойчивости Айнса-Стретта в различных масштабах. Зоны неустойчивости заштрихованы

# 4.8. Проверка адекватности экспериментальных моделей

4.8.1. Проверка адекватности примененных моделей молекулярной динамики на сегодняшний день возможна только частично. Полученные экспериментальные данные о коэффициентах упругости ультразвуковым методом в диссертационной работе и научных трудах других ученых охватывают только модуль Юнга и модуль сдвига.

Так, в работе [140] авторы получили значения модуля объемной упругости и модуля сдвига для тяжелой нефти плотностью 8° API (1010,8 кг/м<sup>3</sup>) с использованием метода измерения времени распространения ультразвуковой волны. Полученные значения при температуре 25 °C были равны 2,85 ГПа для модуля объемной упругости и 0,25 ГПа для модуля сдвига. При этом необходимо устранить некоторую некорректность, допущенную в работе [140]. Авторы сообщают, что определили значения модуля объемной упругости. Однако на самом деле они измеряли модуль Юнга. Это вытекает из описания экспериментальной части исследования, в котором указывается на измерение времени прохождения импульса продольной волны. Поскольку авторы отождествляют тяжелую фракцию нефти с изотропным веществом, обладающим сопротивлением сдвигу, объемная упругость становится функцией модуля Юнга и коэффициента Пуассона и напрямую не измерятся.

Дополнительно, пользуясь зависимостью на рис. 3.8, можно показать, что объемный модуль упругости дизельного топлива может быть оценен в 1,6 ГПа (1,4 ГПа). В справочниках по гидравлике приводят следующие значения для модуля упругости дизельного топлива: 1,4-1,45 ГПа. Таким образом, расхождение между моделированием и экспериментом составляет 0-12,5%. В этом примере ароматические углеводороды рассматривались, как небольшие алканы.

Краткая сравнительная характеристика между экспериментом (опубликованные данные) и моделированием молекулярной динамики приведена в таблице 4.5. Поскольку средняя относительна погрешность составляет 11,4%, можно заключить, что примененные в исследовании модели молекулярной динамики дают вполне удовлетворительное согласие с экспериментом. Тем не менее, точность эксперимента можно повысить путем уточнения структурного состава нефтепродукта.

Таблица 4.5

Нефтепродукт						
Тяжелое топливо		Дизельное топливо				
Параметр	Значение	Параметр	Значение			
Модуль Юнга (моделирование), ГПа	3	Объемный модуль упругости (моделирование), ГПа	1,6			
Модуль Юнга (эксперимент), ГПа	2,85	Объемный модуль упругости (эксперимент), ГПа	1,4			
Относительная погрешность, %	5	Относительная погрешность, %	12,5			
Модуль сдвига (моделирование), ГПа	0,3	_	—			
Модуль сдвига (эксперимент), ГПа	0,25	_	—			
Относительная погрешность, %	16,7	_	_			

#### Оценка погрешности моделирования нефтепродуктов

4.8.2. Проверка адекватности модели волнового поля топливопровода ТС МОД на сегодняшний день в полной мере выполнена быть не может, поскольку это связано с определенными техническим трудностями измерения волнового поля в трубе высокого давления. Информация о проведённых экспериментальных исследованиях такого рода на данный момент в научной литературе отсутствует.

В то же время можно воспользоваться данными о заданной точности моделирования в САПР Comsol Multiphysics, которая использовалась в модельных экспериментах. Согласно справочной информации компании-разработчика в Comsol Multiphysics для решения дифференциальных уравнений с распределенными параметрами используется метод конечных элементов. При этом оператор имеет возможность задавать размер элементарной сетки. В таком случае может быть достигнута высокая точность воспроизведения физического процесса (с относительной погрешностью 0,25-0,5%).

При проведении модельного исследования волнового поля топливопровода размер элементов сетки выбирался таким, чтобы при его уменьшении результат уже не изменялся, что означает достижение достаточно высокой точности эксперимента.

4.8.3. Проверка адекватности модели параметрических колебаний топливопровода высокого давления МОД проводилась путем сравнения численных результатов натурных экспериментов и математического моделирования.

Как видно из табл. 4.6, модель параметрических колебаний находится в хорошем согласии с экспериментом для второй моды колебаний. Для первой и третьей моды согласие хуже. Тем не менее, средняя относительная погрешность равна 15,8%, что позволяет констатировать удовлетворительную адекватность модели.

Таблица 4.6

Матал насладарания	Частота <i>п</i> -й моды, Гц			
метод исследования	1	2	3	
Моделирование	18,7	52,16	102,3	
Эксперимент	25	50	125	
Относительная погрешность, %	25,2	4,1	18,2	

Погрешность определения частот колебаний топливопровода

#### 4.9. Выводы по главе 4

Полученная математическая модель волнового поля в тяжелом топливе, заполняющем топливопровод высокого давления малооборотного дизеля, позволяет определять форму и частоту как продольных, так и поперечных колебаний горизонтальной и вертикальной поляризации. Показано, что топливопровод также подвержен параметрическим изгибным колебаниям. Предложенная математическая модель параметрических изгибных колебаний топливной магистрали позволяет исследовать устойчивость колебательного движения по методу Матье-Хилла.

В ходе математического моделирования волнового поля в топливопроводе установлены собственные частоты первых низших мод колебаний, что дает возможность оценивать угрозу появления частотного резонанса.

Анализ устойчивости по методу Матье-Хилла позволил определить условия возникновения параметрического резонанса в топливной магистрали. Было установлено, что неустойчивое колебательное движение топливопровода возникает на частичном режиме работы дизеля вследствие изменения частоты возмущающего воздействия ТНВД как результат снижении частоты вращения ниже 70-65 мин<sup>-1</sup>.

Показано, что математические модели молекулярной динамики и параметрических колебаний достаточно адекватны. Адекватность модели волнового поля не установлена по причине отсутствия экспериментальных данных.

# ГЛАВА 5

# СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ ПРОТИВОДЕЙСТВИЯ РЕЗОНАНСНЫМ ЯВЛЕНИЯМ В ТРУБОПРОВОДЕ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ МАЛООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

Проведенные в предыдущих главах анализ надежности топливной системы, а также теоретические и экспериментальные исследования особенностей колебаний топливопроводов высокого давления МОД при работе на тяжелых сортах топлива дали возможность получить ряд ценных научных результатов. Это обеспечило решение главной задачи диссертационного исследования, которым является синтез механизмов противодействия резонансным явлениям в трубопроводе высокого давления топливной системы судового малооборотного дизеля.

Под синтезом будем понимать комплексную операцию, включающую определение конструкционных параметров топливных магистралей высокого давления; уточнение параметров эксплуатационных режимов ТС МОД, а также разработку организационно-технических мероприятий по обеспечению надежности топливопроводов высокого давления. Как указывалось в главе 2, синтез необходимо проводить в соответствии с программой обеспечения надежности TC, которая должна охватывать все этапы жизненного цикла системы: от стадии проектирования до эксплуатации.

Проведенный ранее анализ причин возникновения отказов ТА высокого давления МОД (см. главу 1), а также математических соотношений для расчета показателей частотного и параметрического резонансов топливопроводов, позволяет сделать вывод о том, что обеспечивать и поддерживать требуемый высокий уровень надежности современных топливных систем высокого давления принципиально возможно только лишь при использовании следующих двух классов общих теоретических методов повышения надежности: а) резервирования объектов и б) уменьшения интенсивности отказов объектов. Практическая реализация указанных методов повышения надежности может осуществляться на всех этапах их существования. Краткая характеристика каждого метода рассмотрена в главе 2.

5.1. Разработка технико-эксплуатационных требований к проектированию топливных систем высокого давления, лишенных явления резонанса в трубопроводе

5.1.1. Определение конструктивных параметров трубопроводов

Надежность на этапе проектирования является новой дисциплиной и относится к процессу разработки надежных изделий. Этот процесс включает в себя несколько инструментов и практических рекомендаций и описывает порядок их применения, которыми должна владеть организация для обеспечения высокой надежности и ремонтопригодности разрабатываемого продукта с целью достижения высоких показателей готовности, снижения затрат и максимального срока службы продукта. Как правило, первым шагом в этом направлении является нормирование показателей надежности. Надежность должна быть «спроектирована» в системе.

Нормирование надежности – это установление в проектной или иной документации количественных и качественных требований к надежности.

Нормированный показатель надежности, или норма надежности, объекта – это числовое значение показателя надежности, узаконенное стандартом, техническим условием или техническим заданием [3]. Нормируемый показатель надежности прямо или косвенно входит в общую оценку функционирования в виде некоторой функции полезности, или коэффициента эффективности, объекта.

С учетом результатов диссертационного исследования уже на стадии эскизного проектирования необходимо выполнить обязательную проверку всех типовых топливопроводов ТС высокого давления МОД на частотный и параметрический резонансы. В ходе этой проверки анализируется и доказывается реальная возможность создания будущей ТС. Также проводятся многовариантные испытания, строятся физические модели.

Результатом стадии эскизного проектирования являются уточненные техникоэкономические характеристики TC, принципиальный состав узлов, детализованные проработки важнейших составных частей (схемы, чертежи). В случае несоответствия TC нормам надежности процесс проектирования может быть закончен, прерван за бесперспективностью. Применительно к топливопроводам высокого давления из рассмотренных выше методов резервирования целесообразно использовать нагрузочное. Нагрузочное резервирование предусматривает использование способности объекта воспринимать дополнительные, или избыточные, нагрузки [3]. Этот прием давно используется в дизелестроении: вводятся коэффициенты запаса прочности для конструкций, снижаются допустимые режимные параметры функционирования (например, снижают допустимые частоту вращения элементов, давление и т. д.).

Как было показано в четвертой главе, наибольшую опасность для топливопроводов высокого давления представляет параметрический резонанс, возникающий на частичном режиме работы дизеля.

Устойчивость движения может быть обеспечена изменением собственной частоты колебаний трубопровода. Это достигается путем варьирования его геометрических размеров, т.е. его массы, что иллюстрирует уравнение (3.67б). При этом целесообразно изменять диаметр трубопровода, а не его длину, исходя из строгих конструктивных ограничений топливных систем дизелей.

Определить необходимый диаметр трубы не составляет труда. На примере топливной системы того же малооборотного дизеля RT-flex 96с можно показать, что, если оставить внутренний диаметр без изменения (0,008 м) и увеличить внешний диаметр с 0,0325 м до 0,05 м (увеличение массы на 8,93 кг), колебательное движение на первых четырех гармониках будет устойчивым без возможности появления параметрического резонанса (табл. 5.1).

В том случае, если значительное увеличение толщины трубы невозможно, будет оправданной установка составного топливопровода. Можно разделить топливную магистраль на две части. Например, первый участок будет соединять ТНВД и распределительный блок, а вторым участком будут топливные трубы (или труба), соединяющие распределительный блок и форсунки (форсунку).

Такое конструктивное решение позволит избежать значительного прогиба вследствие возможных резонансных явлений, поскольку амплитуда изгибный колебаний прямо пропорциональна длине трубы [141]. В связи с тем, что функция смещения не имеет полной аналитической формы записи (см. Приложение В), в литературе [141] предложено использовать приближенные функции смещений для задач такого типа. Показано, что для случая распределенной нагрузки *q<sub>t</sub>* прогиб посередине трубы будет равен

# Таблица 5.1

Π	Значение к				
Параметр устоичивости	1	2	3	4	
λ	0,08	0,624	2,4	6,56	
$h^2$	2,31e-4	6,42e-4	1,26e-3	2,08e-3	
Собственная частота ненагруженного топливопровода <i>p</i> <sub>k</sub> , рад/с (Гц)	178,7 (28,46)	496,3 (79,03)	972,7 (154,89)	1608 (256,1)	
Собственная частота топливопровода под давлением <i>p<sub>k</sub></i> , рад/с (Гц)	178,5 (28,4)	496,16 (79)	972,6 (164,87)	1608 (256,1)	

Устойчивые колебания топливной трубы при  $D_0 = 0,05$  м при работе дизеля RT-flex 96с на частичном режиме нагрузки

$$w = \frac{q_t L^4}{4EJ\pi^4}.$$
(5.1)

Погрешность этой приближенной формулы около 1,5%, что удовлетворительно. Следовательно, разбиение топливной магистрали на два-три участка позволяет значительно уменьшить влияние усталостных напряжений на ее надёжность в следствие уменьшение амплитуды в *n* раз (*n* равно количеству участков) [142].

5.1.2. Расчет необходимых упругих свойств материала трубопроводов

Варьирование геометрических размеров является не единственным способом влияния на устойчивость колебательного движения. Обратив внимание на формулу

(3.64), можно отметить, что модуль Юнга вещества также может быть использован для этих целей.

Подставив в выражения для параметров устойчивости (3.81) и (3.82) большие значения модуля Юнга можно достичь удовлетворительных значений для  $h^2$  и  $\lambda$ . Так, при значении модуля Юнга равном порядка 500 ГПа (при оригинальных значениях плотности и толщины стенки трубы) параметры устойчивости будут идентичны, приведенным в табл. 5.1

Материалы с таким значением модуля Юнга довольно редки и дорогостоящи. Тем не менее, в настоящее время ведутся работы по созданию композитных материалов высокой упругости на основе углеводородных нанотрубок и графена, что делает данное техническое решение реальным. На сегодняшний день модуль Юнга графена равен порядка 1 ТПа, углеродных нанотрубок достигает 1-1,5 ТПа.

Еще одним аргументом в пользу применения подобных конструктивных материалов является обратная зависимость амплитуды изгибных колебаний от величины модуля Юнга, что иллюстрирует формула (5.1).

5.1.3. Усовершенствование автоматизированных систем технической диагностики состояния элементов дизеля

5.1.3.1. В ходе описания методов и способов повышения надежности технических систем во второй главе диссертации особое внимание было уделено технической диагностике.

Современное дизелестроение сложно представить без автоматизации организационно-технических способов повышения надежности объектов в период эксплуатации.

Проектирование и ввод в эксплуатацию автоматизированной системы технической диагностики (АСТД) выполняется одновременно с проектированием дизеля. АСТД дизеля может, как дублировать общесудовую систему аварийно-предупредительной сигнализации, так и дополнять ее. Автоматизация процесса технической диагностики позволяет повысить готовность дизеля, сократить число обслуживающего персонала и снизить требования к его квалификации.

Как было уже установлено выше, устранение резонанса возможно путем изменения массы топливопровода. Другими словами, масса должна быть в какой-то степени регулируемой, т. е. изменяемой.

В таком случае, АСТД малооборотных дизелей необходимо дополнить новым устройством, которое позволяло бы своевременно выявлять и эффективно подавлять колебания топливопровода при появлении опасного резонанса, тем самым повышая надежность TC высокого давления.

С этой целью автором была разработана и запатентована модель автоматизированного устройства предотвращения разрыва топливопроводов высокого давления (см. лит. [143] и приложение 3). Данное устройство реализует принцип изменения собственной частоты колебаний трубопровода  $\omega_0$  путем увеличения массы *m*, что иллюстрирует рис. 5.1а.

5.1.3.2. В том случае, если устранение явления резонанса невыполнимо, целесообразно использовать демпфирование колебаний большой интенсивности. Такая задача решается в разработанном устройстве, которое обеспечивает активное демпфирование амплитуды A критической вибрации топливопровода высокого давления дизеля путем изменения резонансной частоты  $\omega_p$  за счет увеличения коэффициента затухания  $\beta$  (рис. 5.16).



Рис. 5.1. Амплитудно-частотные характеристики колебаний трубопроводов при применении технических средств борьбы с резонансом:

а) трубопровод, оборудованный автоматизированным устройством предотвращения разрывов;

б) трубопровод, оборудованный активным демпфером критической вибрации

Преимуществом устройства является прямая зависимость между уровнем вибрации и коэффициентом вязкого трения электрореологической жидкости, окружающей топливопровод и, таким образом, обеспечивает активное демпфирование вибрации [117] (рис. 5.2). Важной особенностью является то, что размещение пьезоэлектрических преобразователей вдоль топливопровода с достаточным количеством электродов дает возможность получить прямую зависимость распределением механической энергии пространственной вибрации топливопровода и энергии электрического поля, подводимой к электрореологической жидкости. Иными словами, пучности и узлы вибрации топливопровода геометрически будут соответствовать наибольшему и наименьшему значений вязкости, соответственно.



Рис. 5.2. Поперечный разрез топливопровода высокого давления дизеля, оборудованного активным демпфером критической вибрации:

- 1 дополнительная труба;
- 2 труба высокого давления;
- 3 защитная труба;
- 4 электрореологическая жидкость;
- 5 пьезоэлектрические преобразователи;
- 6-токонепроводящий клей;
- 7 сливные каналы

5.1.3.3. Важно отметить, что автоматизация процесса управления резонансным состоянием трубопровода высокого давления необязательна. Самым простым решением предотвращения любого резонанса является введение добавочной массы путем крепления нескольких элементов к самой трубе высокого давления. Примером такого крепления могут быть цилиндрические детали, которые состоят из двух частей и крепятся с помощью болтов, как показано на рис. 5.3. Элементы могут быть удалены при необходимости (для проведения технического обслуживания и ремонта ТА).

Автор рекомендует описанные выше устройства для доработки существующих систем высокого давления МОД, топливопроводы которых имеют низкую надежность.



Рис. 5.3. Способ введения избыточной массы:

- 1 топливопровод;
- 2 добавочная масса

5.2. Разработка процедуры безопасного управления малооборотным дизелем на частичных режимах работы

5.2.1. В связи с возникновением параметрического резонанса на частичном режиме работы дизеля, необходимо ввести ограничение по продолжительности такой работы. Такая практика применяется также при наличии у дизеля критической

частоты вращения, при которой возможен частотный резонанс с корпусом судна. Однако эта зона достаточно мала и, как правило, составляет 5-7 мин<sup>-1</sup>.

В случае параметрического резонанса топливных труб высокого давления необходимо максимально (насколько это возможно исходя из безопасности судоходства) ограничить длительность работы малооборотного дизеля.

Автор рекомендует дополнить Системы управления безопасностью флота судоходных компаний инструкцией для судов с малооборотными дизелями. Например, процедура безопасного управления на частичных режимах для типового дизеля Sulzer RT-flex 96c означает, что эксплуатация дизеля при частоте вращения ниже 70-65 мин<sup>-1</sup> должна быть сведена к минимуму. Такие значения частоты вращения дизеля выбраны из условия возбуждения в топливопроводе только вынужденных колебаний, так как установлено, что свободные колебания приводят к параметрическому резонансу. Как видно из рис. 4.17, это условие выполняется, если время между впрысками будет меньше 850-900 мс.

5.2.2. Безопасное управление дизелем на частичном режиме работы требует введения еще одного требования, которое связано с необходимостью предотвращения частотного резонанса поперечных колебаний в тяжелом топливе и стенке трубы. Как было показано ранее, интенсивность поперечных волн будет увеличиваться при уменьшении температуры. В связи с этим необходимо поддерживать температуру тяжелого топлива в трубопроводе высокого давления выше 130 °C. Это становиться особенно критично при внезапном повышении нагрузки во время смены режима работы дизеля, когда регулятор температуры топлива не способен устранить динамический заброс.

5.3. Оценка эффективности способов и мероприятий по повышению надежности трубопроводов высокого давления топливных систем малооборотного дизеля

Как известно, критерий эффективности (КЭ) объекта – это числовой показатель, которым оценивают степень приспособления объекта к выполнению поставленных

перед ним задач [3]. Критерии эффективности широко используют для оценки качества функционирования топливной системы дизеля в каждом работоспособном состоянии и сравнительной оценки альтернативных вариантов при ее проектировании.

Чтобы КЭ достаточно полно характеризовал качество функционирования TC, он должен учитывать ее основные особенности и свойства, а также должен зависеть от технологической и информационной структуры системы, конструкционных параметров элементов, от значения оценок свойств TC (в частности, от показателей надежности), от характера воздействия внешней среды, внешних и внутренних случайных факторов [144].

Для оценки эффективности различных методов и мероприятий по обеспечению и повышению надежности объектов можно использовать абсолютные и относительные коэффициенты выигрыша надежности объектов по определенным показателям надежности [3, 4], а также обобщенные экономические критерии эффективности.

Абсолютный коэффициент выигрыша надежности TC по *i*-му показателю надежности, обусловленный применением определенного метода или реализацией некоторого мероприятия по обеспечению и повышению надежности, равен

$$G_i(t) = \frac{H_i}{H_i^*},\tag{5.2}$$

где  $H_i$  и  $H_i^*$  – значения *i*-го показателя надежности TC до и после применения рассматриваемого метода или мероприятия по обеспечению и повышению надежности, соответственно.

Применительно к топливопроводам высокого давления можно показать, что, устраняя одну из четырех основных причин появления неисправностей (см. анализ надежности ТА во второй главе), можно ожидать количество отказов ТС в долгосрочном периоде должно уменьшиться на 8,3 %. Эта цифра получена, исходя из анализа основных неисправностей и дефектов ТА (см. рис. 2.1). Из шестнадцати неполадок, указанных на рис. 2.1, двенадцать приводят к выходу ТС из строя (выделены красным цветом). Таким образом, решение проблемы разрывов топливных труб высокого давления предполагает уменьшение интенсивности отказов на 1/12 или 8,3 %. С учетом статистики основных отказов МОД, приведенной в первой главе, (4,7% припадает на ТА за период 1998-2004 гг.), процент неисправностей малооборотный дизелей, связанных с топливной аппаратурой, уменьшится на 0,4% и составит 4,3%.

Абсолютный коэффициент эффективности при этом будет равен G(t) = 1, 1.

Относительный коэффициент выигрыша надежности объекта по *i*-му показателю надежности равен

$$\tilde{G}_{i}(t) = \left| \frac{H_{i}(t) - H_{i}^{*}(t)}{H_{i}^{*}(t)} \right|.$$
(5.3)

По результатам диссертации  $\tilde{G}(t) = 0,09$ .

Достаточно просто можно оценить степень эффективности методов обеспечения и повышения надежности TC, если использовать относительный коэффициент экономичности, который равен

$$K_e = \left| \frac{\Pi - \Pi^*}{\Pi^*} \right|,\tag{5.4}$$

где П и П<sup>\*</sup> – приведенные затраты на объект до и после применения рассматриваемых методов обеспечения и повышения надежности, соответственно.

Согласно информации о понесенных судовладельцами убытках (2 млн дол. США) в рассматриваемый период (1998-2004 гг.) коэффициент экономичности составляет  $K_e = 0,09$ .

Оценку полноты решения главной задачи целесообразно проводить в соответствии с действующими нормативными документами по надежности в области машиностроения.

К ним относится ДСТУ 2863-94 «Надежность техники. Программа обеспечения надежности. Общие требования» [145].

В соответствии с данным стандартом инженерные способы обеспечения надежности должны обеспечивать «5.5.1 ... уменьшение влияния параметров, которые меняются со временем (старение), на качество функционирования объекта; использование конструктивных и технологических решений, устойчивых к изменениям в производственном процессе».

Там же сказано, что «... Для объекта, который разрабатывается, нужно определить критические с точки зрения безотказности компоненты и разработать программу их контроля, начиная со стадии проектирования и заканчивая изготовлением и монтажом. Уровень безотказности объекта должен быть четко задокументирован и любые выявленные несоответствия устранены на стадии разработки».

Согласно приведенным выше требованиям найденное технико-эксплуатационное решение должно обеспечивать непрерывный процесс повышения надежности трубопроводов топливной системы высокого давления МОД и быть внедрено или рекомендовано к внедрению в эксплуатацию.

Следовательно, разработанные технико-эксплуатационные требования к трубопроводам высокого давления удовлетворяет этим требованиям, что подтверждается актами внедрения результатов диссертационной работы (Приложение И). В частности, значительный прикладной интерес вызывают запатентованное автоматизированное устройство предотвращения разрыва топливопроводов, разработанный патентоспособный активный демпфер критической вибрации топливопроводов высокого давления дизеля, процедура безопасного управления малооборотным дизелем, а также другие синтезированные организационные мероприятия и конструктивные решения.

### 5.4. Синтез научного положения

Выполненное в диссертационном исследовании теоретическое обобщение особенностей волноводного распространения волн и колебаний в топливопроводе высокого давления МОД дает возможность сформулировать научное положение.

Научное положение: разрушение трубопроводов топливной системы высокого давления МОД возникает вследствие появления частотного и/или параметрического резонансов в системе «трубопровод – тяжелое топливо», а повышение надежности трубопроводов обеспечивается механизмами противодействия этим негативным явлениям за счет изменения частоты собственных колебаний трубопровода путем конструктивных изменений его массы, уменьшения величины сдвиговых деформаций в тяжелом топливе путем повышения его температуры выше 130 °C и/или отвода энергии с его поверхности путем вязкого трения и теплообмена.

*Научную значимость* диссертационной работы представляет собой аналитическое описание явления разрыва трубопровода в следствии частотного и параметрического резонансов и механизмов противодействия им.

Разработанные в ходе исследования технические средства и организационные мероприятия по предотвращению появления или подавления резонанса в трубопроводах высокого давления ТС МОД представляют собой *практическую ценность* роботы.

### 5.5. Выводы по главе 5

Предложено усовершенствование программы обеспечения надежности ТС МОД путем внедрения разработанных технико-эксплуатационных требований к проектированию трубопроводов высокого давления. Комплекс требований предусматривает как применение нагрузочного резервирования путем изменения линейных размеров трубопровода, так и усовершенствование автоматизированной системы технической диагностики дизеля. Усовершенствование АСТД дизелей разработанными автоматизированным устройством предотвращения разрывов топливопроводов высокого давления и активным демпфером критической вибрации, а также введение процедуры безопасного управления дизелем на частичной нагрузке в правила технической эксплуатации судов обеспечивает сохранение надежности трубопроводов высокого давления без вывода малооборотного дизеля из эксплуатации.

Показано, что синтезированные организационно-технические и конструктивные решения полностью соответствуют требованиям, предъявляемым государственным стандартом в области надежности техники, и обеспечивают снижение интенсивности отказов элементов малооборотного дизеля на 8,3%.

### ВЫВОДЫ

Диссертационное исследование содержит теоретическое обобщение и новое решение актуальной научно-практической задачи установления причины разрыва трубопроводов высокого давления топливной системы МОД и создания механизма противодействия этому негативному явлению.

Установлено, что тяжелые сорта судового топлива представляют собой жидкую дисперсионную среду, содержащую твердую фазу, упругие свойства которой характеризуются пятью независимыми упругими постоянными.

Численное определение упругих свойств тяжелого судового топлива было осуществлено благодаря успешному применению методики определения упругих констант сложного вещества. Суть методики состоит в комбинировании модельных и лабораторных экспериментальных исследований НДС с использованием информационных и технических средств научного познания.

Полученные численные значения параметров упругости некоторых нормальных парафинов и моделей смолисто-асфальтеновых веществ путем моделирования по методу молекулярной динамики дают основание полагать, что их упругие свойства ближе по своей природе к свойствам твердых тел, а не аморфных образований.

Определённое упругое поведение насыщенных и циклических углеводородов, а также гетероатомных соединений было как ожидаемым, так и неожиданным. Особое внимание привлекают полученные отрицательные значения коэффициента Пуассона, что дает основание причислять эти вещества к ауксетикам.

Использование ультразвукового метода в ходе исследования упругих свойств тяжелого топлива дало возможность установить, что характерные для тяжелого нефтепродукта фазовые переходы происходят в интервалах значений температуры 40-45 °C, 50-55 °C, 60-65 °C и 70-80 °C. Численные значения упругих постоянных нелинейно уменьшаются при увеличении температуры тяжелого топлива, но при достижении эксплуатационного значения температуры в 130±15 °C наблюдается постоянство значений всех пяти упругих постоянных.

На основании результатов математического моделирования колебательных процессов установлено, что в тяжелом топливе распространяются не только продольные (как в обычной жидкости), так и поперечные волны горизонтальной и вертикальной поляризации. Взаимодействие этих волн с радиальными колебаниями топливной трубы при определённых условиях сопровождается появлением частотного резонанса.

Результаты исследования параметрических изгибных колебаний трубопровода высокого давления показали, что конструкции современных топливных систем не учитывают возможности появления параметрического резонанса при снижении частоты вращения дизеля ниже 70-65 мин<sup>-1</sup>, что при многократном повторении приводит к усталостному разрушению стенки топливопровода.

При проектировании топливной системы малооборотного дизельного двигателя каждому производителю предлагается выполнить анализ надежности TC способом, представленным в диссертации. Для того чтобы избежать негативного влияния колебаний в топливе, необходимо выбирать геометрические параметры (длину и толщину, соотношение внутреннего и внешнего диаметров) топливных труб высокого давления, исходя из расчетов на устойчивость. Перспективным направлением является увеличение модуля упругости за счет применения последних достижений в производстве композитных материалов на основе углеродных нанотрубок и графена.

Надежность трубопроводов высокого давления TC дизеля целесообразно повышать без вывода его из эксплуатации путем введения добавочной массы, применяя демпфирование и выполняя требования процедуры безопасного управления дизелем на частичных режимах работы.

Научные результаты диссертационной работы были внедрены как в научноисследовательскую, так и учебную работу НУ «ОМА». Разработанные организационные мероприятия по повышению надежности ТС МОД используются в судоходной компании СМА СGМ в качестве дополнительных правил технической эксплуатации флота. Разработанные технические средства повышения надежности являются патентоспособными, что подтверждается полученным патентом на полезную модель автоматизированного устройства предотвращения разрывов топливопроводов МОД. Оценка эффективности предложенных в диссертации мероприятий и способов повышения надежности трубопроводов высокого давления TC МОД показала, что они позволяют снизить количество неисправностей топливопроводов в четыре раза, а количество отказов TA на 8,3% в долгосрочном периоде.

# СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

 Main Engine Damage Study (Screen reader version) [Electronic resource]: The Swedish Club. – 2012. – 16 p.

URL: http://www.swedishclub.com/main.php?mid=17187&pid=50&tid=50

2. Шурпяк, В. К. Анализ аварийности на судах с классом Регистра [Текст] / В. К. Шурпяк, А. А. Сергеев // Научно-технический сборник. – СПб: Российский морской регистр судоходства, 2005. – Вып. 28. – С. 32-46.

 Кафаров, В. В. Обеспечение и методы оптимизации надежности химических и нефтеперерабатывающих производств [Текст] / В. В. Кафаров, В. П. Мешалкин, Г. Грун, В. Нойманн. – М.: Химия, 1987. – 272 с.

4. Фролов, К. В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения [Текст] / К. В. Фролов. – М.: Машиностроение, 1984. – 223 с.

5. Рябинин, И. А. Надежность и безопасность структурно-сложных систем [Текст] / И. А. Рябинин. – СПб.: Политехника, 2000. – 248 с.

6. Main engine damage [Electronic resource] / The Swedish Club Highlights. – July 1998.
– 8 p.

URL: http://www.swedishclub.com/upload/Highlights/Main\_Engine\_Damage\_98.pdf Main engine damage – an update of the 1998 study. – September 2005. – 8 p.

URL: http://www.swedishclub.com/upload/Highlights/Main\_Engine\_Damage\_

Update \_ 2005\_web.pdf

7. Banisoleiman, K. Reliability trends, operating issues and acceptance criteria related to exhaust gas turbochargers used in the marine industry – a classification society view [Text] / K. Banisoleiman, N. Rattenbury // Proceedings of the conference "8th International Conference on Turbochargers and Turbocharging", 2006. – Cambridge: Woodhead Publishing Limited. – P. 289–303.

8. Возницкий, И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания [Текст]. В 2 т. Т. 1 / И.
В. Возницкий. – М.: Моркнига, 2008. – 282 с.

9. Фомин, Ю. Я. Топливная аппаратура дизелей [Текст]: справочник / Ю. Я. Фомин,

Г. В. Никонов, В. Г. Ивановский. – М.: Машиностроение, 1982. – 168 с.

10. Пахомов, Ю. А. Судовые топливные системы [Текст] / Ю. А. Пахомов, Ю. П. Коробков, Е. В. Дмитриевский, Г. Л. Васильев. – М.: РКонсульт, 2004. – 496 с.

11. Taylor, D. A. Introduction to Marine Engineering [Text] / D. A. Taylor. – 2nd ed. – Amsterdam; London; Oxford; New York: Elsevier, 1996. – 372 p.

12. Возницкий, И. В. Топливная аппаратура судовых дизелей: учеб. пособие по специальности 2405 [Текст] / И. В. Возницкий. – 2 изд. – Спб.: ГМА, 2005. – 133 с.

13. Фомин, Ю. Я. Судовые дизели. Топливоподача в судовых дизелях: тексты лекций [Текст] / Ю. Я. Фомин. – М.: В/О "Мортехинформреклама", 1988. – 35 с.

14. Woodyard, D. Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines [Text] / edited by Doug Woodyard. – 8th edition. – Amsterdam; London; Oxford; New York: Elsevier, 2004. – 884 p.

15. Woodyard, D. Pounder's Marine Diesel Engines and Gas Turbines [Text] / edited by Doug Woodyard. – 9th edition. – Oxford: Elsevier, 2009. – 896 p.

16. Возницкий, И. В. Судовые двигатели внутреннего сгорания [Текст]. В 2 т. Т. 2 /
И. В. Возницкий, А. С. Пунда. – М.: Моркнига, 2008. – 470 с.

17. Белоусов, Е. В. Топливные системы современных судовых дизелей [Текст]: учеб. пособие / Е. В. Белоусов. – Херсон: ХГМА, 2014. – 268 с.

Судовые двигатели внутреннего сгорания [Текст]: учеб. для студ. вузов, обуч. по спец. "Проектирование и пр-во энергет. оборудования" и "Проектирование и монтаж судовых энергет. установок" / Ю. Я. Фомин, А. И. Горбань, В. В. Добровольский, А. И. Лукин – Л.: Судостроение, 1989. – 343 с.

19. Конкс, Г. А. Мировое судовое дизелестроение. Концепции, анализ международного опыта [Текст]: учеб. пособие / Г. А. Конкс, В. А. Лашко. – М.: Машиностроение, 2005. – 512 с.

20. Фомин, Ю. Я. Гидродинамический расчет топливных систем судовых дизелей [Текст] / Ю. Я. Фомин. – М.: Морской транспорт, 1959. – 85 с.

21. Корнилов, Э. В. Судовые главные двигатели с электронным управлением [Текст]
/ Э. В. Корнилов, А. А. Фока, П. В. Бойко, Э. И. Голофастов. – Одесса: Экспресс-Реклама, 2010. – 224 с. 22. Electronic instruction manual for HSD-Sulzer 14RT-flex96C diesel engine [Electronic resource] – Changwon-City, Doosan Engine Co., Ltd., 2006. – 1 electron. opt. disc (CD-ROM).

23. Electronic instruction manual for 50-98 ME/ME-C Engines [Electronic resource] – Ulsan, Hyundai Heavy Industries Co., Ltd., 2006. – 1 electron. opt. disc (CD-ROM).

24. SOLAS consolidated edition 2009 [Text]: Consolidated text of the International Convention for the Safety of Life at Sea, 1974 and its Protocol of 1988: articles, annexes and certificates. – 5th edition. – London: International Maritime Organization, 2009. – 420 p.

25. Судовой механик [Текст]. Справочник в 3 т. Т. 1 / под ред. А. А. ФОКА. – Одесса: Феникс, 2008. – 1036 с.

26. Ханмамедов, С. А. Анализ нагрузок на топливопроводы высокого давления, возникающих в процессе эксплуатации дизелей [Текст] / С. А. Ханмамедов, Г. Н. Ермошкин // Судовые энергетические установки: научно-технический сборник. – Одесса: ОНМА, 2003. – Вып. 8. – С. 5 – 19.

27. Different shades of gray [Text] // Marine Engineers Review. – London: The IMarEST, 2005. – Jan. – P. 38 – 39.

28. Evdokimov, I. N. Rheological evidence of structural phase transitions in asphaltenecontaining petroleum fluids [Text] / I. N. Evdokimov, N. Yu. Eliseev, D. Yu. Eliseev // Journal of Petroleum Science and Engineering. – 2001. – Vol. 30. –  $N_{2}$  3 – 4. – P. 199 – 211. DOI:10.1016/S0920-4105(01)00132-2

29. Сафиева, Р. З. Химия нефти и газа. Нефтяные дисперсные системы: состав и свойства (часть 1) [Текст]: учеб. пособие / Р. З. Сафиева. – М.: РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина, 2004. – 112 с.

30. Выявление универсальных молекулярных механизмов изменения эксплуатационных свойств нефтяных систем: отчет о НИР (заключ.) [Текст] / РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина; рук. И. Н. Евдокимов; исп. Н. Ю. Елисеев, Д. Т. Аллахвердиева. – М., 2002. – 76 с.

31. Рогачев, М. К. Реология нефти и нефтепродуктов [Текст]: учеб. пособие / М. К. Рогачев, Н. К. Кондрашева. – Уфа: УГНТУ, 2000. – 89 с.

Химия нефти [Текст] / под ред. д. т. н. проф. З. И. Сюняева. – Л.: Химия, 1984. –
 360 с., ил.

33. Wu, X. Colloidal forces between emulsified water droplets in toluene-diluted bitumen [Text] / X. Wu, T. G. M. van de Ven, J. Czarnecki // Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects. – 1999. – Vol. 149. –  $N_{2}$  1 – 3. – P. 577–583.

34. Speight, J. G. The chemical and physical structure of petroleum: effects on recovery operations [Text] / J. G. Speight // Journal of Petroleum Science and Engineering. – 1999. – Vol. 22. –  $N_{2}$  1–3. P. 3 – 15.

35. Ali, M. F. The role of asphaltenes, resins and other solids in the stabilization of water in oil emulsions and its effects on oil production in Saudi oil fields [Text] / M. F. Ali, M. H. Alqam // Fuel. – 2000. – Vol. 79. – № 11. – P. 1309 – 1316.

36. Khadim, M. A., Sarbar M. A. Role of asphaltene and resin in oil field emulsions
[Text] / M. A. Khadim, M. A. Sarbar // Journal of Petroleum Science and Engineering. –
1999. – Vol. 23. – № 3–4. – P. 213 – 221.

37. Добровольський, В. В. Енергозберігаюча технологія підготовки високов'язких палив малообертових двигунів внутрішнього згоряння [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.03: захищена 12.07.12 / Добровольський Валерій Валерійович. – Одеса, 2012. – 243 с.

38. Унгер, Ф. Г. Фундаментальные аспекты химии нефти. Природа смол и асфальтенов [Текст] / Ф. Г. Унгер, Л. Н. Андреева; институт химии нефти Сибирского отделения РАН. – Новосибирск: Наука: Сибирская издательская фирма РАН, 1995. – 192 с.

39. Унгер, Ф. Г. Парамагнетизм нефтяных дисперсных систем и природа асфальтенов [Текст] / Ф. Г. Унгер, Л. Н. Андреева. – Томск, 1986. – 29 с. (Препр. / АН СССР, Сиб. отд-нне. Ин-т химии нефти; №38).

40. Сюняев, З. И. Нефтяные дисперсные системы [Текст] / З. И. Сюняев, Р. З. Сафиева, Р. З. Сюняев. – М.: Химия, 1990. – 226 с.

41. Ермолов, И. Н. Неразрушающий контроль. В 5 кн. Кн. 2. Акустические методы контроля [Текст]: практ. пособие / И. Н. Ермолов, Н. П. Алешин, А. И. Потапов; Под ред. В. В. Сухорукова. – М.: Высш. шк., 1991. – 283 с.

42. Jeong, H. Y. Fluid–structure interaction in water-filled thin pipes of anisotropic composite materials [Text] / H. Y. Jeong, K. Inaba // Journal of Fluids and Structures. – 2013. – Vol. 36. – P. 162 – 173.

43. Shepherd, J. E. Shock Loading and Failure of Fluid-filled Tubular [Text] / J. E. Shepherd, K. Inaba // Dynamic Failure of Materials and Structures / edited by A. Shukla, G. Ravichandran, Y. Rajapakse. – New York; London; Heidelberg; Dordrecht: Springer, 2010. – P. 153 – 190. DOI: 10.1007/978-1-4419-0446-1

44. Walker, J. S. Pulse propagation in fluid-filled tubes [Text] / J. S. Walker, J. W. Phillips. – ASME Journal of Applied Mechanics. – 1977. – Vol. 44. – P. 31 – 35.

45. Li, Q. S. Analytical solution for fluid-structure interaction in liquid-filled pipes subjected to impact-induced water hammer [Text] / Q. S. Li, K. Yang, L. Zhang. – ASCE Journal of Engineering Mechanics. – 2003. – Vol. 129. – P. 1408 – 1417.

46. Агранат, Б. А. Основы физики и техники ультразвука [Текст]: учеб. пособие для вузов / Б. А. Агранат, М. Н. Дубровин, Н. Н. Хавский, Г. И. Эскин. – М.: Высш. шк., 1987, – 352 с.

47. Ефимов, А. П. Акустика [Текст]: справочник / А. П. Ефимов, А. В. Никонов, М. А. Сапожков, В. И. Шоров; под ред. М. А. Сапожкова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Радио и связь, 1989. – 336 с.

48. Антонов, А. В. Системный анализ [Текст]: учеб. для вузов / А. В. Антонов – М.: Высш. шк., 2004. – 454 с.: ил.

49. Новиков, А. М. Методология [Текст] / А. М. Новиков, Д. А. Новиков. – М.: СИНТЕГ, 2007. – 668 с.

50. Баскаков, А. Я. Методология научного исследования [Текст]: учеб. пособие / А.
Я. Баскаков, Н. В. Туленков. – 2-е изд., испр. – К.: МАУП, 2004. – 216 с.

51. Петров, Ал. А. Углеводороды нефти [Текст] / Ал. А. Петров. – М.: Наука, 1984. – 264 с.

52. Леффлер, У. Л. Переработка нефти [Текст] / У. Л. Леффлер; пер. с англ. – 2-е изд., пересмотренное. – М.: ЗАО «Олимп-Бизнес», 2004. – 224 с.: ил.

53. Venkatesan, R. The strength of paraffin gels formed under static flow conditions [Text] / R. Venkatesan, N. R. Nagarajan, K. Paso, Y.-B. Yi, A. M. Sastry, H. Fogler //

Chemical Engineering Science. – 2005. – Vol. 60. – №13. – P. 3587 – 3598. DOI:10.1016/j.ces.2005.02.045.

54. Priyanto, S. Measurement of property relationships of nano-structure micelles and coacervates of asphaltene in a pure solvent [Text] / S. Priyanto, G. Mansoori, A. Suwono // Chemical Engineering Science. – 2001. – Vol. 56. – №24. – P. 6933 – 6939. DOI: 10.1016/S0009-2509(01)00337-2.

55. Branco, V. A. Asphaltene flocculation and collapse from petroleum fluids [Text] / V. A. Branco, G. A. Mansoori, L. C. De A. Xaviera, S. J. Parkb, H. Manafib // Journal of Petroleum Science and Engineering. – 2001. – Vol. 32. – № 2–4. P. 217 – 230. DOI:10.1016/S0920-4105(01)00163-2

56. Sheu, E. Y. Petroleum Asphaltenes Properties, Characterization, and Issues / E. Y. Sheu // Energy and Fuels. – 2002. – Vol. 16. – №1 – Р. 74 – 82. DOI: 10.1021/ef010160b 57. Евдокимов, И. Н. Влияние асфальтенов на термические свойства нефтяных и битумных эмульсий / И. Н. Евдокимов, Н. Ю. Елисеев // Химия и технология топлив и масел. – 2002. – №.6. – С. 26 – 29.

 Diallo, M. S. Thermodynamic Properties of Asphaltenes: A Predictive Approach Based on Computer Assisted Structure Elucidation and Atomistic Simulations [Text] / M.
 S. Diallo, T. Cagin, J. L. Faulon, W. A. Goddard III // Asphaltenes and Asphalts, 2.
 Developments in Petroleum Science. – 2000. – Vol. 40. – Part B. – Chapter 5. – P. 103 – 127. DOI: 10.1016/s0376-7361(09)70276-6.

59. Andersen, S. I. Association of Petroleum Asphaltenes and the Effect on Solution Properties [Text] / S. I. Andersen // Handbook of Surface and Coloid Chemistry / edited by K. S. Birdi. – 3rd edition. – Boca Raton; New York; London: CRC Press, 2009. – Chapter 18. – P. 703 –745.

60. Oh, K. Near Infrared Spectroscopy to Study Asphaltene Aggregation in Solvents [Text] / K. Oh, M. D. Deo // Asphaltenes, Heavy Oils, and Petroleomics / edited by O. Mullins, E. Sheu, A. Hammami, A. G. Marshall. – New York: Springer, 2007. – P. 469 – 488.

61. Yudin, I. K. Dynamic Light Scattering Monitoring of Asphaltene Aggregation in Crude Oils and Hydrocarbon Solutions [Text] / I. K. Yudin, M. A. Anisimov //

Asphaltenes, Heavy Oils, and Petroleomics / edited by O. Mullins, E. Sheu, A. Hammami, A. G. Marshall. – New York: Springer, 2007. – P. 439 – 468.

62. Сафиева, Р. З. Физикохимия нефти / Р. З. Сафиева. – М.: Химия, 1998. – 448 с.

63. Yen, T. F. Investigation of the structure of petroleum asphaltenes by X-ray diffraction [Text] / T. F. Yen, J. G. Erdman, S. S. Pollack // Journal of Analytical chemistry. -1961. - Vol. 33.  $- N_{2} 11. - P. 1587 - 1594.$ 

64. Молотков, Л. А. О распространении сейсмических волн в блочных упругожидких средах I / Л. А. Молотков // Математические вопросы теории распространения волн. 32 / Зап. научн. сем. ПОМИ. – СПб.: ПОМИ. – 2003. – №297. – С. 230 – 253.

65. Молотков, Л. А. Об эффективной модели упругой блочной среды с проскальзыванием на границах / Л. А. Молотков // Математические вопросы теории распространения волн. 25 / Зап. научн. сем. ПОМИ. – СПб.: ПОМИ. – 1994. – №218. – С. 96 – 117.

66. Молотков, Л. А. Исследование однофазных и многофазных эффективных моделей, описывающих периодические среды / Л. А. Молотков, А. Е. Хило // Математические вопросы теории распространения волн. 14 / Зап. научн. сем. ЛОМИ. – Л.: Изд-во «Наука»: ленинград. отд. – 1984. – №140. – С. 105 – 122

67. Plimpton, S. Fast Parallel Algorithms for Short-Range Molecular Dynamics [Text] /
S. Plimpton // J. Comp. Phys. – 1995. – Vol. 117. – №1. – P. 1–19. DOI: 10.1006/jcph.1995.1039

68. Mayo, S. DREIDING: A Generic Force Field for Molecular Simulations [Text] / S. Mayo, B. Olafson, W. Goddard III // J. Phys. Chem. – 1990. – Vol. 94. – №26. – P. 8897 – 8909. DOI: 10.1021/j100389a010

69. Brenner, D. W. A second-generation reactive empirical bond order (REBO) potential energy expression for hydrocarbons [Text] / D. W. Brenner, O. A. Shenderova, J. A. Harrison, S. J. Stuart, B. Ni, S. B. Sinnott // J. Phys: Condens. Matter. – 2002. – № 14. – P. 783 – 802.

70. Tersoff, J. Empirical Interatomic Potential for Carbon, with Applications to Amorphous Carbon [Text] / J. Tersoff // Phys. Rev. B.  $-1988. - N_{\odot} 61. - P. 2879 - 2882.$ 

71. Ledbetter, H. M. Orthorhombic Elastic Constants of an NbTi/Cu composite Superconductor [Text] / H. M. Ledbetter, D. T. Read // J. App. Phys. – 1977. – №5. – P. 1874.

72. Bucur, V. Ultrasonic Energy Flux Deviation and Off-Diagonal Elastic Constants of Wood [Text] / V. Bucur, H. Berndt // Puerto Rico: 2001 IEEE Ultra Symp. – October 2001. – P. 697.

73. Павленко, В. Г. Математические методы обработки экспериментальных данных [Текст]: пособие для инженеров, аспирантов и научных работников. / В. Г. Павленко, О. И. Гордеев. – Новосибирск, 1972. – 138 с.

74. Альтшуллер, Г. С. Найти идею: Введение в ТРИЗ – теорию решения изобретательских задач [Текст] / Г. С. Альтшуллер. – М.: Альпина Бизнес Букс, 2007. – 400 с.

75. Гасанов, А. И. Рождение изобретения (стратегия и тактика решения изобретательских задач) [Текст] / А. И. Гасанов, Б. М. Гохман, А. П. Ефимочкин и др. – М.: Интерпакс, 1995. – 432 с.

76. Поиск новых идей: от озарения к технологии (Теория и практика решения изобретательских задач) [Текст] / Г. С. Альтшуллер, Б. Л. Злотин, А. В. Зусман, В. И. Филатов. – Кишинев: КартяМолдовеняскэ, 1989. – 381 с., илл.

77. Михайлов, В. А. Решение учебных задач по ТРИЗ [Текст]: учеб. пособие / В. А. Михайлов. – Чебоксары: Изд-во Чуваш. Ун-та, 1992. – 92 с.

78. Лихолетов, В. В. Системный анализ и проектирование систем управления [Текст]: учеб. пособие / В. В. Лихолетов. – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2004. – 160 с.

79. Котельникова, Е. Н. Кристаллохимия парафинов: Методы исследования, результаты, поведение в природе. [Текст] / Е. Н. Котельникова, С. К. Филатов. – Спб: Журнал Нева, 2002. – 352 с.

80. Сбор, транспортировка, хранение и подготовка нефти: учебно-методический модуль № 5. Предотвращение осаждения парафинов в трубопроводе (химическая обработка): учебно-методический блок № 1 [Текст] / Томский политехнический университет; НК ЮКОС. – Томск, 2000. – 55 с.

81. Kaufman, A. A. Acoustic and elastic wave fields in Geophysics, III. [Text] / A. A. Kaufman, A. L. Levshin. Amsterdam; London; New York: Elsevier, 2005. – 652 p.

82. Фейнман, Р. Фейнмановские лекции по физике [Текст]. Т. 7. Физика сплошных сред / Р. Фейнман, Р. Лейтон, М. Сэндс. – М.: Либроком, 2010. – 288 с.

83. Ландау, Л. Д. Теоретическая физика [Текст]: учеб. пособие для вузов. В 10 т. Т.7. Теория упругости / Л. Д. Ландау, Е. М. Лифшиц. – 5-е изд., стереот. – М.:

ФИЗМАТ ЛИТ, 2003. – 264 с.

84. Лурье, А. И. Нелинейная теория упругости [Текст] / А. И. Лурье. – М.: Наука: Главная редакция физико-математической литературы, 1980. – 512 с.

85. Carcione, J. M. Wave fields in real media: Wave propagation in anisotropic, anelastic, porous and electromagnetic media [Text] / J. M. Carcione. – 2nd edition, revised and extended. – Amsterdam; London; New York: Elsevier, 2005. – 538 p.

86. Алешкевич, В. А. Механика сплошных сред. Лекции. (Университетский курс общей физики) [Текст] / В. А. Алешкевич, Л. Г. Деденко, В. А. Караваев. – изд-во Физического факультета МГУ (НЭВЦ ФИПТ), 1997. – 72 с., илл.

87. Ding, H. Elasticity of transversely isotropic materials [Text] / H. Ding, W. Chen, L. Zhang. V. 126. Solid mechanics and its applications. – Dordrecht: Springer, 2006. – 443 p. DOI: 10.1007/1-4020-4034-2.

88. Chau, K. T. Vibrations of transversely isotropic finite circular cylinders [Text] / K. T.
Chau // Journal of Applied Mechanics. – 1994. – Vol. 61. – №4. – P. 964 – 970.
DOI:10.1115/1.2901587

89. Asphaltenes, Heavy Oils, and Petroleomics [Text] / edited by O. Mullins, E. Sheu, A. Hammami, A. G. Marshall. – New York: Springer, 2007. – 692 p.

90. Vollmann, J. Wave propagation in viscoelastic and anisotropic cylindrical structures [Text]: Diss. ... Doctor Tech. Sciences. / Johannes Vollmann. – Zürich, 1996. – 136 p.

91. Ермолов, И. Н. Теория и практика ультразвукового контроля [Текст] / И. Н. Ермолов. – М.: Машиностроение, 1981. – 240 с.

92. Алешин, Н. П. Методы акустического контроля металлов [Текст] / Н. П. Алешин, В. Е. Белый, А. Х. Вопилкин и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 456 с.

93. Алешкевич, В. А. Колебания и волны. Лекции. (Университетский курс общей физики) [Текст] / В. А. Алешкевич, Л. Г. Деденко, В. А. Караваева. – М.: изд-во Физического факультета МГУ, 2001. – 144 с.

94. Кучеряев, Б. В. Механика сплошных сред (Теоретические основы обработки давлением композитных металлов) [Текст]: учебник для вузов / Б. В. Кучеряев. – М.: «МИСИС», 2000. – 320 с.

95. Алешкевич, В. А. Механика сплошных сред. Лекции. (Университетский курс общей физики) [Текст] / В. А. Алешкевич, Л. Г. Деденко, В. А. Караваев, М.: изд-во Физического факультета МГУ, 1998. – 92 с., илл.

96. Handbook of Materials Modeling. Part B. Models [Text] / edited by Sydney Yip. – Dordrecht; Berlin; Heidelberg; New York: Springer, 2005. – 1372 p. DOI: 10.1007/1-4020-3286-2

97. Cornell, W. D. A second generation force field for simulations of proteins, nucleic acids, and organic molecules [Text] / W. D. Cornell, P. Cieplak, C. Bayly, I. Gould, K. Merz at. al. // J. Am. Chem. Soc. – 1995. – Vol. 117. – №19. – P. 5179 –5197. DOI: 10.1021/ja00124a002

98. MacKerell, A. D. All-atom empirical potential for molecular modeling and dynamics studies of proteins [Text] / A. D. MacKerell et al. // J. Phys. Chem. B. 1998. – Vol. 102. – №18. – P. 3586 – 3616. DOI: 10.1021/jp973084f

99. Sun, H. COMPASS: An ab initio force-field optimized for condensed-phase applications-overview with details on alkane and benzene compounds [Text] / H. Sun // J. Phys. Chem. B. – 1998. – Vol. 102. – №38. – P. 7338 – 7364. DOI: 10.1021/jp980939v 100. Rapp'e, A. K. UFF, a full periodic table force field for molecular mechanics and molecular dynamics simulations [Text] / A. K. Rapp'e, C. J. Casewit, K. S. Colwell, W. A. Goddard III, W. M. Skiff // J. Am. Chem. Soc. – 1992. – Vol. 114. – №25. – P. 10024 – 10035. DOI: 10.1021/ja00051a040

101. Stetsenko, M. Determination of elastic constants of anisotropic heavy petroleum product using molecular dynamics simulation [Text] / M. Stetsenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2014. – Vol. 5. – №6 (71). – P. 37 – 44. DOI: 10.15587/1729-4061.2014.26313

102. Stetsenko, M. Determining the elastic constants of hydrocarbons of heavy oil products using molecular dynamics simulation approach [Text] / M. Stetsenko // Journal of Petroleum Science and Engineering. – 2015. – Vol. 126. – P. 124 – 130. DOI:10.1016/j.petrol.2014.12.021

103. Martyna, G. Constant pressure molecular dynamics algorithms [Text] / G. Martyna,
D. Tobias, M. Klein // J. Chem. Phys. – 1994. – Vol. 101. – №5. – P. 4177 – 4189. DOI: 10.1063/1.467468

104. Field, M. A Practical Introduction to the Simulation of Molecular Systems [Text] /
M. Field. – 2nd edition. – New York: Cambridge University Press, 2007. – 344 p.

105. Cai, W. Periodic image effects in dislocation modelling [Text] / W. Cai, V. V. Bulatov, J. Chang, J. Li, S. Yip. // Philosophical Magazine. – 2003. – Vol. 83. – №5. – P. 539 – 567.

106. Стеценко, М. С. Развитие информационных и технических средств научного исследования фундаментальных свойств нефтепродуктов [Текст] / М. С. Стеценко // Матеріали наук.-техн. конф. «Енергетика судна. Експлуатація та ремонт», 26-28 марта 2014 г. – Одесса: ОНМА. – С. 21 – 23.

107. Developing model asphalt systems using molecular simulation [Text]: report on the research (final) / Dept. of Chemical Engineering University of Rhode Island; M. Greenfield, L. Zhang. Report No.000216. – Kingston, 2009. – 109 p.

108. Gawrys, K. L. How asphaltenes aggregate: role of chemistry and solvent [Text]: PhD dissertation / K. L. Gawrys. – Raleigh, 2005. – 410 p.

109. Headen, T. Evidence for Asphaltene Nanoaggregation in Toluene and Heptane from Molecular Dynamics Simulations [Text] / T. Headen, E. Boek, N. Skipper // Energy and Fuels. – 2009. – Vol. 23. – №3. – P. 1220 – 1229. DOI:10.1021/ef800872g

110. He, C. Toward negative Poisson ratio polymers through molecular design [Text] // Macromolecules / C. He, P. Liu, A. Griffin. – 1998. – Vol. 3. – №9. – P. 3145 – 3147. DOI: 10.1021/ma970787m

111. Kang, D. Pretransitional behavior above the nematic-isotropic phase transition of an auxetic trimmer liquid crystal [Text] / D. Kang, M. P. Mahajan, S. Zhang, R. G. Petschek,

C. Rosenblatt, C. He at. al. // Phys. Rev. E. 1999. – Vol. 60. – №4. – P. 4980 – 4982.
DOI: 10.1103/PhysRevE.60.4980

112. Wang, Y. C. Composites with inclusions of negative bulk modulus: Extreme damping and negative Poisson's ratio [Text] / Y. C. Wang, R. S. Lakes // Journal of Composite Materials. -2005. -Vol. 39.  $-N_{2}18$ . -P. 1645 -1657.

DOI: 10.1177/0021998305051112

113. Bagheri, S. R. Observation of Liquid Crystals in Heavy Petroleum Fractions [Text] /
S. R. Bagheri, A. Bazyleva, M. R. Gray, W. C. McCaffrey, J. M. Shaw // Energy and
Fuels. – 2010. – Vol. 24. – №8. – P. 4327 – 4332. DOI: 10.1021/ef100376t

114. Сараев, Д. В. Диэлектрическая спектроскопия в исследовании структурной организации нефтяных дисперсных систем [Электронный ресурс] / Д. В. Сараев, И. В. Лунёв, Т. Н. Юсупова, М. И. Тагирзянов, М. Р. Якубов, Ю. А. Гусев, Г. В. Романов // Электронный научный журнал «Нефтегазовое дело». – 2005. – №1.

URL: http://ogbus.ru/authors/Saraev\_1.pdf

115. Фомин, Ю. Я. Использование тяжелых топлив в судовых дизелях [Текст] / Ю.
Я. Фомин, Э. М. Половинка, В. И. Шестопалов. – М.: Транспорт, 1971. – 192 с.

116. Wang, Y. C. Composites with inclusions of negative bulk modulus: Extreme damping and negative Poisson's ratio [Text] / Y. C. Wang, R. S. Lakes // Journal of Composite Materials. – 2005. – Vol. 39, №18. – P. 1645 – 1657.

DOI: 10.1177/0021998305051112.

117. Стеценко, М. С. Исследование волнового поля топливопровода высокого давления малооборотных дизелей [Текст] / М. С. Стеценко // Проблеми техніки: Науково-виробничий журнал. – Одеса: ОНМУ, 2012. – № 2. – С. 22– 28.

118. Стеценко, М. С. Анализ колебательного движения топлива в магистрали высокого давления дизеля [Текст] / М. С. Стеценко, И. В. Логишев // Проблеми техніки: Науково-виробничий журнал. – Одеса: ОНМУ, 2014. – № 4. – С. 65 –77.

119. Бреховских, Л. М. Волны в слоистых средах [Текст] / Л. М. Бреховских. – М: Наука, 1973. – 343 с.

120. Бреховских, Л. М. Акустика слоистых сред [Текст] / Л. М. Бреховских, О. А. Годин. – М.: Наука, 1989. – 416 с.

121. Стеценко, М. С. Колебательные процессы в топливных трубопроводах высокого давления дизелей [Текст] / М. С. Стеценко, С. А. Ханмамедов // Матеріали наук.-техн. конф. «Енергетика судна. Експлуатація та ремонт», 30 ноября – 1 декабря 2010 г. – Одесса: ОНМА. – С. 33.

122. Стеценко, М. С. Колебания трубопроводов системы высокого давления дизелей [Текст] / М. С. Стеценко // Матеріали IV всеукраїнської наук.-техн. конф. «Сучасні проблеми двигунобудування. Стан, ідеї, рішення», 18 – 19 мая 2011 г. – Первомайск: ППИ НУК им. адм.. Макарова. – С. 74.

123. Стеценко, М. С. Колебания трубопроводов высокого давления дизелей [Текст] / М. С. Стеценко // Матеріали наук.-техн. конф. «Енергетика судна. Експлуатація та ремонт», 5 – 7 апреля 2011 г. – Одесса: ОНМА. – С. 47 – 48.

124. Стеценко, М. С. Колебания трубопроводов системы высокого давления дизеля [Текст] / М. С. Стеценко, С. А. Ханмамедов // Матеріали V міжнародної наук.-техн. конф. «Суднова енергетика: стан та проблеми», 10 – 11 ноября 2011 г. – Николаев: НУК им. адм. Макарова. – С. 142.

125. Стеценко, М. С. Повышение надежности топливной системы высокого давления малооборотных дизелей [Текст] / М. С. Стеценко, И. В. Логишев // Матеріали наук.-техн. конф. «Енергетика судна. Експлуатація та ремонт», 26 –28 марта 2014 г. – Одесса: ОНМА. – С. 23 – 26.

126. Nayfeh, A. H. Introduction to Perturbation Techniques [Text] / A. H. Nayfeh New York; Chichester; Brisbane; Toronto; Singapore: John Wiley & Sons, inc., 1993. – 519 p.

127. Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance [Text] / edited by C. Scheffer. – Amsterdam; Boston; Heidelberg; London; New York; Oxford; Paris; San Diego; San Francisco; Singapore; Sydney; Tokyo: Elsevier, 2004. – 255 p.

128. Ишемгужин, Е. И. Нелинейные колебания элементов буровых машин [Текст]: учеб. пособие / Е. И. Ишемгужин. – Уфа: Изд-во УГНТУ, 1999. – 109 с.

129. Вибрации в технике [Текст]: справочник: в 6-ти т. / ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1978.

Т. 1. Колебания линейных систем / под ред. В. В. Болотина. – 1978. – 352 с, ил.

130. Хакимов, А. Г. Пространственные колебания трубопровода под действием переменного внутреннего давления [Текст] / А. Г. Хакимов, М. М. Шакирьянов // Вестник УГАТУ. – Уфа: УГАТУ, 2010. – Т. 14. – № 2 (37). – С. 30 – 35.

131. Муницын, А. И. Пространственные нелинейные колебания стержня с двумя жесткими заделками [Текст] / А. И. Муницын, Л. Н. Крайнова, Н. А. Сабанеев // «Вестник ИГЭУ». – Иваново: ГОУВПО, 2010. – Вып. 2. – С. 1 – 3.

132. Stetsenko, M. Vibrational aspect in low speed diesel engines high pressure fuel system reliability [Text] / M. Stetsenko // Journal of POLISH CIMAC. – 2014. – Vol. 9. – N2. – P. 185 – 195.

133. De Silva, C. W. Vibration: Fundamentals and Practice [Text] / C. W. De Silva. – Boca Raton: CRC Press LLC, 2000. – 957 p.

134. Flow-induced vibrations: classifications and lessons from practical experiences [Text] / edited by Shigehiko Kaneko at al. – 2nd ed. – Amsterdam; Boston; Heidelberg; London; New York; Oxford; Paris; San Diego; San Francisco; Singapore; Sydney; Tokyo: Elsevier, 2014. – 410 p.

135. Han, S. M. Dynamics of transversely vibrating beams using four engineering theories [Text] / S. M. Han, H. Benaroya, T. Wei // Journal of Sound and vibration. – 1999. –Vol.  $225. - N_{2}5. - P. 935 - 988.$ 

136. Стретт, М. Д. О. Функции Ляме, Матье и родственные им в физике и технике с приложением таблиц функций Матье, составленных Айнсом / перевод с нем. под ред. и с доп. инж. А. М. Эфрос. – К.: Гос. науч.-тех. изд-во. Украины, 1935. – 239 с.

137. Постонов, В. А. Вибрация корабля [Текст]: учебник / В. А. Постонов, В. С. Калинин, Д. М. Ростовцев. – Л.: Судостроение, 1983. – 248 с.

138. Magnus, W. Hill's Equation [Text] / W. Magnus, S. Winkler. – New York: Dover, 1979. – 172 p.

139. ICU - Size III Acceptance Test Record for RT-flex82C [Text]: test made by D. Imboden / private archive of M. S. Stetsenko. – Wärtsilä, 19.05.2009. – 3 p.

140. Han, D.-H. Seismic properties of heavy oils-measured data [Text] / D.-H. Han, J. Liu,
M. Batzle. – The Leading Edge. – 2008. – Vol. 27. – №9. – P. 1108 – 1115.
DOI: 10.1190/1.2978972
141. Тимошенко, С. П. Курс теории упругости [Текст] / С. П. Тимошенко / под ред.
Э. И. Григолюка. – К.: Наукова думка, 1972. – 508 с.

142. Конструкційні та функціональні матеріали [Текст]: навч. посібник: у 2 ч. – К.: Техніка, 2004.

Ч.2: Функціональні матеріали. Фізичні аспекти кінетики виникнення руйнувань.
Технічна діагностика матеріалів і виробів [Текст] / В. П. Бабак, Д. Ф. Байеа, В. М.
Різак, С. Ф. Філоненко. – 368 с., іл.

143. Пат. 79316 Україна, МПК F02M 63/00. Автоматизований пристрій запобігання розриву паливопроводів високого тиску малообертових дизелів [Текст] / Стеценко М. С.; заявл. 27.06.2012; опубл. 25.04.2013. Бюл. №8.

144. Стеценко, М. С. Особенности технической эксплуатации топливной системы высокого давления малооборотных дизелей [Текст] / М. С. Стеценко, И. В. Логишев // Матеріали міжнародної наук.-техн. конф. «Суднові енергетичні установки: експлуатація та ремонт», 24-25 марта 2015 р. – Одесса: ОНМА. – С. 20-25.

145. ДСТУ 2863-94 Надійність техніки. Програма забезпечення надійності. Загальні вимоги [Текст]. – Введ. 1997.01.01. – К.: Видавництво стандартів. – 86 с.

#### Приложение А

#### Некоторые модели реологического поведения НДС

Реологическая модель упругого тела является выражением закона упругой деформации Гука, согласно которому касательное напряжение (напряжение сдвига), возникающее при сдвиговой деформации тела, пропорционально деформации сдвига (рис. А.1 а) [31]:

$$\tau = G\gamma, \tag{A.1}$$

где т – напряжение сдвига, *G* – модуль сдвиговой упругости, γ – градиент сдвига.

Модель пластического тела отражает его нелинейное поведение (рис. А.1 б), что обусловлено отсутствием пропорциональности между напряжением и деформацией сдвига: при напряжениях сдвига, меньших предельного (предела текучести)  $\tau^*$ , деформация не происходит. При достижении напряжения  $\tau = \tau^*$  деформация происходит с определенной скоростью, для осуществления которой уже не требуется дальнейшего повышения напряжения. Механизм пластического течения заключается в совокупности актов разрыва и восстановления контактов между дисперсными частицами после преодоления предельного напряжения сдвига  $\tau^*$ исследуемой системы. Пластичное тело после снятия напряжения сохраняет свою форму.

Реологическая модель вязкого тела является выражением закона вязкого трения Ньютона, согласно которому касательное напряжение (напряжение сдвига), возникающее между соседними слоями жидкости при ее течении, пропорционально поперечному градиенту скорости (рис. А.1 в) [31]:

$$\tau = \eta \cdot \dot{\gamma}, \tag{A.2}$$

где  $\tau$  – напряжение сдвига,  $\eta$  – динамическая вязкость жидкости,  $\dot{\gamma} = d\gamma/dt$  – скорость сдвига.

Вязкое течение является термически активируемым процессом, поэтому вязкость экспоненциально зависит от температуры в соответствии с теорией Эйринга – Френкеля.

Комбинацией трех простейших случаев механического поведения тел получают различные реологические модели, которые можно использовать для описания поведения реальных систем. Из многочисленных комбинаций для анализа реологического поведения НДС рассмотрим модель Бингама – Шведова, характеризующую поведение вязкопластичных тел (см. рис. А.2), и модель Максвелла, описывающая поведение вязкоупругого тела (рис. А.3).



а) модель упругого тела;

б) модель пластического тела;

в) модель вязкого тела

Реологическая модель вязкопластичной жидкости, полученная Ф. Н. Шведовым в 1889 г. для растворов желатина и Бингамом в 1916 г. для глинистых растворов, может быть записана в виде [31]

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\tau} &= \boldsymbol{\tau}_0 + \boldsymbol{\eta}_b \cdot \dot{\boldsymbol{\gamma}}, \ \dot{\boldsymbol{\gamma}} > 0; \\ \boldsymbol{\tau} &\leq \boldsymbol{\tau}_0, \ \dot{\boldsymbol{\gamma}} = \boldsymbol{0}, \end{aligned} \tag{A.3}$$

где  $\eta_b$  – бингамовская или пластическая вязкость, которая в данной модели постоянна.

В этой модели деформация тела по закону Ньютона развивается после достижения предельного напряжения сдвига  $\tau_0$ . Такое поведение вязкопластичной жидкости исходит из предположения о наличии у покоящейся жидкости пространственной структуры, достаточно жесткой, чтобы сопротивляться любому напряжению, не превосходящему по величине  $\tau_0$ . При  $\tau > \tau_0$  структура в жидкости полностью разрушается и последняя ведет себя как ньютоновская жидкость. Подобные свойства могут проявлять высокопарафинистые нефти, буровые глинистые растворы, масляные краски [31].



Рис. А.2. Модель Бингама-Шведова для вязкопластического тела



Рис. А.3. Модель Максвелла для вязкоупругого тела.

Качественное описание динамических свойств вязкоупругих жидкостей дают механические модели, которые представляет собой последовательное сочетание вязкого и упругого элементов.

Механическая модель вязкоупругой среды, полученная последовательным соединением пружины и поршня, называется моделью Максвелла (см. рис. А.3) и записывается в виде

$$\delta d\tau/dt + \tau = \eta \dot{\gamma}, \tag{A.4}$$

где  $\delta = \eta/G$  – время релаксации, или постоянная времени экспоненциального ослабления напряжения при неизменной деформации. Использование модели Максвелла позволяет оценить релаксационные свойства нефти. Из нефтяных сред вязкоупругие свойства проявляют нефти и нефтепродукты с большим содержанием смол [31].

#### Приложение Б

#### Связь между строением углеводородов и числом упругих констант

Согласно современным представлениям о строении и структуре молекул нормальных парафиновых углеводородов (алканов) последним приписывается зигзагообразная меандровидная конфигурация [79, 80] (рис. Б.1 и Б.2) с постоянным тетраэдрическим углом α=109°28' между молекулярными связями CH<sub>2</sub>–CH<sub>2</sub> и постоянным расстоянием между углеродными атомами порядка 1,54 Å, расположенными в одной плоскости.



Рис. Б.1. Схема строения н-парафина: С – атомы углерода, Н – атомы водорода



Рис. Б.2. Объемная модель молекулы нормального парафина C<sub>19</sub>H<sub>40</sub>: 1 – атомы углерода, 2 – атомы водорода

Из этого, однако, не следует, что алифатические молекулы можно рассматривать как плоские фигуры.

Расположенные парами в плоскостях, перпендикулярных к плоскости зигзагообразной цепи молекулы углеводорода, атомы углерода придают сечению цепи овальный вид, приближающийся к окружности с радиусом около 2,6 Å. Это обстоятельство обусловливает возможность осуществления различного рода колебаний цепи в целом и ее вращения даже в структуре кристалла, а также перехода в различные модификации [79, 80].

Среди нормальных парафиновых углеводородов известны и такие, которые насчитывают десятки углеродных атомов, длина молекул которых достигает 100 Å. Известно, что общее число возможных конфигураций, которые может принимать линейная молекула, состоящая из п звеньев, равна 2<sup>n-1</sup> [79, 80].

Выделяют три низкотемпературные кристаллические модификации нпарафинов: ромбическую, моноклинную и триклинную [79]. Их разнообразие определятся числом атомов углерода (длиной молекулы) и четностью числа (симметрией молекулярной цепочки).

В результате теплового воздействия молекулы углеводородов могут совершать фазовый переход и образовывать поворотные изомеры различного типа, при этом симметрия кристаллов повышается до гексагональной. Это объясняется тем, что по мере повышения температуры внутримолекулярное вращение в метиленовых цепях становится все более ярко выраженным, а амплитуда вращательных колебаний звеньев цепей возрастает. Такое состояние получило название гексагональной ротационной модификации [79]. Высокотемпературная гексагональная ротационнокристаллическая модификация характеризуется строгим порядком в расположении осей молекул и беспорядком в азимутальных поворотах молекул. Переход нпарафинов в ротационно-кристаллическое состояние происходит при температуре, близкой к температуре плавления.

Исследуя особенности движения длинноцепочных молекул углеводородов при ламинарном режиме, Штаудингер показал, что в этих условиях молекулы углеводородов ведут себя как твердые плоские ленты коллоидных размеров. Такое пред-

ставление о состоянии и способе перемещений молекул углеводородов тем ближе к действительности, чем короче их цепи и ниже температура окружающей среды [79].

Установлено, что алифатические углеводороды способны к образованию цепных молекул большой длины. Связь между молекулами при ЭТОМ осуществляется за счет дисперсионных сил Ван-дер-Ваальса между метиленовыми СН<sub>2</sub> или концевыми метальными СН<sub>3</sub> группами соседних молекул. Длина образовавшихся макромолекул ограничивается в этих случаях лишь устойчивостью их по отношению к тепловому движению, а также величиной градиентов скорости потока. При больших скоростях потока и высокой температуре среды молекулярные нити легко разрушаются и генерируются вновь. Поскольку углеводороды цепного строения могут существовать в растворах в виде как прямолинейных, так и хаотически закрученных цепей, статическое равновесие между модификациями обоих типов определяется абсолютным значением температуры и может быть сдвинуто в ту или иную сторону [79, 80].

В кристаллическом состоянии могут быть не только алифатические, но и нафтеновые и даже ароматические углеводороды. Строение молекул углеводородов двух последних типов также изучено, хотя и в несколько меньшей степени, чем алифатических. Согласно данным конформационного анализа, молекулы нафтеновых углеводородов представляют собой замкнутые метиленовые кольца с алифатическими цепями различной длины нормального и разветвленного строения. Ароматические же углеводороды имеют в своей основе плоские структуры бензольного ядра. Таким образом, молекулы основных типов высокомолекулярных соединений нефти характеризуются особой, присущей им геометрической формой. Они могут быть линейной либо разветвленной цепью или трехмерной структурой, представляющей собой цепи, соединенные поперечными связями. Причем только парафиновые углеводороды нормального строения могут иметь нитевидные молекулы меандровидной формы, а для их изомеров характерно разветвленное строение [79, 80].

Известные на сегодняшний день данные об индивидуальных гомологах нпарафинов позволяют распределить их на несколько групп по типу сингонии кристаллической решетки (табл. Б.1) [79].

Нечетные гомологи	ромбические
Четн	ые гомологи
$n \leq 24$	триклинные
<i>n</i> = 26 и 28	триклинные и моноклинные
<i>n</i> = 30, 32 и 34	моноклинные
n=36	моноклинный и ромбический
n > 36	ромбические

# Нормальные парафины C<sub>n</sub>H<sub>2n+2</sub>

Таблица Б.1

190

#### Приложение В

# Вывод уравнения Матье для параметрических изгибных колебаний топливопровода высокого давления

Дифференциальное уравнение изогнутой оси Dx (см. рис. 4.6) можно записать в виде

$$EJ\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = -M. \tag{B.1}$$

Затем в соответствии с принципом Даламбера уравнения движения может принимать форму [119-124]

$$EJ\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} = q_t \tag{B.2}$$

или

$$EJ\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + m(x)\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - F_i \left(P_0 + P_a \cos \omega t\right)\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0, \tag{B.3}$$

где Е – модуль Юнга и J – осевой момент инерции площади поперечного сечения трубопровода. Уравнение (В.3) описывает вынужденные изгибные колебания трубы, когда потери энергии и напряжение сдвига считаются незначительными. Так как внешняя сила выражается гармонической функцией времени, изгибные колебания трубы должны быть параметрическими. Параметрические колебания часто анализируются с помощью метода Матье-Хилла. В соответствии с этим методом дифференциальные уравнения движения могут быть привлечены к форме Матье, а

затем исследованы на стабильность [115, 125]. Будем искать решение уравнения (В.3) в форме

$$w(x) = X(x) \cdot T(t).$$

Тогда получим:

$$\frac{1}{X} \left[ \frac{d^4 X}{dx^4} - Q_0^2 (1 + Q_1 \cos \omega t) \frac{d^2 X}{dx^2} \right] + \frac{1}{T} a^2 \frac{d^2 T}{dt^2} = 0, \quad (B.4)$$

где

$$a^{2} = \frac{m(x)}{EJ}, Q_{0}^{2} = \frac{P_{0}F_{i}}{EJ}, Q_{1} = \frac{P_{a}}{P_{0}}.$$

Уравнение (В.4) распадается на два уравнения:

$$\frac{1}{X} \left[ \frac{d^4 X}{dx^4} - Q_0^2 (1 + Q_1 \cos \omega t) \frac{d^2 X}{dx^2} \right] = \alpha + \beta Q_0^2 (1 + Q_1 \cos \omega t), \quad (B.5)$$

И

$$\frac{1}{T}a^{2}\frac{d^{2}T}{dt^{2}} = -\alpha - \beta Q_{0}^{2}(1 + Q_{1}\cos\omega t),$$
(B.6)

где α и β являются неизвестные постоянные расщепления уравнения. При интегрировании уравнения (В.5) мы должны рассматривать *t*, как константу. Будем искать его частное решение в форме

$$X = e^{qx}.$$
 (B.7)

Подставив выражение (В.7) в уравнение (В.5), получим:

$$q^{4} - Q_{0}^{2}(1 + Q_{1}\cos\omega t)q^{2} = \alpha + \beta Q_{0}^{2}(1 + Q_{1}\cos\omega t).$$
(B.8)

Из уравнения (В.8) найдем:

$$q^{2} = \frac{Q_{0}^{2}(1+Q_{1}\cos\omega t)}{2} \pm \sqrt{\frac{Q_{0}^{4}(1+Q_{1}\cos\omega t)^{2}}{4}} + \left(\alpha + \beta Q_{0}^{2}(1+Q_{1}\cos\omega t)\right) = \delta_{1} \pm \delta_{2}.$$

Приняв

$$z_j^2 = \delta_1 + \delta_2;$$
  
$$z_k^2 = \delta_1 - \delta_2,$$

мы получим интеграл уравнения (В.5), который может быть записан в виде [126]

$$X = A\cosh z_j x + B\sinh z_j x + C\cos z_k x + D\sin z_k x.$$
(B.9)

Для нахождения неизвестных постоянных A, B, C и D, мы должны задать граничные условия на концах трубы в координатах x = 0; x = L. Для жесткого закрепления условия должны быть:

$$X(0) = X(l) = 0, \qquad \frac{dX(0)}{dx} = \frac{dX(l)}{dx} = 0.$$

Эти условия дают в совокупности четыре уравнения, которые имеют только тривиальное решение. Предполагая  $z_j = z_k$ , мы можем упростить эти уравнения.

Тогда, приравняв определитель системы к нулю, можно получить уравнение частот. Оно имеет вид [122, 124-126]:

$$\Delta(z_k L) = 0,$$

ИЛИ

$$\operatorname{ch}(z_k L) \cos(z_k L) = 1. \tag{B.10}$$

Трансцендентное уравнение (В.10) не имеет аналитического решения. Его первые четыре корня: 4,73, 7,853, 10,996 и 14,137. В общем виде решение уравнения (В.10) может быть выражено с достаточной точностью как

$$z_k = \frac{\pi(2k+1)}{2L}; \quad k = 1, 2, 3...n.$$
 (B.11)

Путем исключения констант C, D и B из уравнения (В.9), и полагая A = 1, мы можем получить запись решения в виде

$$X_{k} = \frac{\operatorname{ch} z_{k} x - \cos z_{k} x}{\operatorname{ch} z_{k} L - \cos z_{k} L} + \frac{\operatorname{sh} z_{k} x - \sin z_{k} x}{\sin z_{k} L - \operatorname{sh} z_{k} L} x.$$
(B.12)

Тогда общий интеграл уравнения (В.3) может быть выражен в виде суммы:

$$w(x) = \sum_{k} X_k T_k. \tag{B.13}$$

С учетом результата (B.11) решение для биквадратного уравнения будет иметь вид:

$$\frac{\pi^4 (2k+1)^4}{16L^4} - \frac{\pi^2 (2k+1)^2}{4L^2} Q_0^2 (1+Q_1 \cos \omega t) = \alpha + \beta Q_0^2 (1+Q_1 \cos \omega t).$$
(B.14)

Откуда мы определяем  $\alpha$  и  $\beta$ :  $\alpha = \frac{\pi^4 (2k+1)^4}{16L^4}$  и  $\beta = -\frac{\pi^2 (2k+1)^2}{4L^2}$ .

Обратимся теперь к интегрированию уравнения (В.6), которое теперь будет иметь следующий вид:

$$\frac{d^2T}{dt^2} + p_k^2 \left(1 - q_k^2\right) \left(1 - \frac{b_k^2}{1 - q_k^2} \cos \omega t\right) T = 0, \qquad (B.15)$$

где

$$p_{k} = \frac{\pi^{2}(2k+1)^{2}}{a4L^{2}}, b_{k}^{2} = \frac{4L^{2} \cdot P_{a} \cdot F_{i}}{\pi^{2}(2k+1)^{2} \cdot EJ} = \frac{P_{a} \cdot F_{i}}{P_{crit}}, q_{k}^{2} = \frac{P_{0} \cdot F_{i}}{P_{crit}}.$$
 (B.16, B.17, B.18)

Уравнение (В.15) является искомым уравнением Матье. Перепишем его, введя новую независимую переменную  $2x = \omega t$ :

Обозначив

$$\frac{4}{\omega^2} p_k^2 \left(1 - q_k^2\right) = \lambda$$

И

$$\frac{b_k^2}{1-q_k^2} = 2h^2,$$

уравнение (В.15) примет известный вид [115, 125, 126, 138]:

$$\frac{d^2T}{dx^2} + (\lambda - 2h^2 \cos 2x)T = 0.$$
 (B.15a)

# Приложение Г

# Свойства атомного состава моделей глеводородов и САВ

### Таблица Г.1

Молекула	Масса, г/моль	% С (от общей массы)	%Н	H/C
$C_{19}H_{40}$	268,59	85	15	2,1
$C_{24}H_{50}$	338,74	85	15	2,08
$C_{36}H_{74}$	507,1	85,3	14,7	2,06
$C_{7}H_{14}$	98,21	85,6	14,4	2
$C_{12}H_{12}$	156,24	92,2	7,8	1

# Свойства атомного состава некоторых предельных и ароматических углеводородов

## Таблица Г.2

## Параметры моделей кристаллических решеток н-парафинов

Модель кристалличес кой решетки н-парафина	Масса, г/моль	Число атомов	Объем, Å <sup>3</sup>	<i>a</i> , Å	b, Å	<i>c</i> , Å	α	β	γ
C <sub>19</sub> H <sub>40</sub>	137518,1	30208	468873,6	312,2	31,6	47,5	90°	90°	90°
C <sub>24</sub> H <sub>50</sub>	73167,8	15984	276400,5	396	28,7	25,5	91°	96°	106,1°
C <sub>36</sub> H <sub>74</sub>	109533,6	23760	825940	555,1	33,4	44,5	90°	90°	90°

Таблица Г.3

## Свойства атомного состава молекул асфальтена и смолы

Молекула	Масса, г/моль	% С (от общей массы)	%Н	% O	% N	% S
$C_{84}H_{98}N_2S_2O_3$	1247,82	80,9	7,9	3,9	2,2	5,1
$C_{26}H_{40}NS_2$	430,73	72,5	9,4	_	3,3	14,9

# Молекулярный состав моделей ассоциатов смолисто-асфальтеновых веществ

	Число молекул				Массовая доля			
Модель 1	Асфальтен	Ы	Смолы		Асфальтены		С	молы
	27		135		36,7		63,3	
Модель 2	Асфальтены	1,7- диметил- нафталин		Метил- цикло- гексан	Асфальтены	1,7- диме нафт	стил- галин	Метил- цикло- гексан
	27		270	540	540 26,1 32,7		2,7	41,1

Таблица Г.5

# Свойства атомного состава моделей ассоциатов смолисто-асфальтеновых веществ

Модель	Масса, г/моль	% С (от общей массы)	%Н	% O	% N	% S	H/C
1	91840,32	75,6	8,8	1,4	2,9	11,3	1,39
2	128892,02	86,5	10,5	1	0,6	1,3	1,44

Таблица Г.6

## Параметры моделей ассоциатов смолисто-асфальтеновых веществ

Модель	Масса, г/моль	Число атомо в	Объем, Å <sup>3</sup>	a, Å	b, Å	c, Å	α	β	γ
1	91840,3	14418	190625,6	57,55	57,55	57,55	90°	90°	90°
2	128892	22923	267538,2	64,44	64,44	64,44	90°	90°	90°

# Приложение Д

# Пример процесса релаксации молекулярного ансамбля н-парафина C<sub>24</sub>H<sub>50</sub> в ходе модельного эксперимента

пообосторовать инородитеристи инородитеристи инородитеристи инородитеристи инородитеристи инородитеристи	Altorda.orgdedar Angelenskeldar Angelenskeldar Angelenskeldar Angelenskelder Angelenskeldar	Contraction     Contraction     Contraction     Contraction     Contraction     Contraction     Contraction     Contraction     Contraction	**************************************	изородострания изородострания изородоли досума изородоли и изородоли и изородоли и изородоли и изородоли и изородоли и изородоли и изородоли и изородоли и и и и и и и и и и и и и и и и и и и	"пособларовоски мародаровоски мародаровоски мародаровоски мародаровоски лародародаровоски ларода лародарода лародаровоски ларода ларода ларода ларода ларод	
		1	$t = 0 \ \pi c$			
		Ø	Ş	<u></u>	Ŷ	······;
		t	= 20 пс			
	Ę.		<u></u>	Ē	Ý	·····; '' ······

 $t = 40 \ {
m nc}$ 



*t* = 60 пс

Рис. Д.1. Процесс релаксации кристаллической решетки н-парафина C<sub>24</sub>H<sub>50</sub> в промежутке 0-60 пс с шагом 20 пс

# Приложение Е

Пример массива данных полученного в результате модельного эксперимента для н-

парафина  $C_{24}H_{50}$ 

LAMMPS (30 Aug 2012) # P1-C24H50Enew-z1000-t373.15 units real atom\_style full boundary p p p pair\_style lj/charmm/coul/charmm 8.0 10.0 8.0 10 dielectric 1.0 special\_bonds lj 0.0 0.0 0.0 coul 0.0 0.0 0.0 bond\_style harmonic angle\_style harmonic dihedral\_style charmm read data P1-C24H50Enew-z1000-t373.15.data  $4 = \max \text{ bonds/atom}$  $6 = \max \text{ angles/atom}$  $9 = \max dihedrals/atom$ triclinic box = (-160.576 - 10.9665 - 10.5958) to (235.424 - 16.5886 - 14.7346) with tilt (-7.95338 -2.66548 -1.23255) 1 by 1 by 1 MPI processor grid 16632 atoms 16416 bonds 32400 angles 46656 dihedrals  $4 = \max \# \text{ of } 1-2 \text{ neighbors}$  $6 = \max \# \text{ of } 1-3 \text{ neighbors}$  $12 = \max \# \text{ of } 1-4 \text{ neighbors}$ 

 $16 = \max \# \text{ of special neighbors}$ 

group mobile union all

16632 atoms in group mobile

timestep 1

fix 1 mobile npt temp 373.15 373.15 20.0 x 0.0 0.0 350.000000 y 0.0 0.0 350.000000 z

0.000000 -1000.000000 350.000000 couple xy

velocity mobile create 373.15 1263602140 mom yes rot yes dist gaussian

- dump 1 all atom 20 P1-C24H50Enew-z1000-t373.15.dump
- dump\_modify 1 scale no image yes

dump 2 all custom 20 P1-C24H50Enew-z1000-t373.15.veldump vx vy vz

thermo\_style custom etotal ke pe ebond eangle edihed eimp evdwl ecoul elong temp press

pxx pxy pxz pyy pyz pzz vol lx ly lz

thermo\_modify line multi

thermo 20

thermo\_modify flush yes

run 300000

Memory usage per processor = 63.6839 Mbytes

----- Step 0 ----- CPU = 0.0000 (sec) -----

TotEng = 344594.8559 KinEng = 18498.4829 PotEng = 326096.3730

E\_bond = 38241.3788 E\_angle = 288992.2438 E\_dihed = 6373.2941

 $E_{impro} = 0.0000 E_{vdwl} = -6873.5093 E_{coul} = -637.0344$ 

E\_long = 0.0000 Temp = 373.1500 Press = -55584.2296

Pxx = -138098.7042 Pxy = 801.7986 Pxz = 28.3470

Pyy = -24785.8618 Pyz = -2070.1091 Pzz = -3868.1229

Volume = 276400.5401 Lx = 396.0000 Ly = 27.5551

Lz = 25.3303

----- Step 20 ----- CPU = 9.7060 (sec) -----

TotEng = 316363.6045 KinEng = 77455.0077 PotEng = 238908.5968

E\_bond = 41656.1544 E\_angle = 186508.2893 E\_dihed = 4310.8005

 $E_{impro} = 0.0000 E_{vdwl} = 7134.4031 E_{coul} = -701.0506$ 

 $E_{long} = 0.0000$  Temp = 1562.4166 Press = -51414.1304 Pxx = -177570.0497 Pxy = 9161.7755 Pxz = 2129.6125 Pyy = 14043.1638 Pyz = 2935.5422 Pzz = 9284.4945 Volume = 267721.0275 Lx = 389.3951 Ly = 27.0955 Lz = 25.3743----- Step 40 ----- CPU = 19.8083 (sec) -----TotEng = 242517.8893 KinEng = 77772.8732 PotEng = 164745.0161  $E_bond = 41132.1048 E_angle = 120135.1488 E_dihed = 4783.0576$  $E_{impro} = 0.0000 E_{vdwl} = -680.0807 E_{coul} = -625.2143$  $E_{long} = 0.0000$  Temp = 1568.8285 Press = -38512.2642 Pxx = -122352.5108 Pxy = -4527.5456 Pxz = 2235.5573 Pyy = 15131.2006 Pyz = 1803.4677 Pzz = -8315.4824 Volume = 259402.9360 Lx = 383.1617 Ly = 26.6618 Lz = 25.3924----- Step 60 ----- CPU = 30.1935 (sec) -----TotEng = 188740.8491 KinEng = 69000.3720 PotEng = 119740.4771  $E_bond = 27048.4742 E_angle = 89938.0406 E_dihed = 4057.1423$  $E_{impro} = 0.0000 E_{vdwl} = -661.9003 E_{coul} = -641.2797$  $E_{long} = 0.0000$  Temp = 1391.8703 Press = -24047.7895 Pxx = -108505.5091 Pxy = -2469.7572 Pxz = 411.7721 Pyy = 30954.7277 Pyz = 432.0940 Pzz = 5407.4130 Volume = 254948.3273 Lx = 379.2565 Ly = 26.3901 Lz = 25.4729----- Step 80 ----- CPU = 41.7997 (sec) -----TotEng = 140777.3255 KinEng = 48124.8698 PotEng = 92652.4557 E\_bond = 15575.6271 E\_angle = 77055.8955 E\_dihed = 3646.9621  $E_{impro} = 0.0000 E_{vdwl} = -2953.8116 E_{coul} = -672.2175$  $E_{long} = 0.0000 \text{ Temp} = 970.7712 \text{ Press} = -2343.7284$ Pxx = -56066.7654 Pxy = 2288.7886 Pxz = -14.7327 Pyy = 37559.9042 Pyz = 779.2741 Pzz = 11475.6760

. . .

. . .

------ Step 70440 ----- CPU = 32521.9538 (sec) ------TotEng = 30346.1803 KinEng = 18511.8019 PotEng = 11834.3784E\_bond = 6345.2603 E\_angle = 9645.4419 E\_dihed = 1545.1201E\_impro = 0.0000 E\_vdwl = -5466.9850 E\_coul = -234.4588E\_long = 0.0000 Temp = 373.4187 Press = 200.9954Pxx = 28.0538 Pxy = -409.0272 Pxz = 228.6791Pyy = 335.4935 Pyz = -296.0463 Pzz = 239.4389Volume = 288535.8723 Lx = 359.4998 Ly = 24.9910Lz = 32.1157------ Step 70460 ----- CPU = 32530.6198 (sec) ------TotEng = 30045.6175 KinEng = 18224.1752 PotEng = 11821.4423E\_bond = 6426.3268 E\_angle = 9587.2230 E\_dihed = 1537.0868E\_impro = 0.0000 Temp = 367.6167 Press = -369.7292Pxx = -471.9042 Pxy = 51.7031 Pxz = 365.2692

Pyy = -316.7139 Pyz = -7.9442 Pzz = -320.5694 Volume = 288733.0641 Lx = 359.5809 Ly = 24.9966 Lz = 32.1232----- Step 70480 ----- CPU = 32539.8011 (sec) -----TotEng = 30037.0099 KinEng = 18413.3123 PotEng = 11623.6976 E\_bond = 6325.9189 E\_angle = 9555.1317 E\_dihed = 1512.5305  $E_{impro} = 0.0000 E_{vdwl} = -5537.5006 E_{coul} = -232.3829$  $E_{long} = 0.0000$  Temp = 371.4319 Press = -45.2906 Pxx = -57.4430 Pxy = 184.3110 Pxz = -268.3844Pyy = -87.0085 Pyz = -52.7951 Pzz = 8.5797 Volume = 288950.4513 Lx = 359.7003 Ly = 25.0049 Lz = 32.1261----- Step 70500 ----- CPU = 32548.4504 (sec) ------TotEng = 30212.9879 KinEng = 18367.2188 PotEng = 11845.7691 E\_bond = 6420.3268 E\_angle = 9630.0136 E\_dihed = 1506.0172  $E_{impro} = 0.0000 E_{vdwl} = -5478.6272 E_{coul} = -231.9614$  $E_{long} = 0.0000$  Temp = 370.5022 Press = -401.2718 Pxx = -424.2682 Pxy = -196.8631 Pxz = -5.2506Pyy = -645.2677 Pyz = 39.1129 Pzz = -134.2797 Volume = 289108.9365 Lx = 359.8076 Ly = 25.0123 Lz = 32.1245

## Приложение Ж

# Пример результатов моделирования для н-парафина C<sub>24</sub>H<sub>50</sub>, представленные в виде графического материала и результатов численного расчета встроенной подпрограммой



Рис. Ж.1. Изменение полной и потенциальной энергий и моделируемого объема в ходе моделирования:

- 1 объем ячейки;
- 2 полная энергия;
- 3 потенциальная энергия



Рис. Ж.2. Зависимость продольного напряжения от деформации:

- 1 график зависимости напряжения от деформации;
- 2 линеаризованная функция



Рис. Ж.З. Зависимость сдвигового напряжения от деформации:

- 1 график зависимости напряжения от деформации;
- 2 линеаризованная функция

Job name P1-C24H50Enew-z1000-t373.15

Pressure in Atm Temperature in K Length in Angstrom

Initial pressure : 0.0

Final pressure : -1000.0

read log file ...

long format ...

Press ('min : -1102.69 ', 'max : 939.469 ', 'mean : -66.3009667969 ', 'std : 88.1086651528 ') Temp ('min : 365.134 ', 'max : 382.628 ', 'mean : 373.182734375 ', 'std : 0.461669320238 ') Pxx ('min : -1288.67 ', 'max : 1324.25 ', 'mean : -56.3637841797 ', 'std : 116.957331963 ') Pyy ('min : -1331.4 ', 'max : 1591.52 ', 'mean : 25.1423388672 ', 'std : 118.904588852 ') Pzz ('min : -2006.6 ', 'max : 1777.61 ', 'mean : -167.681484375 ', 'std : 146.478385778 ') Lx ('min : 359.43 ', 'max : 416.565 ', 'mean : 372.75125 ', 'std : 13.64178725 ') Ly ('min : 24.9861 ', 'max : 28.9861 ', 'mean : 30.7097509766 ', 'std : 0.585239623462 ') linear coefficients a= 0.520013929195 b= -922.241726736 liner coefficients a= 0.565687554046 b= -922.241690435 linear coefficients a= 1.10057724828 b= -1799.99249694 linear coefficients a= 1.19724270151 b= -1799.9925305 Poisson's ratio nu= 0.519022878679

#### Приложение 3

#### Патент на полезную модель

На рис. 3.1 изображен поперечный разрез топливопровода высокого давления с крепежными фланцами, который дополнен автоматизированным устройством предотвращения разрыва. Топливо движется в трубе высокого давления 1, которая размещена в защитной дублирующей трубе 2. Топливопровод оснащен защитным кожухом 3, который выполнен из термостойкого гофрированного материала. Объем кожуха заполнен порошком 4, который обладает свойством кристаллизироваться в растворе воды, например, ацетатом натрия. На топливопроводе закреплен датчик (или несколько датчиков) вибрации 5, который подает сигнал на блок управления 6. Фланец топливной трубы высокого давления дополнен быстросъемным соединением 7 для подачи воды. При достижении установленного или заводом-изготовителем критического уровня вибрации блок управления подает управляющий импульс на электромагнитный клапан подачи пресной воды 8, который подключен к системе снабжения пресной водой судна. Кристаллизация порошка за короткий промежуток времени приведет к значительному увеличению массы кожуха и топливного трубопровода в целом и, таким образом, изменению собственной частоты колебаний трубы. В результате опасный резонанс исчезает, а дежурный механик оповещается посредством аварийно-предупредительной сигнализации. Протечки в топливопроводе высокого давления удаляются по сливным каналам 9.

Технический результат при этом достигается благодаря тому, что устройство является дополнением конструкции топливопровода высокого давления; масса защитного кожуха остается относительно небольшой при условии отсутствия резонанса колебаний и значительно возрастает при его наличии, что предупреждает его возможное разрушение.



Рис. З.1. Схема автоматизированного устройства предотвращения разрыва топливопровода

# HAMBHM

YKPAÏHA

# на корисну модель № 79316

#### АВТОМАТИЗОВАНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ЗАПОБІГАННЯ РОЗРИВУ ПАЛИВОПРОВОДІВ ВИСОКОГО ТИСКУ МАЛООБЕРТОВИХ ДИЗЕЛІВ

Видано відповідно до Закону України "Про охорону прав на винаходи і корисні моделі".

Зареєстровано в Державному реєстрі патентів України на корисні моделі 25.04.2013.

М.В. Ковіня

Голова Державної служби інтелектуальної власності України

електуаль

# (11) 79316

(19)	UA		(51) ΜΠΚ (2013.01) F02M 63/00
(21)	Номер заявки:	u 2012 07957	(72) Винахідник:
(22)	Дата подання заявки:	27.06.2012	Сергійович, UA
(24)	Дата, з якої є чинними права на корисну модель:	25.04.2013	(73) Власник: Стеценко Максим
(46)	Дата публікації відомостей про видачу патенту та номер бюлетеня:	25.04.2013, Бюл. № 8	Сергійович, вул. Сьома, 3, кв. 15, с. Мізикевича, Овідіопольський р- н, Одеська обл., 65037, UA

(54) Назва корисної моделі:

# АВТОМАТИЗОВАНИЙ ПРИСТРІЙ ДЛЯ ЗАПОБІГАННЯ РОЗРИВУ ПАЛИВОПРОВОДІВ ВИСОКОГО ТИСКУ МАЛООБЕРТОВИХ ДИЗЕЛІВ

(57) Формула корисної моделі:

Автоматизований пристрій для запобігання розриву паливопроводів високого тиску малообертових дизелів, який відрізняється тим, що конструкція паливопроводу доповнена захисним кожухом із гофрованого термостійкого полімерного матеріалу, який заповнений порошком зі здатністю кристалізуватися у воді, подачею якої керують за допомогою електронного блока керування, що працює у сукупності з датчиком вібрації трубопровода та соленоїдним клапаном подачі води до кожуха.

.

Акты внедрения результатов диссертационного исследования

#### **CMA SHIPS UKRAINE**

Для представлення в дисертаційну раду

#### АКТ ПРО ВПРОВАДЖЕННЯ

#### результатів дисертаційного дослідження Стеценка Максима Сергійовича, що представляється на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Цим засвідчується, що основні результати дисертаційного дослідження, зокрема практичні рекомендації щодо обмеження інтенсивності вібрації паливних труб високого тиску малообертових дизелів, здобувача Стеценка М. С. впроваджені та використовуються у судноплавній компанії «СМА CGM» з 2014 року шляхом доповнення правил технічної експлуатації головних двигунів транспортних суден.

Директор ДП «СМА Шипс Україна»



Тюпіков Є.Є.

CMA Ships Ukraine – 33 Zhukovskogo str.. 3rd floor, off 306,307 – 65045 Odessa – Ukraine Tel: +380 (48) 7144154 Fax: +380 (48) 7144154 - <u>www.cma-cgm.com</u> Registration № 36344488

#### ЗАТВЕРДЖУЮ



#### АКТ

про впровадження результатів дисертаційного дослідження Стеценка Максима Сергійовича на тему «Підвищення надійності трубопроводів високого тиску паливної системи суднового малообертового дизеля» у навчальному процесі НУ «ОМА»

Ми, що нижче підписались, начальник навчального відділу Національного університету «Одеська морська академія» Пархоменко М. М. та завідувач кафедри технічної експлуатації флоту д.т.н., професор Голіков В. А. склали цей акт у тому, що результати дисертаційної роботи Стеценка М. С. на тему «Підвищення надійності трубопроводів високого тиску паливної системи суднового малообертового дизеля» впровадженні у навчальному процесі кафедри технічно експлуатації флоту, а саме:

– у дисципліні «Технічна експлуатація суднових енергетичних установок», яку читають курсантам 5-го курсу судномеханічного факультету, при виконанні практичних робіт;

– у дисципліні «Оптимізація режимів роботи суднових енергетичних установок», яку читають курсантам 6-го курсу судномеханічного факультету, при виконанні практичних робіт.

Начальник навчального відділу НУ «ОМА» М. М. Пархоменко Завідуючий кафедрою ТЕФ д.т.н., проф. В. А. Голіков

ЗАТВЕРДЖУЮ Проректор зинаукової роботи Національного університету «Одеська морська академія» THE. npodecop д. gell В. А. Голіков

« 17 » лютого 2016 р.

#### АКТ

про впровадження результатів дисертаційного дослідження Стеценка Максима Сергійовича на тему «Підвищення надійності трубопроводів високого тиску паливної системи суднового малообертового дизеля» у науково-дослідній роботі НУ «ОМА»

Ми, що нижче підписались, начальник науково-дослідної частини університету Савчук В.Д., провідний фахівець НДЧ Фірсанова О.О. склали цей акт у тому, що результати дисертаційної роботи Стеценка М. С. на тему «Підвищення надійності трубопроводів високого тиску паливної системи суднового малообертового дизеля» увійшли складовою частиною у звіт по науково-дослідній роботі «Розвиток сучасної теорії і практики технічної експлуатації морського і річкового флоту: концепції, методи, технології», яка виконувалась в університеті (ДР № 0114U000346, науковий керівник – д.т.н., професор Голіков В.А.).

Начальник науково-дослідної частини НУ «ОМА», к.т.н., професор

В.Д. Савчук

Провідний фахівець

О.О. Фірсанова