

Документ подписан простой электронной подписью  
Информация о владельце:  
ФИО: Новиков Денис Владимирович  
Должность: Директор филиала  
Дата подписания: 11.11.2024 11:16:00  
Уникальный программный ключ:  
3357c68ce48ec4f695c95289ac7a9678e502be60

**Зачет – индивидуальный (устный/письменный) опрос**

**Примерный перечень вопросов:**

1. Характеристики совместной работы ГД с гребным винтом в установившихся режимах.
2. Дать понятие об оптимальном регулировании СДУ.
3. Требования, предъявляемые к СДУ с учетом действующих документов контролирующих и наблюдающих организаций.
4. Классификация СДУ. состав ГСДУ и ВСДУ.
5. Целесообразность резерва мощности, выбор мощности ГСДУ.
6. Оптимальная скорость судна и необходимая для этого мощность ГСДУ.

## **Зачет – индивидуальный (устный/письменный) опрос**

### **Примерный перечень вопросов:**

1. Виды составляющих массы СДУ.
2. Требования, предъявляемые к СДУ с учетом действующих документов контролирующих и наблюдающих организаций.
3. Классификация СДУ. состав ГСДУ и ВСДУ.
4. Особенности взаимодействия пропульсивного комплекса при реверсировании. Нормальный и экстренный реверс.
5. Целесообразность резерва мощности, выбор мощности ГСДУ.
6. Судовой дизель, как источник вибрации и шума.
7. Характерные признаки износа рабочего слоя тонкостенных вкладышей подшипников судовых дизелей.
8. Типы передач мощности от главного дизеля к движителю. Их преимущества и недостатки.

## **Зачет – индивидуальный (устный/письменный) опрос**

### **Примерный перечень вопросов:**

1. Особенности обслуживания СДУ при пуске и прогревании.
2. Основные показатели качества (свойства и параметров) СДУ, их взаимосвязь.
3. Взаимодействие гребного винта, корпуса и главного дизеля; зависимость между скоростью судна и мощностью ГСДУ.
4. Обеспечение заданной скорости судна. Влияние скорости судна на эффективность перевозок грузов и пассажиров.
5. Оптимальная скорость судна и необходимая для этого мощность ГСДУ.
6. Ходовая характеристика, как результат взаимодействия элементов пропульсивного комплекса.
7. Управление ГСДУ при работе на мелководье и при движении в Канале.
8. Особенности управления ГСДУ при работе на мелководье.
9. Оптимальная скорость судна и необходимая для этого мощность ГСДУ.

## **Зачет – индивидуальный (устный/письменный) опрос**

### **Примерный перечень вопросов:**

1. Резервирование наиболее ответственных элементов СДУ, как способ повышения ее надежности за счет введения избыточности.
2. Требования, предъявляемые к СДУ с учетом действующих документов контролирующих и наблюдающих организаций.
3. Обслуживание СДУ на стояние.
4. Средства и методы технического диагностирования СДУ.
5. Задачи и виды теплотехнического контроля СДУ.
6. Особенности обслуживания и управления ГСДУ на переходных режимах прогрева и разгона.
7. Взаимодействие гребного винта, корпуса судна и главного дизеля; зависимость между скоростью судна и мощностью ГСДУ.
8. Теплотехнический контроль СДУ силами команды.

## **Зачет – индивидуальный (устный/письменный) опрос**

### **Примерный перечень вопросов:**

1. Влияние качества регулирования дизелей на эффективность работы ГСДУ.
2. Использование ходовой характеристики для регулирования мощности ГСДУ при ходе судна в балласте, с грузом и в штормовых условиях.
3. Теплотехнические испытания СДУ.
4. Теплотехнический контроль СДУ силами команды.
5. Экономичность СДУ с различными схемами утилизации теплоты.
6. Влияние качества регулирования топливной аппаратуры дизелей на эффективность работы СДУ.

**Зачет – индивидуальный (устный/письменный) опрос**

1. Влияние внешних условий на рабочие режимы ГСДУ.
2. Использование ходовой характеристики для регулирования мощности ГСДУ при ходе судна в балласте, с грузом и в штормовых условиях.
3. Особенности управления ГСДУ при ее остановке.
4. Управление ГСДУ в условиях переменного ветра, волнения и изменяющейся осадки.
5. Особенности управления ГСДУ при работе в Канале.

### **Зачет – индивидуальный (устный/письменный) опрос**

1. Мероприятия для предотвращения перегрузки ГСДУ.
2. Методы и технические средства предотвращения загрязнений водной и воздушной среды отходами расходных и рабочих веществ СДУ.
3. Требования Международной конвенции по предотвращению загрязнений окружающей среды отходами расходных и рабочих веществ СДУ.
4. Экономичность СДУ с различными схемами утилизации теплоты.
5. Основные особенности эксплуатации ГСДУ при использовании «тяжелых» топлив.



Федеральное агентство морского и речного транспорта  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования  
«Волжский государственный университет водного транспорта»

**Кафедра эксплуатации судовых энергетических установок**

# **ЭКСПЛУАТАЦИЯ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК**

*Учебно-методическое пособие  
к выполнению курсового проекта для студентов (курсантов)  
очного и заочного обучения специальности 26.05.06 «Эксплуатация  
судовых энергетических установок»*

Составители - В.В. Колыванов, Ю.И. Матвеев,  
М.Ю. Храмов

Нижний Новгород  
Издательство ФГБОУ ВО «ВГУВТ»  
2023

**УДК 621.431.74:621.436**

Рецензент – канд. техн. наук, начальник отдела АО «РУМО»  
С.Е. Андрусенко

Эксплуатация судовых дизельных установок: учебно-методическое пособие к выполнению курсового проекта для студентов (курсантов) очного и заочного обучения специальности 26.05.06 «Эксплуатация судовых энергетических установок» / Составители – В.В. Колыванов, Ю.И. Матвеев, М.Ю. Храмов – Н. Новгород: Изд-во ФГБОУ ВО «ВГУВТ», 2023. – 99 с.

Представлена информация о составе, назначении и эксплуатации судовых дизельных установок. Приведены описания и расчет принципиальных схем систем судовых дизельных энергетических установок: топливной, масляной, охлаждения, сжатого воздуха, газовыпуска. Представлен порядок выполнения курсового проекта. Рассматривается выбор основного оборудования и систем судовой энергетической установки. Даны указания к оформлению пояснительной записки и графической части и варианты заданий.

Для студентов (курсантов) очного и заочного обучения.

Работа рекомендована к изданию кафедрой эксплуатации судовых энергетических установок (протокол № 9 от 31.05.2023 г.).

© ФГБОУ ВО «ВГУВТ», 2023

# **1. Общие сведения о судовых дизельных энергетических установках**

## **1.1. Состав и классификация судовых дизельных энергетических установок**

Судовая дизельная энергетическая установка (СДЭУ) предназначена для производства механической, электрической, тепловой и других видов энергии, необходимых для удовлетворения всех судовых нужд. В состав энергетической установки входят генераторы рабочего тела, двигатели, передачи, валопровод, движители, судовые системы, а также оборудование для обслуживания судовой энергетической установки (СЭУ).

Все виды энергий, вырабатываемых СДЭУ, обеспечивают движение судна с заданной скоростью или выполнения различных производственных операций на транспортных судах, судах технического флота и судах специального назначения, безопасную и надежную работу механизмов машинного помещения, палубных механизмов и устройств, электрическое освещение, действие средств судовождения, управление механизмами сигнализации и автоматики, общесудовые и бытовые нужды экипажа и пассажиров и т.д.

В состав СДЭУ входят:

1. Главная судовая энергетическая установка (ГСЭУ), которая предназначена для обеспечения хода судна. Она состоит из главных двигателей, паровых котлоагрегатов, паротурбинных энергетических установок, свободно-поршневых генераторов газа и турбин газотурбинных установок, ядерных реакторов атомных энергетических установок, а также обслуживающих их вспомогательных механизмов и систем.

2. Вспомогательные судовые энергетические установки (ВСЭУ), обеспечивающие всеми видами энергии судовые механизмы и нормальное функционирование ГСЭУ. К ним относят вспомогательные аварийные дизель-генераторы, турбогенераторы, вспомогательные котлоагрегаты, аккумуляторную станцию, а также обслуживающие их вспомогательные механизмы, аппараты и системы.

3. Механизмы и аппараты общесудовых систем (бытового водоснабжения, отопления и обогрвания, вентиляции и кондиционирования воздуха, осушительной, балластной, противопожарной систем, сбора и очистки подсланевых и сточно-фановых вод и др.).

4. Системы автоматического и дистанционного управления, контроля и защиты ГСЭУ, ВСЭУ, механизмов и аппаратов общесудовых систем.

Главные судовые энергетические установки можно классифицировать следующим образом:

- по роду используемого топлива, использующие органическое (продукты перегонки нефти, газ, уголь) и ядерные топлива. На судах речного и смешанного река-море плавания используется органическое топливо. На некоторых типах морских судов используется ядерное топливо;

- по типу главных двигателей - на установки с поршневыми двигателями внутреннего сгорания (ДВС) и поршневыми паровыми машинами; с турбинными двигателями: газовыми (ГТ) и паровыми (ПТ) турбинами; комбинированные: газотурбинные со свободно-поршневыми генераторами газа (СППГ ГТ), газопаровые (КП) и др.;

- по типу главной судовой передачи энергии к движителям – на установки с механической, гидравлической, электрической и комбинированными передачами;

- по числу валопроводов на одно-, двух- и многовальные.

В качестве движителей применяются гребные винты фиксированного шага (ВФШ), регулируемого шага (ВРШ), крыльчатые и водометные движители, а иногда гребные колеса.

Речные и смешанного "река-море" плавания суда оборудуют специальными дизельными электрическими установками с количеством гребных валов от одного до трех - в целях повышения маневренных качеств судов. В качестве ГСЭУ используются в основном водоизмещающем флоте среднеоборотные дизели.

На морских судах большого водоизмещения чаще используются малооборотные дизели с одновальными установками.

## **1.2. Размещение механизмов и оборудования в машинном помещении**

Общее правило размещения механизмов и оборудования сводится к тому, что устанавливать их следует в местах, где они будут наиболее эффективно выполнять свои функции. Вспомогательное оборудование должно устанавливаться вблизи обслуживаемого главного механизма. Взаимосвязанные механизмы могут располагаться как по горизонтали, так и по вертикали. Трассировка коммуникаций, как правило, должна проходить в трех взаимно перпендикулярных направлениях: параллельно диаметральной плоскости судна, перпендикулярно ей и перпендикулярно основной плоскости, причем необходимо предусматривать достаточные пространства для монтажа, обслуживания ремонта. Механизмы, за которыми необходимо постоянное наблюдение во время работы, должны устанавливаться вблизи поста управления.

При размещении механизмов и оборудования в МП следует учитывать следующие основные рекомендации:

- компактность с минимальной протяженностью трубопроводов и кабельных трасс;
- обеспечение удобного доступа для обслуживания и ремонта;
- обеспечение надежного всасывания насосов СЭУ и систем судового назначения при различных эксплуатационных осадках, кренах, дифферентах и качке на волнении;
- расположение механизмов с горизонтальными валами (генераторы) параллельно диаметральной плоскости, что исключает влияние гироскопического эффекта на работу подшипников при бортовой качке;
- установка механизмов с высоким уровнем шума в наибольшем удалении от постов управления, переборок и палуб для снижения структурного шума в жилых и общественных помещениях;
- размещение электродвигателей вспомогательных механизмов без соприкосновения с судовыми конструкциями.

Цистерны расходные (топливные и масляные) располагают у бортов, на платформах и в шахтах машинных помещений, цистерны циркуляционные масляные – под настилом машинного помещения или в выгородках двойного дна; цистерны расширительные

замкнутой системы охлаждения – над обслуживаемыми ими двигателями.

Автономные и утилизационные котлоагрегаты и обслуживающие их механизмы и устройства располагают обычно на платформе в выгороженном помещении или в трюме. Глушители и искрогасители целесообразно размещать в кожухах дымовых труб.

Главный распределительный щит (ГРЩ) обычно располагают на платформе или в трюме машинного помещения на площадке, которая находится выше уровня плит. При наличии в машинном помещении специально выгороженного отделения центрального поста управления ГРЩ часто устанавливают в этом отделении.

Компановку современных судовых дизельных установок выполняют, используя агрегатирование. Агрегатирование заключается в объединении нескольких механизмов, теплообменных аппаратов и устройств, выполняющих определенные функции, в один блок, смонтированный на общей раме.

Размещение оборудования и механизмов в МП судов речного флота должно производиться с соблюдением Правил классификации и постройки судов внутреннего плавания.

Главные и вспомогательные механизмы должны размещаться в МП таким образом, чтобы из их постов управления и мест обслуживания были обеспечены свободные проходы к выходам из помещений шириной не менее 600 мм и высотой не менее 1900 мм. Ширина прохода со стороны поста управления главными механизмами, а также между главными механизмами должна быть не менее 1000 мм. При дистанционном управлении главными механизмами ширина прохода может быть снижена до 800 мм.

Каждое машинное помещение должно иметь не менее двух выходов. Выходы должны быть расположены на противоположных бортах и как можно дальше удалены друг от друга. Размеры в свету шахт, в которых установлены трапы, должны быть не менее 600 x 600 мм.

Грузовые насосные помещения на танкерах могут иметь один выход, ведущий непосредственно на открытую палубу.

Ступени сходных трапов должны быть шириной не менее 560 мм и иметь глубину не менее 100 мм. Наклон трапов должен быть не более 60° к горизонтали. Ступени трапов, должны быть рифлеными. Вертикальные трапы должны иметь ширину не менее 300

мм. Расстояние от ступеней трапов до жестких корпусных конструкций, находящихся за трапами, должны быть не менее 150 мм. Расстояние между отдельными ступенями должно составлять не более 300 мм.

Площадки, предназначенные для обслуживания и ремонта механизмов, вспомогательных котлов приборов и различных устройств механических установок должны быть шириной не менее 450 мм и иметь прочные поручни высотой не менее 900 мм.

Все движущиеся части механизмов и приводы, представляющие опасность для обслуживающего персонала, должны быть ограждены поручнями или кожухами.

Узлы механизмов, приборы и трубопроводы, нагрев которых может достигать температуры выше 60°C должны быть оборудованы устройствами для предупреждения или ограничения теплового излучения. Нагретые – выше 220°C поверхности механизмов, оборудования и трубопроводов должны иметь изоляцию, выполненную из не горючих материалов.

Расстояние от наружной поверхности изоляции котлов и деталей механизмов, нагретых выше 60°C, до стенок цистерн жидкого топлива должно составлять не менее 600 мм.

Вспомогательные котлы, устанавливаемые в одном помещении с двигателями внутреннего сгорания (ДВС), должны быть ограждены металлической выгородкой в районе топочного устройства.

Автономные котлоагрегаты, расположенные на платформах или промежуточных палубах и не выгороженные непроницаемыми перегородкам, должны ограждаться непроницаемыми комингсами высотой не менее 200 мм.

Автономные котлоагрегаты на нефтеналивных судах должны устанавливаться за коффердамами вне зоны грузовых нефтяных цистерн.

Топливные и масляные цистерны не должны размещаться над трапами, ДВС, котлами, газовыпускными трубами, дымоходами, электрическим оборудованием и постами управления главными механизмами.

Двигатели для привода грузовых насосов и вентиляторов насосных помещений на нефтеналивных судах, за исключением паровых, гидравлических и электрических двигателей во взрывоза-

щищенном исполнении, не допускается устанавливать в грузовых помещениях.

### **1.3. Историческая справка развития судовых энергетических установок**

Первой судовой энергетической установкой была паровая машина, установленная в 1807 г. Фултоном (США) на речное деревянное судно "Клермонт", мощностью  $P_e=3$  кВт. В России первый пароход был построен в Петербурге в 1815 г. На заводе известного в России механика Берда. Балансирная паровая машина мощностью  $P_e=3$  кВт приводила во вращение гребные колеса диаметром 2,4 м, шириной 1,2 м, имевшие по шесть лопастей, с частотой вращения 40 мин<sup>-1</sup>. Паровая поршневая машина, которая длительное время использовалась на флоте, непрерывно улучшалась и была первостепенным двигателем на флоте. В настоящее время она стала не пригодной из-за низкой ее экономичности, а также чрезмерного увеличения габаритов, не сопоставимого с ростом агрегатной мощности.

Первая газотурбинная установка с горением при постоянном давлении, предназначавшаяся для использования на катере, была построена и испытана в 1892-1897 г.г. талантливым инженером русского флота П.Д. Кузьминским. В настоящее время газовые турбины используются ограниченно на судах военно-морского флота из-за низкой экономичности. На судах речного флота газовые турбины используются для наддува дизелей.

В 1883 г. шведский инженер Г. Лаваль построил первую одноступенчатую активную паровую турбину мощностью  $P_e=3,7$  кВт при частоте вращения  $n=24000$  мин<sup>-1</sup>. В 1884 г. английским промышленником и инженером Парсонсом построена реактивная многоступенчатая паровая турбина мощностью  $P_e= 3,7$  кВт,  $n=17000$  мин<sup>-1</sup>. Паровые турбины используются в настоящее время на судах морского и военно-морского флотов, когда требуется большая агрегатная мощность.

В 1892 г. Р.Дизелем запатентован двигатель с воспламенением от сжатия, который вначале работал на керосине.

В 1899 г. в России построен четырехтактный двигатель с воспламенением от сжатия, работающий на сырой нефти, соляровом

масле и керосине. В 1903–1911 гг. было налажено производство ДВС с воспламенением от сжатия на Коломенском заводе, на заводе Фельзер (ныне АО "РУМО"), на Николаевском и Сормовском судостроительных заводах.

В 1903 г. на Сормовском заводе был построен первый в мире теплоход "Вандал", на котором были установлены три трехцилиндровых четырехтактных дизеля по 89 кВт.

Наибольшая агрегатная мощность судовых ДВС достигает в настоящее время 40 МВт. Вторая половина XX века ознаменована широким развитием ядерной энергетики. В 1959 г. в строй вступил атомный ледокол "Ленин" с ядерной энергетической установкой  $P_e=39,7$  МВт. В 1974 г. - атомный ледокол "Арктика"  $P_e=56,6$  МВт. На судах речного флота ядерные энергетические установки не применяются.

## **2. Требования, предъявляемые к судовым дизельным энергетическим установкам, и задачи их проектирования**

### **2.1. Требования к судовым дизельным энергетическим установкам и показатели надежности**

Целесообразность применения на судне той или иной энергетической установки определяется прежде всего ее способностью к надежному и безотказному действию в разнообразных условиях эксплуатации. Поэтому первым требованием, предъявляемым ко всякой СЭУ, является надежность ее действия. Показатели надежности будут рассмотрены ниже. Следующее требование к СЭУ заключается в том, что она должна быть экономичной, т.е. строительная стоимость и эксплуатационные затраты на нее должны быть оптимальными. ГСЭУ должна обеспечивать заданную скорость хода судна, обладать достаточными маневренными качествами на всех режимах работы и иметь высокий ресурс. СЭУ должна обеспечивать ряд эргономических требований (условия жизни экипажа в каютах, обитания в рабочих помещениях и т.д.). Процессы управления и регулирования должны быть автоматизированы. Не оказывать вредного воздействия на команду, пассажиров и

не загрязнять окружающую среду. Иметь малые габариты, массу, обеспечивать эстетические требования.

Согласно ГОСТ 27.002-2015 надежность СЭУ — это способность обеспечивать движение судна с заданной скоростью и работу общесудовых механизмов, сохраняя их эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение требуемого времени (наработок). Надежность энергетической установки обуславливается ее безотказностью, долговечностью, ремонтпригодностью и сохраняемостью.

Безотказность – свойство изделия исправно сохранять работоспособность в течение наработки.

Показатели безотказности:

- вероятность безотказной работы – вероятность того, что в пределах заданной наработки отказ объекта не возникнет;
- средняя наработка до отказа – математическое ожидание наработки до первого отказа;
- гамма-процентная наработка до отказа – наработка, в течение которой отказ произойдет с вероятностью, выраженной в процентах;
- средняя наработка на отказ (наработка на отказ) – отношение наработки восстанавливаемого объекта к математическому ожиданию числа его отказов в течение этой наработки;
- интенсивность отказов – условная плотность вероятности возникновения отказа невозстанавливаемого объекта, определяемая для рассматриваемого момента времени при условии, что до этого момента отказ не возник;
- параметр потока отказов – отношение среднего числа отказов восстанавливаемого объекта за произвольно малую его наработку к значению этой наработки.
- долговечность – свойство объекта сохранять работоспособность до наступления предельного состояния с необходимыми перерывами на техническое обслуживание и ремонт.

Показатели долговечности:

- средний ресурс – математическое ожидание ресурса;
- гамма-процентный ресурс – наработка, в течение которой объект не достигнет предельного состояния с заданной вероятностью, выраженной в процентах;

- назначенный ресурс – суммарная наработка объекта при достижении которой применение по назначению должно быть прекращено;

- средний срок службы – математическое ожидание срока службы;

- гамма-процентный срок службы – календарная продолжительность от начала эксплуатации объекта, в течение которой он не достигнет предельного состояния с заданной вероятностью, выраженной в процентах;

- назначенный срок службы – календарная продолжительность эксплуатации объекта, при достижении которой применение по назначению должно быть прекращено.

Ремонтопригодность – свойство СЭУ, заключающееся в ее приспособленности к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей путем проведения технических обслуживания, восстановительного ремонта или замены.

Показатели ремонтнопригодности:

- вероятность восстановления работоспособного состояния или вероятность восстановления – вероятность того, что время восстановления работоспособного состояния объекта не превысит заданного;

- среднее время восстановления работоспособного состояния – математическое ожидание времени восстановления работоспособного состояния.

Сохраняемость – свойство СЭУ сохранять значения показателей безотказности, долговечности и ремонтнопригодности после хранения или транспортировки.

Показатели сохраняемости:

- средний срок сохраняемости – математическое ожидание срока сохраняемости;

- гамма-процентный срок сохраняемости – срок сохраняемости, достигнутый объектом с заданной вероятностью, выраженной в процентах.

## 2.2. Этапы проектирования

Основная задача при проектировании энергетической установки – это выбор механизмов и оборудования, которое наилучшим

образом удовлетворяет требованиям, предъявляемым к судну по его назначению при оптимальных затратах.

Проектирование СЭУ – составная часть работ по проектированию судна. Проектирование судна состоит из следующих этапов:

- разработки технического задания;
- разработки технического предложения;
- разработки эскизного проекта;
- разработки технического проекта;
- разработки рабочего проекта.

Техническое задание на проектирование судна и СЭУ составляет заказчик. В нем указывает исходные данные для проектируемого судна и его СЭУ. Тип, назначение судна, предполагаемый район плавания, скорость хода, тип энергетической установки, род топлива, грузоподъемность, пассажировместимость и др.

Согласованное и утвержденное техническое задание выдается проектной организации.

Проектная организация разрабатывает техническое предложение, в котором она дает техническое и технико-экономическое обоснование целесообразности строительства судна с данными параметрами в техническом задании. После рассмотрения и утверждения технического предложения разрабатывают эскизный проект. При разработке эскизного проекта разрабатывают теоретический чертеж корпуса судна, определяют мощность ГСЭУ, тип СЭУ, определяют состав и характеристики основного оборудования. Выбор типа и основных параметров СЭУ - одна из наиболее ответственных задач разработки проекта нового судна. Эскизный проект после рассмотрения и утверждения заказчиком служит документом для разработки технического проекта.

Технический проект должен содержать принципиальные конструктивные решения, дающие общие представления об устройстве и принципах работы судна и его энергетической установки. При выполнении технического проекта разрабатывают судовой валопровод, производят расчеты на прочность, крутильные колебания, рассчитывают и выбирают механизмы и оборудование, обслуживающие ГСЭУ, общесудовые системы и палубные механизмы, определяют потребность тепловой, электрической энергии, выбирая, автономные и утилизационные котлоагрегаты, рассчитывают су-

довую электростанцию с выбором дизель-генераторов, рассчитывают запасы, топлива, смазочного масла, воды, сжатого воздуха, определяют вместимость цистерн и баллонов, производят компоновку механизмов в машинном помещении с определением центра масс энергетической установки и т.д.

Материалы технического проекта являются основой для заключения договора на постройку головного и серийных судов.

Рабочую и конструкторскую документацию разрабатывают на основании технического проекта. При выполнении рабочего проекта производят взаимное согласование всех конструкций, систем, устройств судна и его энергетической установки, разрабатывают программу и методику испытаний и т.д.

Проектирование судов, их строительство и эксплуатация находятся под наблюдением контролирующих организаций.

Общее техническое наблюдение за проектированием осуществляет заказчик судна, основной задачей при проектировании которого является надзор за соблюдением требований эксплуатационного характера.

Технический надзор за соблюдением требований, обеспечивающих безопасность плавания, осуществляет для речных судов и смешанного (река-море) плавания Российское Классификационное Общество, морских – Российский морской регистр судоходства.

Российское Классификационное Общество (РКО) является федеральным Государственным учреждением классификации и технического надзора за судами внутреннего и смешанного (река-море) плавания при Министерстве транспорта Российской Федерации.

В своей надзорной деятельности РКО применяет следующие правила:

- Правила классификации и постройки судов (ПСВП);
- Правила классификации и постройки судов (ПКПС);
- Правила предотвращения загрязнения окружающей среды с судов (ППЗС);
- Правила освидетельствования судов в процессе их эксплуатации (ПОСЭ);
- Правила технического наблюдения за постройкой судов и изготовлением материалов и изделий для судов (ПТНП).

Российское Классификационное Общество присваивает класс судну при первоначальном освидетельствовании, возобновляет его при классификационном освидетельствовании подтверждает, аннулирует или восстанавливает при других видах освидетельствований.

В формуле класса судна внутреннего плавания присутствует буквенное обозначение "Л", "Р", "О", "М". Суды, имеющие основной символ класса "Л", "Р", "О", "М" предназначаются для плавания при высоте волны 0.6; 1.2; 2.0 и 3.0 м соответственно. Деление внутренних водных бассейнов на разряды и обеспеченность высот волн приведены в Правилах РКО.

Основным символом в формуле класса судна смешанного плавания является буквенное обозначение "М-СП", "М-пр", "О-пр" – определяющие конструкцию судна, район и условия плавания. Суды, имеющие основной символ класса "М-СП", "М-пр", "О-пр" предназначаются для плавания при высоте волны не более 3.5; 2.5 и 2.0 м соответственно.

Суды данных классов допускаются к плаванию во внутренних бассейнах в соответствии с ПСВП.

В зависимости от конструктивных особенностей судна основной символ класса дополняется следующими знаками, входящими в формулу класса:

- для судов, построенных под техническим надзором РКО или другого признанного классификационного органа - знак \*, который ставится впереди основного символа, например "\*\* О";
- для судов, имеющих специальные ледовые усиления, удовлетворяющие требованиям Правил - заключенное в скобки слово "лед", например "О(лед)". Если ледовые усиления предусмотрены для иной толщины льда, то в формулу класса записывается толщина битого льда в см, при которой допустима эксплуатация судна в ледовых условиях. Например, "О (лед 40)";
- для судов, оборудованных средствами автоматизации в соответствии с требованиями ч. XV "Автоматизация" ПСВП, ПССП – буква "А", которая ставится в конце формулы класса, например "\*О (лед) А".

Российское Классификационное Общество может исключить или изменить в формуле класса соответствующий символ при из-

менении или нарушении условий, послуживших основанием для введения в формулу класса данного символа.

Следующим контролирующим органом за выполнением санитарных требований на проектируемых судах и в период их эксплуатации согласно Санитарным правилам возлагается на органы санитарно - эпидемиологической службы Министерства здравоохранения России.

За пожарной безопасностью судов наблюдают органы Ространснадзора.

Техника безопасности и охрана труда находятся под наблюдением инспекции ЦК профсоюза рабочих морского и речного флота и ее линейных организаций.

### **3. Основные технические показатели судовых дизельных энергетических установок**

К основным техническим показателям СЭУ относят мощность, маневренность, автономность, массу и габариты, условия обитаемости и др. Показатели СЭУ могут иметь абсолютное и относительное значение. Рассмотрим некоторые из них.

#### **3.1. Показатели мощности**

Под мощностью ГСЭУ обычно понимают мощность пропульсивной установки, т.е. суммарную мощность, передаваемую двигателям судна. В качестве абсолютных показателей мощности ГСЭУ различают эффективную мощность  $P_e$ , мощность, подведенную к двигателям  $P_p$ , мощность движущую (или мощность полезной тяги)  $P_R$ .

Мощность ГСЭУ определяют как сумму эффективных мощностей  $P_e$  главных двигателей.

Если поставляются судовые двигатели в виде, агрегатов (например, дизель-редукторный агрегат ДРА, дизель-реверс-редукторный агрегат ДРРА и т.д.), то эффективная мощность указывается на его выходном фланце, а в ГСЭУ без агрегатов эффективная мощность указывается на фланце маховика.

Мощность ГСЭУ, подведенная к двигателям  $P_p$  отличается от мощности  $P_e$  на величину потерь в валопроводе или в передаче и валопроводе.

$$P_p = P_e \cdot \eta_n \cdot \eta_e \quad (3.1)$$

где  $\eta_n$  – к.п.д. передачи;

$\eta_e$  – к.п.д. валопровода.

Движущая мощность определяется по формулам.

$$P_R = R \cdot V = x_e \cdot P_T \cdot V = x_e \cdot P \cdot V_p \quad (3.2)$$

где  $R$  – сила сопротивления движению судна, которая складывается из силы сопротивления воды и ветро-волнового сопротивления, кН;

$V$  - скорость движения судна, м/с;

$x_e$  - количество двигателей;

$P_T$  - полезная тяга гребного винта, кН;

$P$  - упор винта, кН;

$V_p$  - скорость поступательного перемещения винта, м/с.

При работе гребных винтов значительная часть энергии ГСЭУ расходуется на перемещение масс воды, на преодоление трения их лопастей и ступиц о воду. Указанные потери энергии оценивают пропульсивным коэффициентом полезного действия.

В связи с этим движущая мощность может быть выражена через мощность, подведенную к винту

$$P_R = P_p \cdot x_e \cdot \eta_{np} \quad (3.3)$$

где  $\eta_{np}$  - пропульсивный коэффициент полезного действия;

$\eta_{np} = 0.45 \dots 0.65$  - для речных судов;

$\eta_{np} = 0.65 \dots 0.75$  - для крупных морских судов.

Учитывая потери в валопроводе и передаче, не агрегатированной с главным двигателем, отбор мощности на валогенератор и другие нужды, а также уклон валовой линии по отношению к основной линии или ватерлинии и веерность валовой линии по отношению к диаметральной плоскости, эффективная мощность главного двигателя определяется

$$P_e = \frac{P_R \cdot k_p}{x_e \cdot \eta_n \cdot \eta_{вл} \cdot \eta_{np} \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta} + P_{омб} \quad (3.4)$$

или через мощность, подведенную к винту

$$P_e = \frac{P_P \cdot k_p}{\eta_n \cdot \eta_{вл} \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta} + P_{омб} \quad (3.5)$$

где  $k_p$  – коэффициент запаса мощности,

$k_p = 1.0... 1.15$  - для речных судов;

$k_p = 1.15... 1.2$  - для судов смешанного река-море плавания;

$\alpha$  - угол уклона к основной линии;

$\beta$  - веерность или расхождение по отношению к диаметральной плоскости;

$P_{омб}$  - мощность отбираемая потребителем.

Относительным мощностным показателем является энергооснащенность судна  $a_m$ , кВт/т (не путать с энерговооруженностью)

$$a_m = \frac{P_p}{D} \quad (3.6)$$

где  $P_p$  - мощность ГСЭУ, подведенная к винтам;

$D$  - водоизмещение судна в полном грузу, т.

Значения энергооснащенности некоторых типов речных судов приведены в табл. 3.1.

Таблица 3.1 - Значения энергооснащенности некоторых типов речных судов

Суда	Энергооснащенность судов кВт/т	
	речных	морских
Грузовые	0.3 - 0.5	0.4 - 0.7
Пассажирские	0.6 - 1.2	0.8 - 2.5
Толкачи-буксиры	1.5 - 4.0	2.5 - 4.0
На подводных крыльях	22 - 40	22-50
На воздушной подушке	18 - 30	60-110
Полуглиссирующие	11 - 12	-

Есть еще понятие дедвейт – это разность между водоизмещением судна при осадке по конструктивную ватерлинию, соответ-

вующую назначенному летнему надводному борту и водоизмещением порожнем.

### 3.2. Показатели маневренности

Маневренность судов характеризуется;

- способностью движения по заданному курсу и изменения его направления;
- возможностью быстрого достижения заданной скорости и остановки;
- способностью разворота при заданной скорости с минимальным диаметром циркуляции и др.

В связи с этими основными показателями маневренности СЭУ являются: время подготовки установки к пуску, длительность пуска и достижения номинальной мощности, перегрузка по времени, минимально устойчивая частота вращения, время остановки и реверсирования.

Длительность пуска различных типов энергетических установок лежит в пределах 5-20 с. Наименьший период пуска имеют установки с электрической, объемной гидравлической и реверс-редукторной передачами. Продолжительность пуска дизельных установок составляет 0.5-2.0 ч. Перегрузка 110% не более 1ч. Время подготовки к пуску газотурбинных установок не более 1ч. Наилучшими реверсивными качествами обладают установки с электрической передачей на постоянном токе, с объемной гидравлической, а также с ВРШ и реверс-редукторной передачами, у которых на реверсирование затрачивается 5-15 с. Дизельные установки в зависимости от мощности реверсируются от 10 до 60 с. Длина тормозного пути, называемая выбегом судна, зависит от водоизмещения, обводов корпуса, надводной скорости и мощности установки при работе на задний ход. Выбег судна может превышать 4-8 длин судна.

### 3.3. Автономность плавания

Автономность плавания - продолжительность пребывания судна в плавании с учетом стоянок без пополнения энергетических и продовольственных запасов. Автономность плавания  $A$ , сут. определяют по следующей формуле

$$A = \frac{\sum \tau_x + \sum \tau_{cm}}{24} \quad (3.7)$$

где  $\sum \tau_x$  - суммарная продолжительность плавания в ходу, ч;  
 $\sum \tau_{cm}$  - суммарное время стоянок, ч.

Для речных судов автономность плавания составляет 12-15 сут.

### **3.4. Условия обитаемости**

Обитаемость характеризуется внешними факторами, воздействующими на физиологические функции человека. К ним относятся микроклимат в помещениях СЭУ, уровень звукового давления и вибрации.

Показателями микроклимата в помещениях СЭУ являются интенсивность тепловыделений и теплового излучения, температура и относительная влажность воздуха, скорость воздушных потоков и чистота воздуха. Для создания микроклимата помещения СЭУ оборудуют системами приточно-вытяжной вентиляции или кондиционирования воздуха. Шум и вибрация оказывают вредное влияние на органы слуха и через центральную нервную систему на весь организм человека. При проектировании судна разрабатывают комплекс противошумных и противовибрационных мероприятий в пределах норм, устанавливаемых санитарными правилами.

### **3.5. Массо-габаритные показатели**

Масса СДЭУ существенным образом влияет на основные показатели судна, а с другой стороны отражает в определенной мере эксплуатационные свойства СЭУ и степень ее технического совершенства. Показатели массы и габаритов выражают как в абсо-

лютных, так и в относительных величинах. Различают следующие абсолютные показатели массы установки, т:

- масса сухой установки  $G_c$ , то есть масса всех двигателей, механизмов, устройств, трубопроводов и других элементов установки без рабочих жидкостей;
- масса подготовленной к действию установки  $G_p$ , равная сумме масс сухой установки и рабочих тел  $G$ , находящихся в элементах установки но без запасов;
- полная масса установки  $G_n$  с запасами топлива, масла, воды и других материалов.

Запасы топлива, масла и воды определяют с учетом типа СЭУ, автономности плавания судна и характеристик ее оборудования.

Для дизельных установок, работающих на дизельном топливе, запас его  $G_T$  можно определить по формуле, т:

$$G_T = 10^{-3} \cdot \left[ (b_e \cdot P_{ey} \cdot b'_e \cdot P_{ев}) \cdot \tau_x + b'_e \cdot P_{ев} \cdot \tau_{cm} + B_k \cdot \tau_k \right] \quad (3.8)$$

где  $b_e, b'_e$  - удельные расходы топлива главных и вспомогательных двигателей, кг/(кВт·ч);

$P_{ey}, P_{ев}$  - эффективная мощность главных и вспомогательных двигателей, кВт;

$\tau_x, \tau_{cm}, \tau_k$  - время работы главных двигателей в ходу, вспомогательных двигателей в ходу и на стоянке, а также котельной установки;

$B_k$  - часовой расход автономного котлоагрегата, кг/ч.

Расход топлива паровыми и водогрейными котлоагрегатами вычисляют по формуле

$$B_k = \frac{Q_k}{Q_H^p \cdot \eta_k} \quad (3.9)$$

где  $Q_k$  - тепловой поток котлоагрегата, кДж/ч;

$Q_H^p$  - низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг;

$\eta_k$  - к.п.д. котлоагрегата.

Если главные двигатели и котлоагрегаты приспособлены для работы на моторном топливе, то его запас должен составлять не менее 75-80 % от общего запаса  $G_T$ .

При расчете запасов масла, принимаемых на судно, необходимо учитывать потери в системе смазывания, происходящие при работе главных и вспомогательных двигателей, а также смену масла в системе.

В первом приближении запас масла в зависимости от запаса топлива  $G_M$  можно принимать для дизельных установок:

$$G_M = (0,02-0,06)G_T. \quad (3.10)$$

Запас пресной технической воды на судах смешанного плавания должен обеспечивать ее замену в двигателях и других механизмах, потребляющих ее.

Количество воды в элементах систем определяют при расчете массы энергетической установки.

$$G_g = a_g \cdot (P_{ey} + P_{ee}) \cdot 10^{-3} \quad (3.11)$$

где  $a_g$  - удельная масс общего запаса пресной, технической воды, кг/кВт.

К основным абсолютным показателям габаритов помещений СЭУ относят: длину между поперечными переборками машинного помещения, площадь платформы по трюму, и объем, включая машинную шахту.

Габариты машинных помещений зависят от типа и мощности энергетической установки и оцениваются по их энергонасыщенности, т.е. по отношению общей мощности установки к длине, площади и объему помещений:

$$l_N = \frac{P_{ey} + P_{ee}}{L_M}, \quad f_N = \frac{P_{ey} + P_{ee}}{F_M}, \quad V_N = \frac{P_{ey} + P_{ee}}{V_M} \quad (3.12)$$

### **3.6. Показатели тепловой и экономической эффективности судовой энергетической установки**

Показатели тепловой экономичности характеризуют эффективность использования в СЭУ теплоты сожженного топлива. К абсолютным показателям тепловой экономичности отнесены расходы теплоты и топлива на энергетическую установку. К относительным тепло-экономическим показателям СЭУ относят удель-

ные расходы теплоты и топлива, к.п.д. установки и к.п.д. судового комплекса.

Удельные расходы топлива ГСЭУ, кг/кВт ч:

$$b_{ey} = \frac{B_y}{P_{ey}}; \quad b_{py} = \frac{B_y}{P_{py}} \quad (3.13)$$

и удельные расходы теплоты, кДж/кВт ч:

$$q_{ey} = \frac{Q_y}{P_{ey}} = \frac{B_y \cdot Q_n^p}{P_{ey}} = b_{ey} \cdot Q_n^p; \quad q_{py} = \frac{Q_y}{P_{py}} = b_{py} \cdot \zeta \quad (3.14)$$

Подобным образом могут быть выражены расходы топлива и теплоты на всю судовую энергетическую установку.

Тепловая экономичность СЭУ оценивается абсолютным к.п.д. -  $\eta_y$ .

Абсолютный к.п.д. СЭУ

$$\eta_{ey} = \frac{3600 \cdot P_{ey}}{B_y \cdot Q_n^p} = \frac{3600}{b_{ey} \cdot Q_n^p} \quad (3.15)$$

Для оценки тепловой экономичности ГСЭУ может быть применен эффективный к.п.д. двигателей:

$$\eta_e = \frac{3600 \cdot P_e}{B_{ГД} \cdot Q_n^p} = \frac{3600}{b_e \cdot Q_n^p}, \quad (3.16)$$

где  $b_{ey}$  - удельный расход топлива установки, кг/кВт ч;

$b_{py}$  - удельный расход топлива установки с мощностью подведенной к винту, кг/кВт ч;

$B_y$  - часовой расход топлива установки, кг/ч;

$P_{ey}$ ,  $P_{py}$  - мощность установки, эффективная и подведенная к винту, кВт

$Q_n^p$  - низшая теплота сгорания топлива.

Тепловую экономичность ГСЭУ (двигатель-передача-гребной винт-корпус судна) принято оценивать по к.п.д. судового комплекса:

$$\eta_{ск} = \eta_e \cdot \eta_n \cdot \eta_g \cdot \eta_{np} \quad (3.17)$$

где  $\eta_e$  - к.п.д. главных двигателей;

$\eta_n$  - к.п.д. передачи (если редуктор или реверс-редуктор, реверсивная муфта не агрегатирована с двигателем);

$\eta_g$  - к.п.д. валопровода;

$\eta_{np}$  - пропульсивный к.п.д.

Подставляя в эту формулу значения вышеприведенных формул получим следующие выражения к.п.д. судового комплекса.

$$\eta_{ск} = \frac{3600 \cdot P_R}{B_{ГД} \cdot Q_n^p} = \frac{3600 \cdot x_g \cdot P_T \cdot V}{B_{ГД} \cdot Q_n^p} \quad (3.18)$$

Коэффициент полезного действия судового комплекса водоизмещающих судов составляет 0,18-0,27.

Для оценки эффективности СЭУ по топливу существует показатель эффективности использования топлива, кг/кВт ч

$$q_T = \frac{B_{ГД} + B_{ВД} + B_K \cdot (1-U)}{P_{ey} + P_{ев} + Q_K \cdot \frac{\eta_e}{\eta_K}} \quad (3.19)$$

где  $B_{ГД}$ ,  $B_{ВД}$ ,  $B_K$  - часовой расход главного двигателя, вспомогательного двигателя, котлоагрегата, кг/ч

$U = \frac{Q_{УТ}}{Q_K}$  - доля теплоты, вырабатываемой утилизационными

котлоагрегатами по сравнению с автономными;

$Q_K$  - тепловой поток автономного котлоагрегата, кВт;

$\eta_K$  - к.п.д. автономного котлоагрегата.

## 4. Главные судовые энергетические установки

### 4.1. Дизельные энергетические установки

В качестве главных и вспомогательных двигателей в ДЭУ применяют поршневые ДВС— дизели, работающие по открытому циклу.

Дизельные энергетические установки получили широкое распространение на судах различного назначения вследствие ряда положительных особенностей: возможности создания большого диапазона агрегатных мощностей на базе стандартных типоразмеров цилиндров; доступности использования различных типов передач; сравнительно высокой экономичности; относительной простоты автоматизации управления.

В настоящее время около 95% речного самоходного флота и все суда смешанного «река—море» плавания оборудованы ДЭУ.

На речных транспортных судах новой постройки в качестве главных и вспомогательных двигателей устанавливают исключительно дизели. Предполагается, что в перспективе ДЭУ будут основной энергетической установкой речных и смешанного «река—море» плавания судов.

В морском флоте также наблюдается непрерывный рост судов с ДЭУ, количество которых в настоящее время достигает 95—97% общего числа вновь строящихся судов.

На речном флоте в большинстве случаев в качестве главных применяют четырехтактные дизели с наддувом, реверсивные и нереверсивные среднеоборотные ( $375—750\text{мин}^{-1}$ ) и нереверсивные повышенной оборотности ( $750—1500\text{мин}^{-1}$ ). Максимальная агрегатная мощность главных дизелей составляет 2200.Вт.

В качестве вспомогательных дизелей обычно устанавливают четырехтактные без наддува повышенной оборотности.

Наибольшее распространение на транспортных морских судах получили двухтактные крейцкопфные простого действия малооборотные ( $100-170\text{мин}^{-1}$ ).

Дальнейшее повышение экономичности судовых дизелей в основном должно происходить за счет утилизации теплоты выпускных газов и охлаждающей дизель воды. Теплота, получаемая в утилизационном котле, работающем на выпускных газах, и охлаждающей дизель воды может быть использована в системе теплоснабжения судна.

Существенным недостатком ДЭУ является передача дизелем механической энергии на коленчатый вал через кривошипно-

шатунный механизм. Возникающие при этом неуравновешенные силы и моменты вызывают вибрации дизеля и корпуса судна, появление резонансных напряжений, сокращающих срок службы установки. Изменение касательных усилий на кривошипах коленчатого вала и угловых скоростей его вращения приводит к неравномерности крутящего момента и возможности возникновения крутильных колебаний валопровода.

## 4.2. Основные характеристики судовых дизелей

Основным типом энергетических установок на флоте являются дизельные энергетические установки (ДЭУ). В качестве ГСЭУ используются преимущественно четырехтактные дизели с наддувом, как отечественного, так и импортного производства. Главные дизели на многих судах могут работать как на дизельном, так и на моторном топливе. Для работы на моторном топливе применяют двухконтурную топливную систему, в которой в одном контуре моторное топливо подогревается до температуры 353 - 358 К (80 - 85°C). Для более эффективного сжигания топлива в цилиндрах дизелей применяют гомогенизацию, эмульгирование и подбор различных присадок

На судах речного флота в основном применяются четырехтактные среднеоборотные дизели с наддувом как отечественного, так и зарубежного производства. Так на пассажирских судах проектов 301, 302, 92-016 установлены главные дизели производства АО "РУМО" (бывший завод "Двигатель революции") марки 6ЧРН 36/45 (Г-70-5) мощностью  $P_e = 736$  кВт, частотой  $n = 350$  мин<sup>-1</sup>. На сухогрузах проекта 00101 «Русич», ледоколах типа «Капитан Евдокимов» установлены дизели среднеоборотные фирмы Wartsila Diesel, Финляндия.

На судах речного флота в основном применяются механические передачи мощности от двигателя на винт (прямые, реверс-редукторные), реже электрические, гидравлические. Некоторые дизели небольшой мощности < 150 кВт заводы-изготовители поставляют со встроенными реверс-редукторами и упорными подшипниками.

В качестве приводных двигателей дизель-генераторов используют рядные четырехтактные тронковые дизели средней и повы-

шенной оборотности с газотурбинным наддувом и без наддува. Дизель и генератор обычно монтируют на общей раме. Для выработки электроэнергии, кроме основных дизель-генераторов, применяют стояночные, аварийные, реже валогенераторы. Среди отечественных вспомогательных дизелей применяют двигатели следующих марок: 6Ч12/14, 6Ч(Н)15/18, 6Ч(Н)18/22 и др. Применяют также дизели и зарубежного производства. Так на судах проектов 301, 302 установлены дизели 6ЧН 26/20, на проекте 92-016 - дизели 6ЧН 27.5/36.

Анализ расходов на содержание флота показывает, что затраты, связанные с работой главных и вспомогательных дизелей, составляют значительную их часть. Поэтому для речных и смешанного "река-море" плавания судов необходимы экономичные дизели, развивающие номинальную мощность  $P_e$  при частоте  $n_{ном}$ , обладающие высокой надежностью, малыми массой и габаритами, низкой строительной стоимостью.

## **5. Передача вращающего момента главного двигателя движителю**

Для привода судна в движение энергия, вырабатываемая ГСЭУ, передается на движители. В качестве движителей могут применяться гребные винты (ГВ) фиксированного шага, регулируемого шага (ГВРШ), крыльчатые и водометные движители, а иногда гребные колеса.

Так как двигатель невозможно установить непосредственно перед движителем, то передача мощности осуществляется посредством валопровода. В связи с большой длиной валопровода он разделяется на части: упорный вал, промежуточный вал и гребной вал. Между собой они соединяются при помощи муфт. Для избежания прогиба валопровода его укладывают на опорные подшипники (ОП).

При работе движителя создается упор. Его необходимо передать на корпус судна. Для этого в валопровод включен упорный подшипник (УП), устанавливается на упорном валу.

## 5.1. Непосредственная передача мощности

Она применяется при установке на судно двигателя, частота вращения которого совпадает с частотой вращения гребного винта.

При такой схеме валопровод является продолжением линии коленчатых валов двигателей и располагается соосно с ними.

Число движителей, устанавливаемых на судно обычно равно числу главных двигателей. Неравномерность вращения коленчатого вала, осевые удары и осевая сила упора движителя передается вдоль всей валовой линии. Требуется установка опорных подшипников для валов, а также упорных валов и упорных подшипников для восприятия осевой силы упора.

Непосредственная передача бывает жесткой, если кормовой фланец реверсивного двигателя прямо соединен с носовым фланцем судового валопровода.

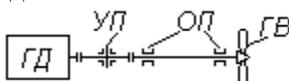


Рис.5.1. Непосредственная передача мощности с жесткой связью

Непосредственная передача может быть и эластичной, если между двигателем и судовым валопроводом расположена эластичная муфта (электромагнитная, гидравлическая, шинно-пневматическая или пружинная) (рис.5.2).

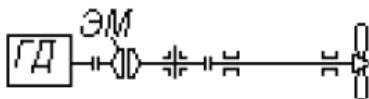


Рис.5.2. Непосредственная передача мощности с эластичной связью

Применение эластичных муфт улучшает эксплуатационные качества установки, так как позволяют отключить валопровод от главного двигателя и снизить требования к точности монтажа валопровода.

При установке нереверсивных главных двигателей применяют специальные реверсивные муфты (РМ) (рис.5.3).

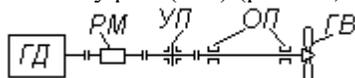


Рис.5.3. Передача мощности с реверсивной муфтой

Иногда вместо винтов фиксированного шага устанавливают винты регулируемого шага (ГВРШ) (рис.5.4), при этом в линию вала встраивают механизм изменения шага винта.

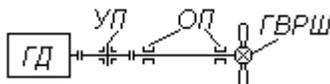


Рис.5.4. Передача мощности с винтом регулируемого шага

Основными преимуществами непосредственной передачи ГВРШ является:

- повышение пропульсивных качеств движителя при переменных режимах хода (пропульсивный КПД оценивает эффективность комплекса винт-корпус судна);
- применение нереверсивных двигателей;
- пуск и разгон без нагрузки;
- получение самых тихих ходов судна независимо от минимально устойчивой частоты вращения коленчатого вала двигателя;
- относительная легкость смены лопастей.

К недостаткам этих передач следует отнести сложность системы поворота лопастей, малую надежность и относительно высокую стоимость.

Кроме ГВРШ реверс может быть осуществлен при помощи реверсивной муфты (рис.5.5).

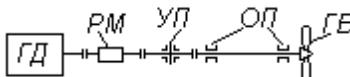


Рис. 5.5. Передача мощности с реверсивной муфтой

К достоинствам непосредственных передач мощности можно отнести высокую экономичность, большой ресурс. На движитель передается 97-98% номинальной мощности, развиваемой ГД.

## 5.2. Дизель-редукторная передача (ДРП)

Однако при проектировании судна не всегда удается подобрать главный двигатель к движителю по частоте вращения. В этом случае, по сравнению с непосредственной передачей, включены два

дополнительных элемента редуктор (Р), понижающий частоту вращения до необходимого уровня и муфта (рис.5.6).

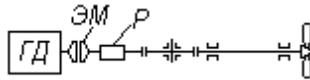


Рис. 5.6. Редукторная передача мощности

Для ДРП приняты два типа муфт: высокоэластичные соединительные муфты, защищающие редуктор от резких изменений крутящего момента дизеля и соединительно-разобщительные муфты, допускающие различного рода отклонения ГД от редуктора.

В случае использования нереверсивного двигателя устанавливается реверс-редуктор, который не только уменьшает частоту вращения гребного вала, но и производит изменение направления вращения (рис.5.7).

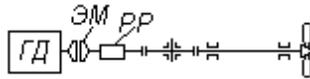


Рис. 5.7. Реверс-редукторная передача мощности

Применение угловых редукторов (УР) и поворотнo-откидных выдвигных колонок (ПОВК) особенно эффективно на быстроходных катерах и СПК для обеспечения необходимого заглубления ГВ (рис. 5.8, 5.9).

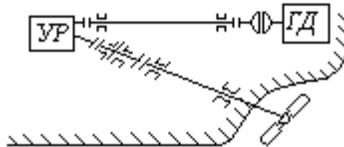


Рис.5.8. Редукторная передача мощности с угловой колонкой

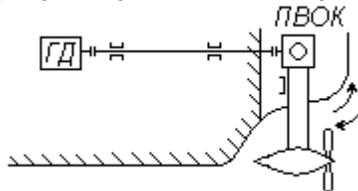


Рис.5.9. Редукторная передача мощности с поворотнo-откидной выдвигной колонкой

Применение дизель-редукторных агрегатов (ДРА) позволяет осуществить разделение мощности, развиваемой дизелем (Д), на

несколько движителей, что находит применение на судах с ограниченной осадкой, речного и смешанного плавания (рис. 5.10).

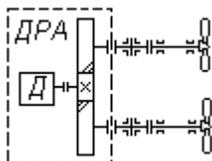


Рис.5.10. Редукторная передача с разобщение мощности

К недостаткам данного типа передач мощности можно отнести большой уровень шума в МО, потеря мощности в редукторе 2-4%, увеличение строительной стоимости и расходов на эксплуатацию.

### 5.3. Гидродинамические передачи

Гидродинамические передачи подразделяются на гидродинамические муфты и гидродинамические трансформаторы. Гидродинамические муфты предназначены для передачи крутящего момента ведущего вала к ведомому валу без изменения величины и знака момента.

Гидродинамические трансформаторы служат для передачи крутящего момента ведущего вала к ведомому валу при изменении величины, а в некоторых случаях и знака крутящего момента.

В первом случае используют гидротрансформатор переднего хода, во втором- гидротрансформатор заднего хода (рис.5.11).

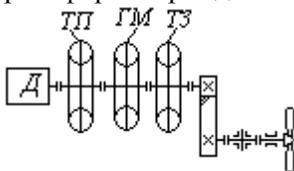


Рис.5.11. Гидродинамическая передача с гидромуфтой и гидротрансформатором

В гидродинамических передачах механическая энергия передается от ведущего вала к ведомому при помощи жидкого рабочего тела.

Простейший гидротрансформатор (рис.5.12) состоит из насосного колеса 3, соединенного с ведущим валом 5; турбинного коле-

са 1, закрепленного на ведомом валу б, и неподвижного направляющего аппарата 4, жестко соединенного с корпусом.

Направляющий аппарат устанавливают на входе рабочей жидкости в насос, иногда ставят два направляющих аппарата, один из которых перед насосом, а другой – перед турбиной. В последнем случае может быть обеспечен реверс ведомого вала. Герметичность гидротрансформатора обеспечивают уплотнениями в кожухе 2. Наличие направляющего аппарата существенно изменяет процесс передачи вращающего момента гидротрансформатором по сравнению с гидромuftой.

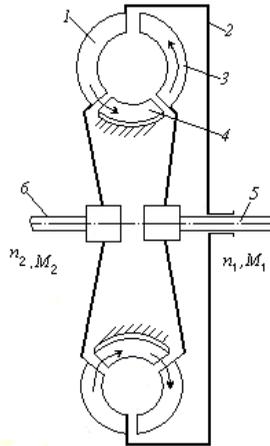


Рис.5.12. Схема гидротрансформатора

При вращении ведущего вала насосное колесо подает жидкость в неподвижный направляющий аппарат, под воздействием лопаток которого происходит увеличение момента количества движения рабочей жидкости. При этом жидкость поступает в турбинное колесо, где ее кинетическая энергия преобразуется в механическую энергию вращения ведомого вала, в результате чего  $M_2 > M_1$ . Соответствующим профилированием лопаток направляющего аппарата можно получить  $M_2 = 3M_1$ .

В СЭУ гидротрансформаторы самостоятельно используют редко из-за сравнительно малого КПД (0,84—0,91) и низкой редуционной способности при высоких КПД. При небольших значениях передаточного отношения КПД передачи резко снижается. Обычно гидротрансформаторы входят в состав гидропередач, выпол-

ненных по различным схемам: с гидротрансформаторами переднего и заднего ходов; с гидромуфтой переднего хода и гидротрансформатором заднего хода; с гидротрансформаторами переднего и заднего ходов и гидромуфтой переднего хода.

КПД гидродинамических трансформаторов при номинальном режиме работы установки составляет 0,88-0,92. КПД гидродинамической муфты при номинальном режиме работы установки составляет 0,96-0,98.

Преимущество гидромуфты:

- осуществляет гибкое соединение ГД с зубчатой передачей;
- повышает надежность и маневренность СЭУ с несколькими двигателями, работающими на один винт;
- облегчает пуск двигателя и уменьшает расход пускового воздуха;
- улучшает условия реверсирования гребного винта.
- однако гидромуфта повышает массу СЭУ, снижает к.п.д.

Гидротрансформаторы и гидравлические муфты широко используются в установках судов ледового плавания и буксиров.

#### 5.4. Гидростатические передачи

Объемная гидравлическая передача состоит из связанных трубопроводами насоса объемного типа, преобразующего механическую энергию приводящего двигателя в энергию потока рабочей жидкости (чаще всего минеральное масло) (главным образом энергией давления), и гидромотора, преобразующего энергию рабочей жидкости в механическую (рис.5.13).



Рис.5.13. Объемная гидравлическая передача

Насос обычно переменной подачи, а гидромотор постоянного расхода. Изменение подачи насоса производится путем изменения угла наклона блока поршней (люльки) или поворотной шайбы относительно плоскости, перпендикулярной валу насоса.

При наклоне блока поршней или поворотной шайбы в противоположную сторону изменится направление потока рабочей жидкости и произойдет реверс вала гидромотора.

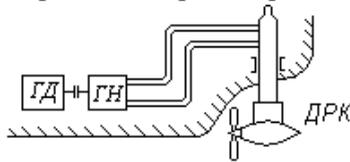


Рис.5.14. Объемная гидравлическая передача с винторулевой колонкой

На малых судах с установками мощностью до 200-250 кВт гидростатический привод размещают иногда в винторулевой колонке с приводом рабочего масла через отверстия в баллере руля.

При такой конструкции на судне отсутствует дейдвудное устройство и гребной вал.

КПД рассматриваемой передачи составляет 0,83-0,88 и мало изменяется на режимах частичных нагрузок.

Гидростатические передачи применяются на судах, связанных с частым маневрированием и буксировкой, а также для привода подруливающих устройств, крыльчатых движителей.

### 5.5. Электрические передачи

Главные судовые электрические передачи могут быть выполнены на постоянном и переменном токе. СЭУ с электрическими передачами подразделяются на дизель- и турбо-электрические (Рис.5.15).

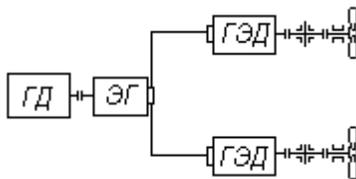


Рис.5.15. Электрическая передача мощности

На судах с агрегатной мощностью до 3 тыс. кВт применяют дизель-электрические установки с электропередачей на постоянном токе, которые обладают высокой маневренностью, имеют несложную систему дистанционного управления и допускают пол-

ное использование мощности установки во время эксплуатации судна в различных условиях.

Преимущества и недостатки электропередач на постоянном токе те же, что и у объемных гидропередач. Однако следует отметить, что они значительно уступают объемным гидропередачам по массовым и габаритным показателям.

Электропередачи на переменном токе изготавливают большей мощности и напряжения, чем передачи на постоянном токе. Они имеют меньшую массу и габариты, более экономичны, так как входящие в их состав агрегаты обладают более высокими КПД. В качестве главных двигателей в установках с электропередачами на переменном токе применяют как ДВС, так и газовые турбины.

Существенными недостатками электропередач на переменном токе являются: низкие маневренные качества, невозможность регулирования частоты вращения гребного электродвигателя при неизменной частоте электрического тока и сложность реверсирования.

В связи с этим они не нашли применения на речных и смешанного «река—море» плавания судах. Электропередачи на переменном токе применяют на морских судах, эксплуатируемых с малым количеством маневровых режимов, и судах специального назначения.

## 5.6. Комбинированные передачи

Кроме перечисленных типов передач на водном транспорте применяются и комбинированные передачи, в которых для привода движителя используются два и более разнотипных главных двигателя (рис.5.16).

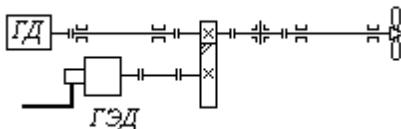


Рис.5.16. Комбинированная передача с главным двигателем и ускорительным гребным электродвигателем

Однако такие передачи не нашли применения на судах речного флота.

## 6. Энергетическая установка

### 6.1. Судовой валопровод

Валопровод— устройство, соединяющее непосредственно или через передачу главный двигатель с движителем. Он обеспечивает передачу вращающего момента от двигателя к движителю (гребному винту или водомету) и упора от движителя через упорный подшипник корпусу судна. Упор, преодолевая сопротивление воды, сообщает судну поступательное движение.

В общем случае он состоит из гребного вала (ГрВ), дейдвудного устройства (ДУ), промежуточного (ПВ) и упорных валов (УВ), опорных и упорных подшипников, соединительных муфт (М) и тормоза (Т). Иногда валопровод оборудуют устройствами для отбора мощности и т.п.

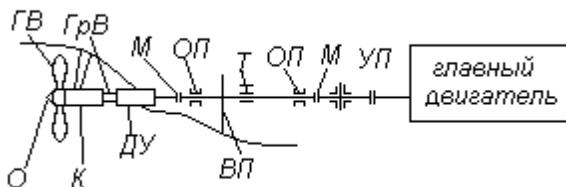


Рис.6.1. Схема валопровода

На рис.6.1 также показаны О - обтекатель, К - кронштейн, ВП - водонепроницаемая переборка.

Число валопроводов определяется типом передачи мощности и числом движителей. На судах речного флота и смешанного «река—море» плавания встречаются одно-, двух- и трехвальные установки.

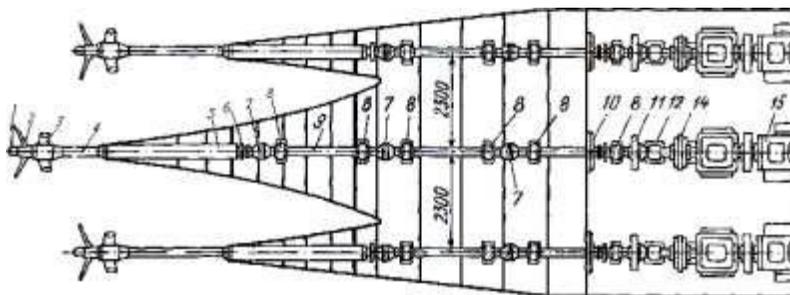


Рис.6.2 Валопровод трехвального пассажирского теплохода: 1-обтекатель гребного винта, 2- гребной винт, 3- кронштейн гребного вала, 4- гребной трехопорный вал, 5- дейдвудная труба, 6- уплотнение (сальник) дейдвудной трубы, 7- соединительная поперечно-свертная муфта, 8- опорный роликовый подшипник, 9- промежуточный вал, 10- переборочное уплотнение (сальник), 11- ленточный фрикционный тормоз, 12- упорный однодисковый подшипник, 13- упорный вал, 14- упругодемпфирующая муфта, 15-дизель-редукторный агрегат

Направление вращения винтов выбирают из условий обеспечения надежности их работы, маневренности и управляемости судна. В двухвальных установках целесообразно, чтобы ВФШ вращались на переднем ходу наружу, а ВРШ внутрь. При этом достигаются лучшие маневренные качества. В одновальных установках гребной винт имеет правое вращение, если смотреть с кормы в нос судна.

Рассмотрим некоторые элементы судового валопровода.

*Гребной вал* — наиболее ответственная часть валопровода. Он передает упор, создаваемый двигателем, подвержен изгибу, кручению и работает при знакопеременных нагрузках. В нем возникают дополнительные напряжения при качке судна, косом потоке воды, механической и гидродинамической неуравновешенности гребного винта.

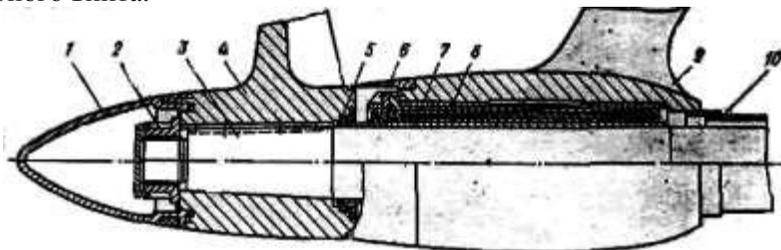


Рис. 6.3. Кормовой конец гребного вала:

1- Обтекатель гребного винта, 2- гайка, 3- конус вала, 4- ступица гребного винта, 5- резиновое уплотнение, 6- защитный кожух, 7- облицовка вала, 8- резинометаллический подшипник, 9-кронштейн кормовой, 10- защитная труба

Обтекатель- устройство, служащее для уменьшения гидравлических потерь от вихреобразования за ступицей и предохранения вала с гайкой от коррозии.

Ступица гребного винта крепится на гребном валу соединением, имеющим конусность. Крепление производится посредством посадки со шпонкой и крепежной гайкой, расположенной в обтекателе. Шпонка в этом случае не передает вращающего момента, а выполняет роль резервного средства. Может быть применено безшпоночное соединение путем гидропрессовой посадки и глухой затяжной гайки-обтекателя.

На торцах ступицы предусматривают резиновые уплотнения, предотвращающие коррозию конуса вала и засорение зазоров.

Материал облицовки вала подбирают с учетом наиболее благоприятной его работы с резинометаллическими подшипниками (наименьший износ как облицовки, так и резинового подшипника), смазываемыми забортной водой, содержащей большое количество песка. Наилучшим материалом для облицовки является оловянистая бронза.

Для замены или ремонта вал вынимают наружу. В связи с этим соединение гребного и промежуточного валов делают на конической муфте, для чего гребной вал с носовой стороны имеет конусность. В корпус судна гребной вал проходит через дейдвудную трубу.

*Дейдвудная труба* (рис.6.4) представляет собой стальную сварную или чугунную литую конструкцию, соответственно приваренную к набору корпуса или закрепленную на шпильках. В ней размещается дейдвудный подшипник, который является опорой гребного вала со стороны носовой части судна. Протечка забортной воды через дейдвудную трубу в кормовой отсек корпуса предотвращается сальниковым уплотнительным устройством с мягкой набивкой.

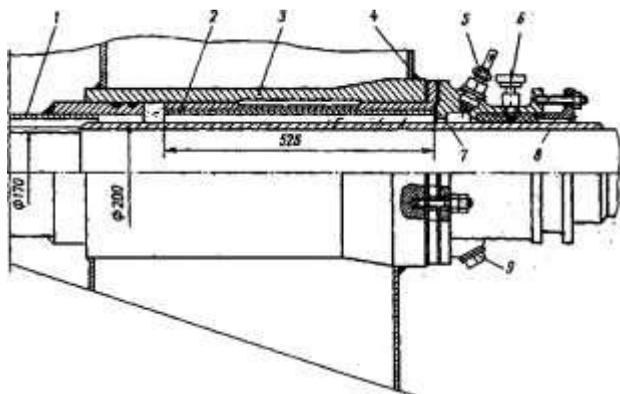


Рис.6.4. Двойная труба с гребным валом

1-Защитный кожух гребного вала, 2- резинометаллический подшипник, 3- дейдвудная труба, 4- водонепроницаемая переборка, 5- штуцер подвода воды, 6- подвод смазки, 7- облицовка гребного вала, 8- крышка сальникового уплотнения, 9- пробка для спуска воды

*Промежуточный вал* соединяет гребной вал с упорным. Он передает вращающий момент и упор последнему. Промежуточные валы работают в более благоприятных условиях, чем гребные: они не соприкасаются с водой и непосредственно не испытывают ударов со стороны винта. Поэтому промежуточные валы не нуждаются в защитной изоляции, а их диаметры принимаются меньшими. Количество промежуточных валов в одном валопроводе зависит от расположения машинного помещения и типа передачи. У грузовых судов, танкеров с расположенным машинным помещением в корме, а также у судов с электрическими и объемными гидравлическими передачами промежуточных валов обычно не бывает.

Кормовой конец промежуточного вала присоединяют к гребному посредством муфты, позволяющей после их разъединения вынимать гребной вал в корму.

*Упорный вал* передает через упорный подшипник упор гребного винта корпусу судна для сообщения ему поступательного движения. Его изготовляют небольшой длины для удобства монтажа и демонтажа на судне. Упорный вал и упорный подшипник располагают, как правило, ближе к носовой части валопровода. Если валопровод не имеет промежуточных валов, то упорный вал и упорный подшипник устанавливают после гребного вала. При упорном

подшипнике, встроенном в кормовую часть рамы двигателя или реверс-редуктора, установка отдельных подшипников и вала не требуется.

*Опорные и упорные подшипники.* На речных и смешанного «река—море» плавания судах применяют в основном подшипники качения, которые имеют более высокий КПД, чем подшипники скольжения, и проще в эксплуатации. Смазка их может быть консистентная или жидкая. К недостаткам подшипников качения следует отнести их повышенную шумность.

Расположение опорных подшипников зависит от длины промежуточных валов и массовых нагрузок. Обычно их устанавливают не более двух для одного вала.

При установке опорных подшипников качения следует учитывать, что промежуточный вал не должен иметь фланцевых соединений. Для соединения валов следует использовать съемные муфты.

Опорные подшипники скольжения устанавливают за главным двигателем, когда требуется поддержать маховик. Это необходимо по условиям одинаковой их выработки с подшипниками коленчатого вала.

Подшипники скольжения имеют вкладыши, облицованные белым металлом. Смазка подшипников обычно независимая с отводом ее в сточную масляную цистерну.

В упорных подшипниках качения применяют шариковые или роликовые подшипники. Такие подшипники имеют небольшой коэффициент трения (до 0,008), мало зависящий от угловой скорости вращения вала, и на них расходуется меньше смазки. Трехрядный шариковый упорный подшипник качения (рис.6.5) состоит из двух рядов упорных подшипников переднего хода и одного ряда — заднего хода. Масляную ванну обычно оборудуют змеевиками для охлаждения масла или создают циркуляционную смазочную систему.

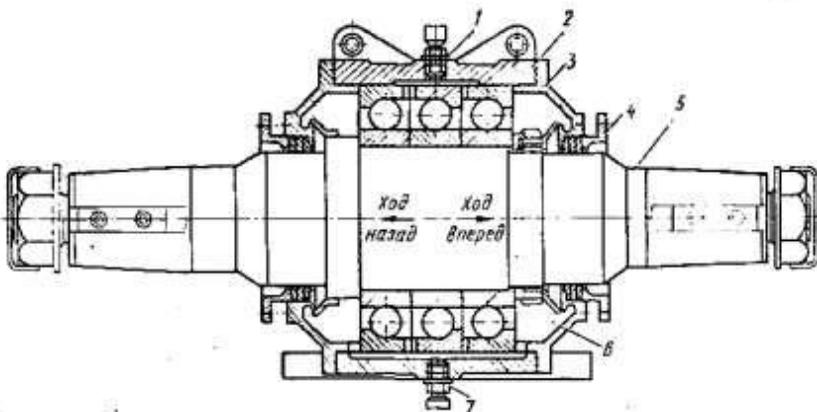


Рис.6.5. Упорный подшипник качения

1 - штуцер подвода масла, 2 - корпус подшипника, 3 - крышка, 4 - нажимная втулка уплотнения, 5 - упорный вал, 6 - масляная ванна, 7- штуцер слива масла

Упорный подшипник скольжения имеет диск в средней части упорного вала. Упор передается на диск через несколько одинаковых упорных подушек переднего и заднего ходов, расположенных по обеим его сторонам. В корпус подшипника заливается масло. Во время вращения вала и диска упорные подушки устанавливаются по отношению к плоскости диска под небольшим углом. При этом образуется масляный зазор размером 0,2—0,3мм. Масло, проникая в зазор, обеспечивает жидкостное трение между диском и подушками.

## 6.2. Выбор главных дизелей

Выбор главных двигателей производится на стадии эскизного проекта при проектировании ГСЭУ и судна в целом. Выбор ГСЭУ это поиск такого варианта комплекса главный двигатель - передача - движитель, который обеспечивал бы наиболее эффективные эксплуатационные и технико-экономические показатели проектируемого судна.

Одним из основных назначений ГСЭУ судна является обеспечение заданной скорости при минимальных потерях мощности главных двигателей. Наименьшие потери мощности ГСЭУ у тех

судов, у которых больший диаметр винтов и меньшая частота вращения, т.е. у таких судов больше пропульсивный к.п.д. Однако диаметр гребного винта на речных судах ограничивается возможностью размещения винта за корпусом судна и ограниченной глубиной некоторых фарватеров реки. Выбор главных двигателей осуществляют после гидродинамического расчета элементов гребных винтов при постоянной заданной скорости движения судна, после которого получают соотношения между требуемой частотой вращения винта  $n$ , диаметром винта  $D_v$  и мощностью  $P_e$  и  $P_p$  эффективной или подведенной к нему. На рис. 6.6 приведем график зависимости  $D_v = f(n)$  и  $P_e = f(n)$ .

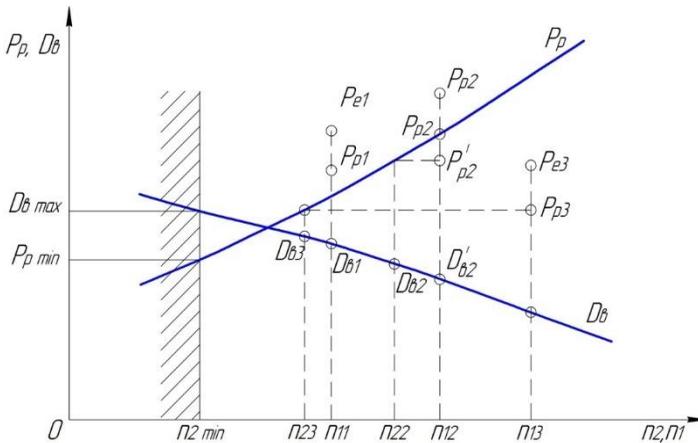


Рисунок 6.6

Допустим, что по данным расчета подобраны три дизеля с эффективной мощностью  $P_{e1}, P_{e2}, P_{e3}$  и частотой вращения  $n_{11}, n_{12}, n_{13}$ . Дизель с индексом "1" имеет запас мощности. Если его частота вращения соответствует частоте вращения среднеоборотного дизеля и двигатель реверсивный, то его можно использовать с непосредственной передачей мощности. Дизель с индексом "2" имеет меньшую мощность на частоте вращения  $n_{12}$ , нежели требуется. Поэтому данный дизель можем использовать только с редукторной (если двигатель реверсивный) или с реверс-редукторной передачей при нереверсивном двигателе при частоте вращения  $n_{22}$ . Ди-

зель с индексом "3" нельзя применить, т.к. он не обладает достаточным запасом мощности даже при использовании других типов передач мощности. Из графика, изображенного на рисунке 6.6 следует, что реверсивный дизель мощностью  $P_{e1}$  может быть использован в энергетической установке с прямой передачей и гребным винтом диаметром  $D_{в1}$ . Нереверсивный дизель мощностью  $P_{e2}$  можно использовать с реверс-редуктором передаточным отноше-

нием  $i = \frac{n_{12}}{n_{22}}$  и диаметром винта  $D_{в2}$ . В зависимости от назначения

судна можно использовать гидравлическую или электрическую передачу мощности.

После каждого выбора двигателя и типа передачи для каждого рассматриваемого комплекса двигатель–передача–гребной винт производят расчет винта на полное использование мощности, в результате которого находят оптимальные его элементы, а также максимально допустимую скорость движения судна или силу упора, создаваемую буксиром-толкачем. Окончательный выбор главных двигателей и передачи осуществляют путем сопоставления рассматриваемых вариантов по технико-экономическим показателям: удельному расходу топлива и масла, ресурсу, к.п.д. и др.

### **6.3. Вспомогательное оборудование, обслуживающее дизели**

Для обеспечения работы главных и вспомогательных дизелей топливом, маслом, водой и воздухом, удаления продуктов сгорания, СЭУ оборудуют следующими системами: топливной, смазывания, водяного охлаждения, сжатого воздуха, газовыпуска. Каждая система подразделяется на две части. Первая часть системы связана конкретно с дизелем, вторая является общесудовой, состав и компоновка которой зависят не только от мощности и конструкции дизеля, но и от расположения оборудования в машинном помещении. Часть оборудования систем имеет непосредственный привод от дизелей (навешенное оборудование). Навешенным оборудованием могут быть насосы топливной системы (топливоподкачивающие), системы смазывания и системы охлаждения обоих контуров: внутреннего и забортного, компрессоры, аппаратуры регулирования и управления.

В качестве автономного привода в действие вспомогательного оборудования на судах применяют в основном электрический, реже гидравлический приводы.

Надежная работа главных и вспомогательных дизелей находится в прямой зависимости от бесперебойного действия обслуживающих систем. Поэтому надежность постоянно действующих систем должна быть не ниже надежности дизеля, который они обслуживают.

### ***6.3.1. Топливная система***

Топливная система служит для приема, перекачки, хранения, очистки, подогрева, транспортировки жидкого топлива к дизелям и автономным котлоагрегатам.

Основной запас топлива размещают в отсеках, расположенных по бортам, и в междудонном пространстве судна под машинными помещениями и грузовыми трюмами. Располагать его под котлами и жилыми помещениями запрещается.

При хранении топлива в междудонном пространстве часть его (аварийный запас) в количестве не менее суточного расхода по Правилам Регистра должна размещаться вне двойного дна.

Прием топлива на судно в цистерны основного запаса с береговых или плавучих бункеровочных баз должен обеспечиваться с двух бортов закрытым способом.

Для приема топлива на судне имеется постоянный трубопровод, который снабжен необходимой арматурой для подачи топлива во все цистерны основного запаса. Он заканчивается на главной палубе наливными втулками, снабженными крышками и сеткой. Кроме запасных, на судах устанавливают цистерны расходные, расходно-отстойные, сточные, грязного топлива.

Подача топлива к потребителям производится из расходных цистерн. Их обычно размещают в машинном помещении на высоте, обеспечивающей поступление топлива к дизелям, котлоагрегатам и топливоподкачивающим насосам самостоятельно. Для вспомогательных котлов устанавливают отдельную расходную цистерну.

Если главные дизели работают на тяжелых сортах топлива, предусматривают две расходные цистерны, их, которых одна явля-

ется расходной, а другая- отстойной. Кроме того, имеются расходные цистерны для питания вспомогательных дизелей, вспомогательных котлоагрегатов, а также для главных в период пуска, остановки и работы на маневрах.

Для сбора стоков топлива из поддонов расходных цистерн, фильтров, а также утечного топлива из форсунок и насосов высокого давления дизелей служит сточная цистерна.

Отстой из расходно-отстойных цистерн и остатки после сепарации собирают в цистерну грязного топлива.

На упрощенной принципиальной схеме топливной системы (рис.6.7) главные 1 и вспомогательные 16 дизели, а также автономный вспомогательный котел 2 работают на одном сорте топлива.

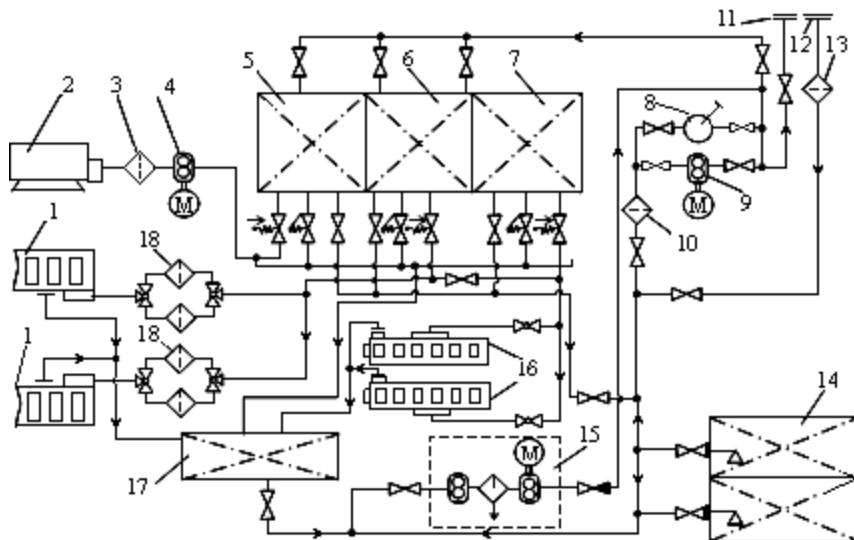


Рис. 6.7. Топливная система

Последнее поступает на судно самотеком через палубные наливные втулки 12, фильтр грубой очистки 13 в цистерны основного запаса 14, соединенные трубопроводом. Из цистерн 14 топливо подается через фильтр 10 топливоперекачивающим насосом 9 с электроприводом или ручным насосом 8 в расходные цистерны для автономного котла 5, главных 6 и вспомогательных 7 дизелей. Из соответствующих расходных цистерн через быстрозапорный

клапан с дистанционным приводом оно самотеком поступает к вспомогательным дизелям и через спаренные фильтры грубой очистки 18 – к главным. При необходимости на магистралях подвода топлива к дизелям могут быть установлены топливоперекачивающие насосы. К автономному котлу топливо подается форсуночным насосом 4 через фильтр 3. Сепаратором 15 оно очищается от воды и механических примесей, после чего подается из запасных цистерн в расходные.

В сточную цистерну 17 стекает утечное топливо от дизелей и из поддона расходных цистерн. Из сточной цистерны оно одним из насосов 8 или 9 или через сепаратор 15 может быть возвращено в расходную цистерну.

Предусмотрена возможность перекачки топлива насосом 9 или 8 из запасных, расходных и сточной цистерн через отдельную палубную втулку 11 на берег или в другие суда.

### **6.3.1.1. Расчет количества топлива в топливной системе**

Расчет количества топлива, кг, поступившего на судно перед автономным плаванием, можно выполнить согласно методике [1], по выражению:

$$G_m = (g_e N_{ez} x_d + g_e^I N_{ev}^I x_d^I) \tau_x + g_e^{II} N_{ev}^{II} x_d^I \tau_c + x_k B_{ak} \tau_k, \quad (6.1.1)$$

где  $G_m$  – полный запас топлива в топливной системе после бункерования, кг;

$g_e$  – удельный расход топлива главного двигателя, кг/(кВт·ч);

$g_e^I$  – удельный расход топлива вспомогательного двигателя в ходовом режиме, кг/(кВт·ч);

$g_e^{II}$  – удельный расход топлива вспомогательного двигателя на стоянке, кг/(кВт·ч);

$N_{ez}$  – эффективная мощность главного двигателя, кВт;

$N_{ev}^I$  – эффективная мощность вспомогательного двигателя в ходовом режиме, кВт;

$N_{ev}^{II}$  – эффективная мощность вспомогательного двигателя на стоянке, кВт;

$B_{ak}$  – расход топлива автономными вспомогательными котлами в ходовом и стояночном режимах, кг/ч;

- $x_d$  — количество главных двигателей, шт.;
- $x_d^I$  — количество вспомогательных двигателей, шт.;
- $x_k$  — количество автономных вспомогательных котлов, шт.;
- $\tau_x$  — продолжительность ходового режима в автономном плавании, ч;
- $\tau_c$  — продолжительность стояночного режима в автономном плавании, ч;
- $\tau_k$  — продолжительность работы автономных вспомогательных котлов в автономном плавании, ч.

Значения  $g_e$ ,  $g_e^I$ ,  $N_{ев}^I$ ,  $N_{ев}^I$  и  $B_{ак}$  принимаются по характеристикам двигателей и котлов.

В расчетах можно принять [1]:

$$N_{ев}^{II} \cong 0,67N_{ев}^I, \quad (6.1.2)$$

$$g_e^{II} \cong g_e^I. \quad (6.1.3)$$

Продолжительность ходового и стояночного режимов в автономном плавании можно определить в соответствии с рекомендациями [1], ч:

$$\tau_x \cong 21,8A, \quad (6.1.4)$$

$$\tau_c \cong 0,1\tau_x, \quad (6.1.5)$$

где  $A$  — автономность плавания, сут.

Продолжительность работы автономных вспомогательных котлов в автономном плавании определяется по [1], ч:

$$\tau_k \cong 0,4\tau_c + 0,2\tau_x. \quad (6.1.6)$$

Расход топлива автономными вспомогательными котлами можно определить в соответствии с [1] по формулам, кг/ч:

— для водяного котла

$$B_{ак} = \frac{Q_{ак}}{Q_n^p \cdot \eta_{ак}}, \quad (6.1.7)$$

где  $Q_{ак}$  — теплопроизводительность котла, кДж/ч;

$Q_n^p$  — удельная теплота сгорания топлива, кДж/кг;

$\eta_{ак}$  — коэффициент полезного действия котла.

— для парового котла

$$B_{ак} = \frac{2300D_{ак}}{Q_n \cdot \eta_{ак}}, \quad (6.1.8)$$

где  $D_{ак}$  – паропроизводительность котла, кг/ч.

Если в качестве характеристики котла приводится мощность, то теплопроизводительность  $Q_{ак}$  определяется по выражению, кДж/ч:

$$Q_{ак} = 3600 \cdot N_{ак}, \quad (6.1.9)$$

где  $N_{ак}$  – мощность автономного котла, кВт.

Если теплопроизводительность  $Q_{ак}$  в характеристиках автономного котла задана в ккал/ч, то перевод единиц измерения в кДж/ч выполняется с учетом того, что 1 ккал = 4,19 кДж.

В расчетах можно принять согласно [1]:  $\eta_{ак} = 0,7 - 0,8$ ;  $Q_n^p = 42500$  кДж/кг.

### 6.3.1.2. Определение вместимости топливных цистерн

Вместимость запасных топливных цистерн  $V_{з.м.ц.}$ , м<sup>3</sup>, определяется по выражению [1]:

$$V_{з.м.ц.} = \frac{k_m G_m}{\rho_m}, \quad (6.1.10)$$

где  $k_m$  – коэффициент, учитывающий «мертвый» запас топлива;

$\rho_m$  – плотность топлива, кг/м<sup>3</sup>.

В расчетах можно принять согласно [1]  $k_m = 1,1$ ; согласно [3] значение  $\rho_m = 830 \div 860$  кг/м<sup>3</sup>.

Вместимость цистерн аварийного запаса топлива  $V_{а.м.ц.}$  определяется из расчета его суточного потребления [1], м<sup>3</sup>:

$$V_{а.м.ц.} = \frac{24k_m x_o g_e N_{ez}}{\rho_m}. \quad (6.1.11)$$

Вместимость расходных цистерн для главных дизелей  $V_{p.ц.гл.}$  определяют из условия,  $m^3$ , хранения не менее 8-часового расхода дизельного топлива [1]:

$$V_{p.ц.гл.} = \frac{8k_m x_\delta g_e N_{ez}}{\rho_m}. \quad (6.1.12)$$

Вместимость расходных цистерн для вспомогательных дизелей  $V_{p.ц.всп.}$  определяют из условия обеспечения их работы не менее 4 ч [1],  $m^3$ :

$$V_{p.ц.всп.} = \frac{4k_m x_\delta^I g_e^I N_{ев}^I}{\rho_m}. \quad (6.1.13)$$

Вместимость расходных цистерн для автономных котлов  $V_{p.ц.к.}$  определяют из условия обеспечения их работы не менее 4 ч [1],  $m^3$ :

$$V_{p.ц.к.} = \frac{4k_m x_\kappa B_{ак}}{\rho_m}. \quad (6.1.14)$$

Вместимость сточной цистерны  $V_{ст.ц.}$ ,  $m^3$ , определяется на основании опытных данных по формуле [1]:

$$V_{ст.ц.} = (0,06 \div 0,12) \frac{x_\delta N_{ez} + x_\delta^I N_{ев}^I}{1000}. \quad (6.1.15)$$

### **6.3.1.3. Определение параметров топливоперекачивающих насосов**

Для заполнения запасных и расходных цистерн, перекачивания топлива из одних отсеков в другие и выдачи его с судна на берег или другим судам используют топливоперекачивающие насосы. Подача насоса  $Q_n$  зависит от вместимости цистерн,  $m^3/ч$ , и определяется по выражению:

$$Q_n = \frac{V_\zeta}{\tau_\zeta}, \quad (6.1.16)$$

где  $V_\zeta$  – вместимость цистерны,  $m^3$ ;

$\tau_\zeta$  – время заполнения или опорожнения цистерны, ч.

Подачу насосов определяют с учетом обеспечения:

а) времени выкачивания топлива из запасных цистерн  $V_{з.м.ц.} - \tau_{ц} = 2 \div 4$  ч;

б) времени заполнения расходной цистерны  $V_{р.м.ц.} - \tau_{ц} = 0,5 \div 1$  ч.

Из двух рассчитанных по (6.1.16) значений  $Q_n$  с учетом времени а) и б) выбирают максимальное.

Давление, создаваемое топливоперекачивающим насосом, принимают:  $p_n = 0,25 \div 0,5$  МПа.

Мощность, потребляемая насосом, определяется по формуле, кВт:

$$N_n = \frac{k_3 Q_n p_n}{3,6 \eta_n}, \quad (6.1.17)$$

где  $k_3$  – коэффициент запаса мощности;

$\eta_n$  – коэффициент полезного действия насоса.

В расчетах можно принять согласно [1] для насосов:

– малых мощностей (до 4 кВт)  $k_3 = 1,2 \div 1,5$ ;

– больших мощностей ( $> 4$  кВт)  $k_3 = 1,1 \div 1,15$ .

В качестве топливоперекачивающих на судах рекомендуется использовать шестеренные и винтовые насосы.

В расчетах можно принять согласно [1]:

– для шестеренных насосов  $\eta_n = 0,38 \div 0,45$ ;

– для винтовых насосов  $\eta_n = 0,5 \div 0,75$ .

#### **6.3.1.4. Определение производительности сепаратора**

Топливо на судах может быть обводнено, иметь органические и механические примеси. Перед подачей топлива к топливным насосам его необходимо очищать. На судах топливо очищают путем отстаивания, сепарирования и фильтрации. Отстаивание является предварительным средством очистки топлива. Его производят, обычно, в запасных и расходно-отстойных цистернах. В установках с быстроходными дизелями, работающими на легких сортах топлива, последнее очищают с помощью фильтров.

На крупных судах кроме отстаивания и фильтрации топливо подвергается сепарации. В установках, работающих на дизельном топливе, используют один сепаратор, а в установках, работающих на тяжелом топливе, – два. На морских судах устанавливают три-

четыре сепаратора, из которых один или два являются резервными.

Производительность сепаратора  $Q_{m.c.}$  определяют из условия очистки суточной потребности топлива за 8–12 ч по формуле [1], м<sup>3</sup>/ч:

$$Q_{m.c.} = \frac{24(x_0 g_e N_{ez} + x_0^I g_e^I N_{es}^I)}{(8 \div 12) \rho_m}. \quad (6.1.18)$$

### 6.3.2. Система смазывания

Данная система предназначена для приема, хранения, очистки и подачи масла к потребителям. В СЭУ масло используется для смазки трущихся деталей главных и вспомогательных механизмов, а также для отвода теплоты, выделяющейся при трении; для охлаждения поршней ДВС; в качестве рабочей жидкости гидромурфт гидротрансформаторов, объемного гидропривода судовых механизмов и в элементах гидравлических систем автоматики.

Смазочная система главных и вспомогательных дизелей, так же, как и топливная, может быть подразделена на две части: непосредственно связанную с дизелем и судовую. К первой части системы относятся навешенные на дизель масляные насосы, фильтры, трубопроводы, каналы для циркуляции масла и др.

Ее схема зависит от конструкции и мощности дизеля. Во вторую часть смазочной системы входят запасные, расходные и отстойные цистерны, насосы, фильтры, сепараторы, подогреватели и трубопроводы, расположенные вне дизеля.

В дизелях, устанавливаемых на речных и смешанного «река— море» плавания судах, применяют комбинированную смазочную систему, состоящую из циркуляционной системы смазывания под давлением и системы смазывания разбрызгиванием.

Циркуляционная система обеспечивает смазку под давлением всех основных узлов и агрегатов дизеля, включая подшипники турбокомпрессора. Маслом, разбрызгиваемым движущимися деталями, смазываются некоторые узлы, расположенные в картере дизеля.

Дизели могут быть с «сухим» и «мокрым» картером. В дизелях с «мокрым» картером масло, заливаемое в смазочную систему, находится в нижней его части — поддоне, откуда подается в цир-

куляционную смазочную систему нагнетательным насосом. В дизелях с «сухим» картером стекающее из подшипников масло непрерывно удаляется из него откачивающим насосом в специальную цистерну — маслосборник и из последнего нагнетательным насосом подается в смазочную систему дизеля.

Чтобы обеспечить полное осушение картера при работе дизеля, откачивающий насос должен иметь большую подачу, чем нагнетательный.

Нагнетательный и откачивающий масляные насосы обычно навешены на двигатель.

В смазочных системах с навешенными на дизель масляными насосами предусматривают отдельный насос с электрическим или ручным приводом для прокачки масла перед пуском дизеля.

На рис.6.8 показана принципиальная схема масляной системы дизельной установки.

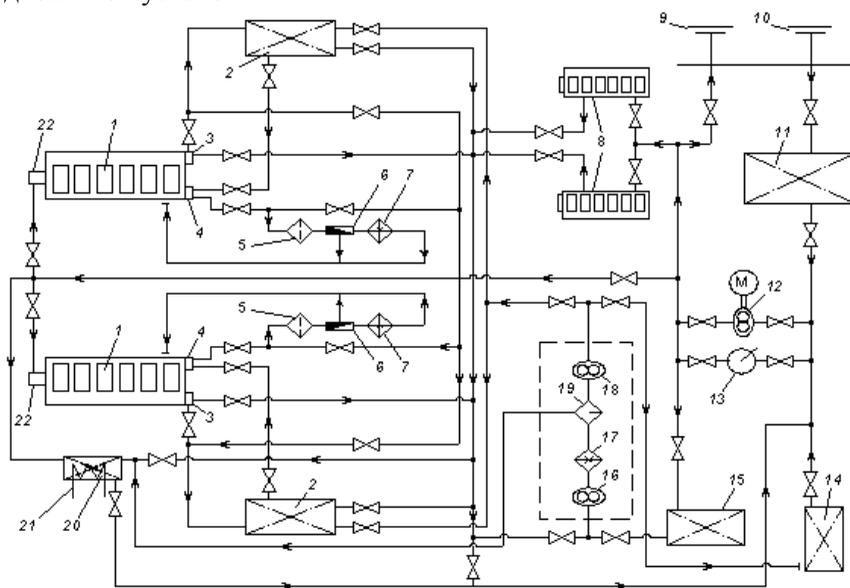


Рис.6.8. Принципиальная схема системы смазывания

Масло в запасную цистерну 11 принимается с главной палубы (с двух бортов), где размещаются наливные палубные втулки 10. К трубопроводу, выходящему из запасной цистерны, подключены всасывающие магистрали резервного масляного насоса 12 и насоса

13 с ручным приводом. Всасывающие магистрали насосов 12 и 13 через систему трубопроводов и вентилей могут подключаться к трубопроводам цистерны сепарированного масла 14, сточной 20, маслосборников 2 циркуляционной смазочной системы главных дизелей, картеров главных 1 и вспомогательных 8 дизелей.

Нагнетательные магистрали насосов 12, 13 через систему трубопроводов и вентилей позволяют раздельно подавать масло в маслосборники 2, в картеры вспомогательных дизелей 8, в нагнетательную магистраль циркуляционного насоса 4, отстойную 15 и сточную 20 цистерны, к упорным подшипникам 22 и при необходимости через палубные втулки 9 на главную палубу для выдачи на берег или другим судам.

Главные дизели 1 имеют циркуляционную смазочную систему с «сухим» картером. Масло из картера дизеля 1 отсасывающим насосом 3 подается в маслосборник 2, откуда циркуляционным насосом 4 направляется в фильтр грубой очистки 5 и далее через терморегулятор 6, холодильник 7 или в обход него в главную распределительную магистраль дизеля на смазку и охлаждение узлов последнего.

В случае выхода из строя одного из насосов 3 или 4 включается резервный масляный насос 12. Прокачка масла перед пуском дизеля может осуществляться резервным 12 или насосом 13 с ручным приводом. Свежим маслом циркуляционные смазочные системы главных дизелей заполняются через маслосборники 2 резервным или насосом с ручным приводом из запасной 7 или цистерны сепарированного масла 14. Отработавшее масло из циркуляционной смазочной системы удаляется через маслосборники 2 самотеком в сточную цистерну 20, которая оборудована змеевиком подогревателем 21.

Из сточной цистерны масло насосом 12 или 13 подается в отстойную цистерну 15. Отсюда масло насосом сепаратора 16 направляется в подогреватель масла 17 и затем в сепаратор 19. Из последнего очищенное масло насосом сепаратора 18 направляется в цистерну 14 или маслосборники 2, а загрязненные остатки из сепаратора и из поддонов всех цистерн сливаются в цистерну 20. Сепаратор должен осуществлять на ходу судна или на стоянках сепарирование масла, циркулирующего в смазочных системах ди-

зелей. Для этой цели масло из маслосборников 2 поступает в сепаратор и после сепарирования вновь возвращается в маслосборник.

Вспомогательные дизели 8 имеют смазочную систему с «мокрым» картером. Заполнение системы свежим маслом производится в картеры дизелей насосом 13 с ручным приводом.

Отработавшее масло из картера сливается самотеком в цистерну 20.

Применяемые в дизелях смазочные материалы – моторные масла – являются продуктами переработки нефти. Смазочные материалы предназначены для создания масляной пленки между трущимися поверхностями при работе двигателя, что препятствует изнашиванию и продлевает срок службы.

Для смазывания подвижных деталей судовой энергетической установки используют моторные, компрессорные масла и пластичные смазочные материалы (солидол или консталин). Для специальных механизмов, работающих в особо тяжелых или необычных условиях, могут быть использованы также и твердые (например, графит) или газообразные смазки.

Моторные масла обладают следующими характеристиками:

- вязкость характеризует текучесть масла (свойство материала оказывать сопротивление перемещению одного слоя относительно другого под воздействием внешних сил), кинематическая вязкость масел измеряется в  $\text{м}^2/\text{с}$ ;

- температура вспышки характеризует огнеопасность масла и наличие в нем низкокипящих фракций или примеси топлива;

- температура застывания позволяет судить о прокачиваемости масла при низких температурах и его применимости при запуске холодного двигателя;

- доля механических примесей, воды, водорастворимых кислот и щелочей свидетельствует о степени очистки масла.

Для улучшения природных свойств масел, или приданию им новых, к базовому маслу добавляют специальные присадки или их композиции. Для циркуляционных масел используют следующие присадок:

- моющие для размягчения нагара, предотвращающие образование углеродистых отложений на горячих поверхностях деталей и закоксовывание поршневых колец;

– вязкостные для уменьшения падения вязкости масла при повышении его температуры;

– антиокислительные, замедляющие окисление масла при высоких температурах;

– диспергирующие, удерживающие попадающие в масло мелкие частицы во взвешенном состоянии и предотвращающие образование отложений в картере и других застойных зонах масляной системы;

– антикоррозионные, предотвращающие коррозионное разрушение антифрикционных покрытий подшипников;

– противопенные, предотвращающие вспенивание масла при его прокачивании и перемешивании с воздухом.

Для масел, используемых для смазывания цилиндров, применяют нейтрализующие присадки, способные нейтрализовать кислоты, конденсирующиеся из продуктов сгорания топлива.

Моторные масла, применяемые для дизелей речных судов, имеют следующие характеристики:

- |                              |  |
|------------------------------|--|
| – вязкость при 100°С         | $(10 \div 20) \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с};$ |
| – температура вспышки        | $(200 \div 235)^\circ\text{C};$                    |
| – температура застывания     | $(10 \div 15)^\circ\text{C};$                      |
| – доля механических примесей | не более $(0,015 \div 0,03)\%$ ;                   |
| – доля воды                  | следы;   |
| – щелочность                 | $(2 \div 10) \text{ мг на } 1 \text{ г.}$          |

### **6.3.2.1. Расчет количества масла в системе смазки**

Расчет количества масла, кг, можно выполнить согласно методике [1] по выражению

$$G_m = (g_m N_{ев} x_d + g_m^I N_{ев}^I x_d^I) \tau_x + g_m^I N_{ев}^{II} x_d^I \tau_c + a_m N_{ев} \frac{\tau_x}{\tau_m} x_d + a_m^I N_{ев}^I \frac{\tau_\vartheta}{\tau_m} x_d^I \quad (6.2.1)$$

где  $G_m$  – полный запас масла в системе смазки судовой энергетической установки, кг;

- $g_m$  – удельный расход циркулирующего масла главного двигателя, кг/(кВт·ч);  
 $g_m^I$  – удельный расход циркулирующего масла вспомогательного двигателя; кг/(кВт·ч);  
 $a_m, a_m^I$  – удельная масса масла в сточных цистернах или в картерах двигателей, кг/кВт;  
 $\tau_m$  – срок службы масла, ч;  
 $\tau_{\text{э}}$  – время эксплуатации вспомогательных двигателей за период автономного плавания, ч;  
 $\tau_x/\tau_m, \tau_{\text{э}}/\tau_m$  – количество смен масла в системах смазки главных и вспомогательных двигателей за период автономного плавания.

В расчетах можно принять [1]:

$$\begin{aligned}
 a_m &= 2,7 \div 2,95 \text{ – для двигателей с частотой вращения } n > 600 \text{ мин}^{-1}, \\
 a_m &= 2,35 \div 2,7 \text{ – для двигателей с частотой вращения } n \leq 600 \text{ мин}^{-1},
 \end{aligned}$$

$$\frac{\tau_x}{\tau_m} \cong 1; \quad \frac{\tau_{\text{э}}}{\tau_m} \cong 1.$$

Объем масла  $V_m$  в системе смазки, м<sup>3</sup>, можно определить по выражению:

$$V_m = \frac{G_m}{\rho_m}, \quad (6.2.2)$$

где  $\rho_m$  – плотность масла, кг/м<sup>3</sup>.

В расчетах можно принять  $\rho_m \approx 920 \text{ кг/м}^3$ .

### 6.3.2.2. Расчет вместимости масляных цистерн

Вместимость запасных масляных цистерн  $V_{\text{з.м.ц.}}$ , м<sup>3</sup>, определяется по выражению [1]:

$$V_{\text{з.м.ц.}} = \frac{k_m G_m}{\rho_m}, \quad (6.2.3)$$

где  $k_m$  – коэффициент, учитывающий «мертвый» запас масла.

В расчетах можно принять согласно [1]  $k_m = 1,1$ .

Вместимость маслосборника главного двигателя  $V_{с.м.г}$  определяется в соответствии с [1] по выражению, м<sup>3</sup>

$$V_{с.м.г} = v_{с.м} N_{ег} \cdot \quad (6.2.4)$$

Вместимость маслосборника вспомогательного двигателя  $V_{с.м.в}$ , м<sup>3</sup>, определяется в соответствии с [1] по выражению:

$$V_{с.м.в} = v_{с.м} N_{ев}^I, \quad (6.2.5)$$

где  $v_{с.м}$  – удельная емкость маслосборника, м<sup>3</sup>/кВт.

По опытным данным [1] можно принять, м<sup>3</sup>/кВт:

$$- v_{с.м} = (5,5 \div 6,8) \cdot 10^{-4} \text{ для } n > 600 \text{ мин}^{-1};$$

$$- v_{с.м} = (8,5 \div 13,6) \cdot 10^{-4} \text{ для } n \leq 600 \text{ мин}^{-1}.$$

Суммарная вместимость расходных масляных цистерн  $V_{р.м}$ , м<sup>3</sup>, можно определить по выражению [1]:

$$V_{р.м} = (1 \div 1,5)(V_{с.м.г} x_{\partial} + V_{с.м.в} x_{\partial}^I), \quad (6.2.6)$$

Суммарная вместимость сточных и отстойных масляных цистерн  $V_{с.м}$ , м<sup>3</sup>, можно определить по выражению [1]:

$$V_{с.м} = 1,1 \left( \frac{\tau_x}{\tau_m} V_{с.м.г} x_{\partial} + \frac{\tau_{\partial}}{\tau_m} V_{с.м.в} x_{\partial}^I \right). \quad (6.2.7)$$

### 6.3.2.3. Определение параметров масляных насосов

Подачу резервного циркуляционного масляного насоса  $Q_{м.ц}$ , м<sup>3</sup>/ч, определяют из условия обеспечения отвода маслом необходимого количества теплоты по выражению [1]:

1) для главного двигателя

$$Q_{м.ц.г} = \frac{k_m a_{т.м} g_e N_{ег} Q_n^p}{c_m \rho_m \nabla t_m}; \quad (6.2.8)$$

2) для вспомогательного двигателя

$$Q_{м.ц.в} = \frac{k_m a_{т.м} g_e^I N_{ев}^I Q_n^p}{c_m \rho_m \nabla t_m}, \quad (6.2.9)$$

где  $k_m$  – коэффициент запаса подачи;

$a_{т.м}$  – доля теплоты, отводимая маслом, от всего количе-

ства теплоты, введенного с топливом;

$Q_n^p$  – удельная теплота сгорания топлива, кДж/кг;

$c_m$  – теплоемкость масла, кДж/(кг·К);

$\nabla t_m$  – разность температур масла на выходе из дизеля и на входе в него, К.

В расчетах можно принять согласно [1]:

–  $k_m = 1,2 \div 1,6$ ;

–  $a_{m.m} = 0,05 \div 0,07$  для  $n \leq 600$  мин<sup>-1</sup>;

–  $a_{m.m} = 0,07 \div 0,08$  для  $n > 600$  мин<sup>-1</sup>;

–  $c_m \approx 2,05$  кДж/(кг·К);  $\nabla t_m \approx (6 \div 12)$  К;  $Q_n^p = 42500$  кДж/кг.

Рабочее давление  $P_{m.ц}$  в смазочной системе можно принять:

–  $P_{m.ц} = 0,2 \div 0,3$  МПа для  $n \leq 600$  мин<sup>-1</sup>;

–  $P_{m.ц} = 0,3 \div 0,5$  МПа для  $n > 600$  мин<sup>-1</sup>.

Мощность  $N_{ц.н}$ , кВт, потребляемая насосом, определяется по формуле

$$N_{ц.н} = \frac{k_3 Q_{m.ц} P_{m.ц}}{3,6 \eta_{ц}}, \quad (6.2.10)$$

где  $k_3$  – коэффициент запаса мощности;

$\eta_{ц}$  – коэффициент полезного действия насоса.

В расчетах можно принять согласно [1] для насосов:

– малых мощностей (до 4 кВт)  $k_3 = 1,2 \div 1,5$ ;

– больших мощностей (> 4 кВт)  $k_3 = 1,1 \div 1,15$ ;

–  $\eta_{ц} = 0,7 \div 0,75$ .

#### **6.2.2.4. Расчет параметров резервного отсасывающего масляного насоса**

В соответствии с опытными данными [1] параметры резервных отсасывающих насосов определяются по выражениям:

– подача  $Q_{p.m.}$  м<sup>3</sup>/ч,

$$Q_{p.m.} = (1,25 \div 1,3) Q_{m.ц}; \quad (6.2.11)$$

– мощность  $N_{p.m.}$  кВт,

$$N_{p.m.} = (1,25 \div 1,3) N_{m.ц}. \quad (6.2.12)$$

### 6.3.2.5. Определение производительности сепаратора

На судах с тихоходными дизелями средней и большой мощности масло, отработавшее свыше 400–500 ч, подвергают периодической сепарации [1]. Производительность сепаратора  $Q_{с.м}$ , м<sup>3</sup>/ч, выбирают из условия обеспечения необходимой кратности очистки масла в смазочной системе дизеля по формуле

$$Q_{с.м} = \frac{m(V_{с.м.э}x_{\delta} + V_{с.м.б}x_{\delta}^I)}{t_c}, \quad (6.2.13)$$

где  $m$  – кратность очистки масла;

$t_c$  – время работы сепаратора в сутки, ч.

В расчетах можно принять согласно [1]:  $m = 1,5–3,5$ ;  $t_c = 8–12$  ч.

### 6.3.2.6. Расчет холодильника масла

Масло охлаждают в масляных холодильниках. Каждый дизель, как правило, должен иметь один масляный холодильник. При выборе холодильника поверхность его охлаждения  $F_{х.м}$ , м<sup>2</sup>, определяют по выражению [1]:

– для главного двигателя

$$F_{х.м.э} = \frac{a_{т.м}g_e N_{ев} Q_n^p}{3600k_{т.м} \nabla t_{м.ср}}; \quad (6.2.14)$$

– для вспомогательного двигателя

$$F_{х.м.б} = \frac{a_{т.м}g_e^I N_{ев}^I Q_n^p}{3600k_{т.м} \nabla t_{м.ср}}, \quad (6.2.15)$$

где  $k_{т.м}$  – общий коэффициент теплопередачи, кВт/(м<sup>2</sup>·К);

$\nabla t_{м.ср}$  – средняя разность температур масла и воды, К.

Значение  $\nabla t_{м.ср}$  можно определить по формуле [1], К или °С:

$$\nabla t_{м.ср} = \frac{(t_M^I + t_M^{II}) - (t_{\delta}^I + t_{\delta}^{II})}{2}, \quad (6.2.16)$$

где  $t_M^I, t_M^{II}$  – температура масла до холодильника и соответственно за ним, °С;  
 $t_6^I, t_6^{II}$  – температура забортной воды до холодильника и соответственно за ним, °С.

В расчетах можно принять согласно [1]:

- $k_{m.m} = (0,17 \div 0,29)$  кВт/(м<sup>2</sup>·К) – для обычных трубчатых холодильников;
- $k_{m.m} = (0,64 \div 0,7)$  кВт/(м<sup>2</sup>·К) – для холодильников, снабженных турбулизаторами потока;
- $a_{m.m} = 0,05 \div 0,07$  для  $n \leq 600$  мин<sup>-1</sup>;
- $a_{m.m} = 0,07 \div 0,08$  для  $n > 600$  мин<sup>-1</sup>;
- $t_M^I = 70 \div 80^\circ\text{C}$ ;  $t_M^{II} = 60 \div 70^\circ\text{C}$ ;
- $t_6^I = 24 \div 27^\circ\text{C}$ ;  $t_6^{II} = 30 \div 32^\circ\text{C}$ .

### 6.3.3 Система водяного охлаждения

Основное назначение системы водяного охлаждения состоит в отводе теплоты от втулок и крышек рабочих цилиндров, а в дизелях большой мощности и от головок поршней, в охлаждении газо-выпускного коллектора, наддувочного воздуха и масла циркуляционной смазочной системы. Данная система предназначена также для отвода теплоты от передач, компрессоров, опорных и упорных подшипников линии валопровода, дейдвудных подшипников, если они имеют смазку водой, и других механизмов. В качестве рабочего тела в системе охлаждения используют воду. Для охлаждения форсунок и поршней дизелей средней мощности, во избежание коррозии, применяют масло.

Генераторы и электродвигатели обычно охлаждают воздухом.

Система водяного охлаждения дизельных установок, как правило, двухконтурная. Она состоит из замкнутой системы внутреннего контура, вода которой охлаждает дизели, и открытой системы внешнего контура, в которой через холодильник циркулирует забортная вода.

Такая схема системы охлаждения позволяет поддерживать во внутреннем контуре оптимальную среднюю температуру охлаждающей дизель воды (равную для большинства дизелей 75—90°С).

При такой температуре дизель имеет наиболее экономичный расход топлива. Если дизели охлаждаются непосредственно забортной водой (например, при выходе из строя насосов внутреннего контура), во избежание выпадения из воды солей жесткости и образования накипи температуру ее поддерживают в пределах 50—55°С. Однако при этом расход топлива увеличивается на 5—7%.

Непосредственно забортной водой в ДЭУ охлаждают, кроме воды внутреннего контура и масла циркуляционной смазочной системы, также цилиндры компрессоров, наддувочный воздух и масло смазочной системы упорных подшипников, редукторов и реверс-редукторов.

Прием забортной воды во внешний контур системы охлаждения должен производиться не менее чем от двух кингстонов — днищевого и бортового, расположенных в машинном помещении и соединенных между собой. На приемных магистралях охлаждающей забортной воды главных и вспомогательных ДВС следует устанавливать фильтры, производящие ее очистку без прекращения работы насосов внешнего контура.

Принципиальная схема системы водяного охлаждения показана на рис.6.9.

Вода внутреннего контура насосом 27, навешенным на дизель, по распределительной трубе 28 подается в зарубашечное пространство дизеля 29 и турбокомпрессора 30. Нагретая вода направляется из дизеля и турбокомпрессора в терморегулятор 8, который в зависимости от температуры воды распределяет ее поток в водяной холодильник 9 и на перепуск. После водяного холодильника оба потока смешиваются и поступают во всасывающую магистраль насоса 27. Наиболее высоко расположенные на турбокомпрессоре и дизеле участки трубопровода внутреннего контура соединены трубами 1, 2 с расширительной цистерной 3, которая сообщается с атмосферой. Расширительная цистерна обеспечивает по трубопроводу 6 отвод паров воды и воздуха из системы водяного охлаждения, по трубопроводам 5 и 4 — пополнение убыли воды во внутреннем контуре и ее слив при переполнении цистерны.



бортной воды. При этом поступление воды в терморегулятор 8 и расширительную цистерну прекращается путем закрытия соответствующих вентилей.

При неисправности насоса внешнего контура 26 доступ к нему и насосу 27 внутреннего контура забортной воды прекращается закрытием вентилей.

По трубе 23 забортная вода поступает к насосу 27, который подает ее через трехходовой кран в распределительную трубу 28 и по трубе 25— ко всем потребителям. Из дизеля она, как и в предыдущем случае, по трубе 7 сливается за борт. В качестве резервного может быть использован насос общесудового назначения, который подает воду по трубопроводу 21. Для прогрева дизеля перед пуском в систему внутреннего контура параллельно включен водоподогреватель 14. Циркуляция воды в системе охлаждения в период прогрева дизеля обеспечивается резервным насосом 22 с независимым приводом. Вспомогательные дизели имеют независимые системы водяного охлаждения и отдельные расширительные цистерны. Забортная вода к ним подводится по трубопроводу 17. Трубопровод 18 служит для подачи воды в систему водоснабжения судна.

Вода внутреннего контура охлаждается в водяных холодильниках трубчатого типа.

Чтобы избежать интенсивного образования накипи в трубах, температура забортной воды в холодильнике не должна быть выше 50—55°C. Для поддержания постоянной температуры воды внутреннего контура и масла устанавливают в соответствующей системе перед холодильником терморегулятор. Последний регулирует температуру путем изменения количества жидкости, проходящей через холодильник.

### ***6.3.3.1. Расчет охладителя воды внутреннего контура***

Расчет охладителя воды сводится к определению поверхности охлаждения  $F_{х.в.}$ , м<sup>2</sup>, по формуле [1]:

— для главного двигателя

$$F_{х.в.г} = \frac{a_{м.в} g_e N_{e2} Q_n^p}{3600 k_{м.в} \nabla t_{в.ср}}; \quad (6.3.1)$$

– для вспомогательного двигателя

$$F_{x.в.в} = \frac{a_{m.в} g_e^I N_{ев}^I Q_u^p}{3600 k_{m.в} \nabla t_{в.ср}}, \quad (6.3.2)$$

где  $a_{m.в}$  – доля теплоты, отводимая водой внутреннего контура, от всего количества теплоты, введенного с топливом;

$k_{m.в}$  – общий коэффициент теплопередачи от воды к воде, кВт/(м<sup>2</sup>·К);

$\nabla t_{в.ср}$  – средняя разность температур воды, К.

Значение  $\nabla t_{в.ср}$  можно определить по формуле [1], К или °С:

$$\nabla t_{в.ср} = \frac{(t_6^I + t_6^{II}) - (t_3^I + t_3^{II})}{2}, \quad (6.3.3)$$

где  $t_6^I$  – температура воды внутреннего контура на входе в охладитель (на выходе из дизеля), °С;

$t_6^{II}$  – температура воды внутреннего контура на выходе из охладителя (перед дизелем), °С;

$t_3^I$  – температура забортной воды на входе в охладитель (на выходе из масляного холодильника), °С;

$t_3^{II}$  – температура забортной воды на выходе из охладителя, °С.

В расчетах можно принять согласно [1]:

–  $a_{m.в} = 0,12 \div 0,17$  для  $n \leq 600$  мин<sup>-1</sup> для дизелей с наддувом;

–  $a_{m.в} = 0,2 \div 0,25$  для  $n \leq 600$  мин<sup>-1</sup> для дизелей без наддува;

–  $a_{m.в} = 0,15 \div 0,2$  для  $n > 600$  мин<sup>-1</sup>;

–  $k_{m.в} = (0,58 \div 0,82)$  кВт/(м<sup>2</sup>·К) – для трубчатых охладителей;

–  $k_{m.в} = (1 \div 1,16)$  кВт/(м<sup>2</sup>·К) – для пластинчатых охладителей;

–  $t_6^I = 75 \div 90$ °С;  $t_6^{II} = t_6^I - (10 \div 12)$ °С;

–  $t_3^I = 30 \div 32$ °С;  $t_3^{II} = 45 \div 50$ °С.

### 6.3.3.2. Расчет насоса системы охлаждения

В системах внутреннего и внешнего контуров охлаждения дизелей используют центробежные насосы, навешенные на дизель, или автономные с электрическим приводом.

Необходимую подачу насоса внутреннего контура  $Q_{6.6}$ , м<sup>3</sup>/ч, определяют из условия обеспечения отвода теплоты от дизеля по формуле [1]:

– для главного двигателя

$$Q_{6.6.2} = \frac{k_6 a_{m.6} g_e N_{e2} Q_H^p}{c_6 \rho_6 \nabla t_{6.6}}, \quad (6.3.4)$$

– для вспомогательного двигателя

$$Q_{6.6.6} = \frac{k_6 a_{m.6} g_e^I N_{e6}^I Q_H^p}{c_6 \rho_6 \nabla t_{6.6}}, \quad (6.3.5)$$

где  $k_6$  – коэффициент запаса подачи;

$c_6$  – теплоемкость пресной воды, кДж/(кг·К);

$\nabla t_{6.6}$  – разность температур на выходе из дизеля и на входе в него, К;

$\rho_6$  – плотность пресной воды, кг/м<sup>3</sup>.

В расчетах можно принять согласно [1]:

–  $k_6 = 1,2 \div 1,3$ ;

–  $c_6 \approx 4,19$  кДж/(кг·К);

–  $\nabla t_{6.6} \approx (10 \div 12)$  К;

–  $\rho_6 = 1000$  кг/м<sup>3</sup>.

Необходимую подачу насоса внешнего контура  $Q_{6.3}$ , м<sup>3</sup>/ч, определяют исходя из условия обеспечения отвода теплоты от воды внутреннего контура, циркуляционной смазочной системы, компрессора, подшипников валопровода и др. по выражению [1]:

– для главного двигателя

$$Q_{6.3.2} = \frac{k_{6.3} (a_{m.6} + a_{m.м}) g_e N_{e2} Q_H^p}{c_3 \rho_3 \nabla t_{6.3}}; \quad (6.3.6)$$

– для вспомогательного двигателя

$$Q_{6.3.6} = \frac{k_6 (a_{m.6} + a_{m.м}) g_e^I N_{e6}^I Q_H^p}{c_3 \rho_3 \nabla t_{6.3}}, \quad (6.3.7)$$

где  $k_{6.3}$  – коэффициент запаса подачи, учитывающий дополнительный расход забортной воды на охлаждение компрессоров, подшипников валопровода и др.;

$c_3$  – теплоемкость забортной воды, кДж/(кг·К);

$\nabla t_{\text{в.з}}$  – разность температур на выходе из охладителя и на входе в него, К;

$\rho_3$  – плотность забортной воды, кг/м<sup>3</sup>.

В расчетах можно принять согласно [1]:

–  $k_{\text{в.з}} = 1,4 \div 1,5$ ;

–  $c_3 \approx 4,19$  кДж/(кг·К) – если забортная вода пресная;

–  $c_3 \approx 3,98$  кДж/(кг·К) – для морской забортной воды (суда класса «М» и «М-СП»);

–  $\nabla t_{\text{в.з}} \approx (15 \div 25)$  К;

–  $\rho_3 = 1000$  кг/м<sup>3</sup> – если забортная вода пресная;

–  $\rho_3 = 1020$  кг/м<sup>3</sup> – для морской забортной воды.

В целях унификации подачу  $Q_{\text{в}}$  насосов внутреннего и внешнего контуров системы водяного охлаждения принимают одинаковой, равной максимальному значению, полученному в результате расчета подач по (6.3.4) и (6.3.6) для главного двигателя, и (6.3.5) и (6.3.7) для вспомогательного двигателя.

Рабочее давление обычно составляет  $P_{\text{в}} = (0,2 \div 0,3)$  МПа.

Мощность  $N_{\text{в}}$ , потребляемую насосом, кВт, определяют по формуле:

– для главного двигателя

$$N_{\text{в.г}} = \frac{k_3 Q_{\text{в.г}} P_{\text{в}}}{3,6 \eta_{\text{в}}}, \quad (6.3.8)$$

– для вспомогательного двигателя

$$N_{\text{в.в}} = \frac{k_3 Q_{\text{в.в}} P_{\text{в}}}{3,6 \eta_{\text{в}}}, \quad (6.3.9)$$

где  $k_3$  – коэффициент запаса мощности;

$\eta_{\text{в}}$  – коэффициент полезного действия насоса.

В расчетах можно принять согласно [1]:

– для насосов малых мощностей (до 4 кВт)  $k_3 = 1,2 \div 1,5$ ;

– для насосов больших мощностей (> 4 кВт)  $k_3 = 1,1 \div 1,15$ ;

–  $\eta_{\text{в}} = 0,55 \div 0,7$ .

### **6.3.3.3. Расчет вместимости расширительной цистерны**

Во внутреннем контуре системы охлаждения должно циркулировать постоянное количество воды. Для пополнения утечек воды, компенсации изменения ее объема в зависимости от температуры, создания постоянного подпора на всасывании у насоса внутреннего контура и конденсации пара, отводимого из системы, устанавливают расширительную цистерну. Ее располагают выше уровня воды в системе охлаждения дизеля. Вместимость такой цистерны должна обеспечить возможность компенсации изменения объема воды в системе в зависимости от температурного режима дизеля. По опытным данным у судовых дизелей вместимость расширительной цистерны  $V_{p.в.}$ , м<sup>3</sup>, можно определить по выражению [1]:

– для главных дизелей

$$V_{p.в.г} = (1,1 \div 1,5) \cdot 10^{-4} x_o N_{ez} ; \quad (6.3.10)$$

– для вспомогательных дизелей

$$V_{p.в.в} = (1,1 \div 1,5) \cdot 10^{-4} x_o^I N_{ев}^I . \quad (6.3.11)$$

### 6.3.4. Система сжатого воздуха

На судне сжатый воздух используют для пуска главных и вспомогательных дизелей, подачи звукового сигнала (тифона), подпитки пневмоцистерн (гидрофоров), работы пневматической системы автоматического регулирования и управления, приведения в действие пневмоинструментов, а также для хозяйственных нужд и технологических целей, например в озонаторных установках подготовки питьевой воды и др.

Система сжатого воздуха состоит из компрессоров (в них получают сжатый воздух), баллонов, воздухохранителей, водо- и маслоотделителей (в них очищают воздух), трубопроводов и арматуры.

Для получения сжатого воздуха обычно применяют компрессоры поршневого типа с приводом от электродвигателя. Иногда для этой цели используют компрессоры с дизельным приводом. Некоторые типы дизелей оборудуют навешенными компрессорами. По Правилам Российского Классификационного Общества на

судне должно быть не менее двух компрессоров, один из которых может быть навешенным на дизель.

Воздух после сжатия в компрессоре до поступления в баллоны очищается в водо- и маслоотделителях и охлаждается в холодильнике до температуры не выше  $60^{\circ}\text{C}$ .

Баллоны в зависимости от назначения делятся на пусковые главных дизелей, пусковые вспомогательных дизелей, тифонные и хозяйственных нужд. По Правилам Российского Классификационного Общества число баллонов для пуска главных дизелей должно быть не менее двух равной вместимости. Вспомогательные дизели могут иметь один пусковой баллон, однако при этом должна быть предусмотрена возможность их пуска от одного пускового баллона главных дизелей.

На рис. 6.10 показана принципиальная схема системы сжатого воздуха.

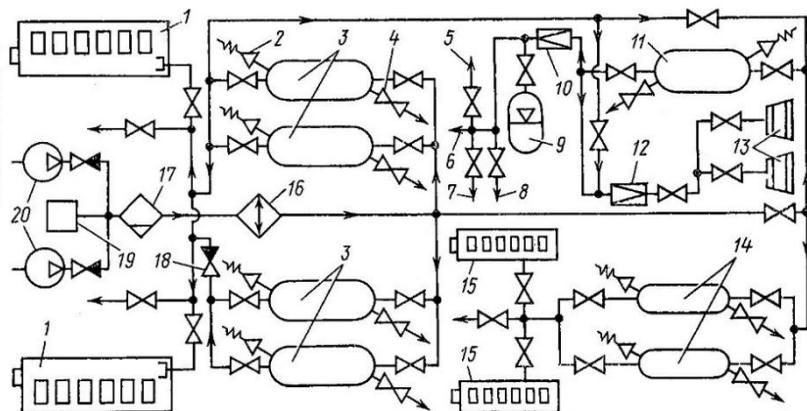


Рис. 6.10. Принципиальная схема системы сжатого воздуха

Сжатый воздух вырабатывается двумя компрессорами 20 с электроприводом, один из которых является резервным. Через водо- и маслоотделитель 17 и охладитель 16 воздух поступает в пусковые баллоны 3 главных дизелей 1, баллон для тифона и хозяйственных нужд 11 и пусковые баллоны 14 вспомогательных дизелей 15. В баллонах поддерживается давление  $30 \cdot 10^2 \text{кПа}$ ; они имеют предохранительные клапаны 2 и клапаны для продувания конденсата 4.

Из баллонов сжатый воздух направляется в пусковую систему главных дизелей 1 и в необходимых случаях может перепускаться в баллон для тифона и хозяйственных нужд 11 или в пусковые баллоны 14 вспомогательных дизелей 15. Из баллона для тифона и хозяйственных нужд 11 через редукционный клапан 12 сжатый воздух давлением  $(10 \dots 16)10^2$  кПа поступает к тифонам 13, а через редукционный клапан 10 сжатый воздух давлением  $(3 \dots 5)10^2$  кПа — в пневмоцистерну 9 и по трубопроводам: 5 — на хозяйственные нужды в машинное помещение, 6 — к автономному котлоагрегату, 7 — к установке для очистки подсланевых вод, 8 — на продувание кингстонов, а также к другим потребителям.

Для работы тифона и на хозяйственные нужды можно использовать воздух из пусковых баллонов 3 главных дизелей, так как два баллона в соответствии с Правилами Российского Классификационного Общества отделены невозвратным клапаном 18 и предназначены только для пуска главных дизелей, а компрессоры оборудованы автоматическим включением и остановкой по давлению, воспринимаемому монореле 19, установленным в системе сжатого воздуха. Запас сжатого воздуха в пусковых баллонах для реверсивных главных дизелей должен обеспечивать не менее 12 пусков каждого дизеля попеременно на передний и задний ход. Для пуска главных неревверсивных дизелей, а также вспомогательных этот запас должен быть достаточным для выполнения не менее шести пусков каждого дизеля, а при наличии более двух дизелей — не менее четырех пусков каждого из них. В пусковых баллонах хранится сжатый воздух обычно под давлением  $30 \cdot 10^2$  кПа.

### 6.3.4.1. Расчет вместимости баллонов

Суммарную вместимость пусковых баллонов,  $\text{м}^3$ , можно определить по формулам [1]:

– для главных дизелей

$$\sum V_{n.б.г} = \frac{v_n V_h z x_d m_n p_0}{P_{б1} - P_{б2}}; \quad (6.4.1)$$

– для вспомогательных дизелей

$$\sum V_{n.б.б} = \frac{v_n V_h z x_o^I m_n p_o}{p_{б1} - p_{б2}}, \quad (6.4.2)$$

- где  $v_n$  – удельный расход свободного воздуха на единицу объема цилиндра дизеля при пуске, м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;  
 $V_h$  – рабочий объем цилиндра, м<sup>3</sup>;  
 $z$  – число цилиндров;  
 $m_n$  – число последовательных пусков;  
 $p_o$  – давление окружающей среды, кПа;  
 $p_{б1}$  – начальное давление воздуха в баллоне после его заполнения, кПа;  
 $p_{б2}$  – нижний предел давления воздуха в баллоне, при котором еще возможен пуск дизеля, кПа;

Рабочий объем цилиндра  $V_h$ , м<sup>3</sup>, можно определить по формуле

$$V_h = \frac{\pi D_u^2 S_u}{4}, \quad (6.4.3)$$

- где  $D_u$  – диаметр цилиндра дизеля, м;  
 $S_u$  – ход поршня, м.

В расчетах можно принять согласно [1]:

- $v_n = 8 \div 10$  м<sup>3</sup>/м<sup>3</sup>;
- $m_n = 12$  для реверсивных главных дизелей;
- $m_n = 6$  для неревверсивных главных и вспомогательных дизелей, если  $x_o \leq 2$ ,  $x_o^I \leq 2$ ;
- $m_n = 4$  для неревверсивных главных и вспомогательных дизелей, если  $x_o > 2$ ,  $x_o^I > 2$ ;
- $p_o = 0,98 \cdot 10^2$  кПа;
- $p_{б1} = 30 \cdot 10^2$  кПа (также могут быть значения  $60 \cdot 10^2$  или  $150 \cdot 10^2$  кПа);
- $p_{б2} = (5 \div 10) \cdot 10^2$  кПа.

### 6.3.4.2. Расчет вместимости баллона для тифона

Необходимую вместимость баллона для тифона  $V_{m.б}$ , м<sup>3</sup>, определяют из условия подачи наиболее насыщенной группы сигналов в течение 10 мин без его подкачки по формуле [1]:

$$V_{m.б} = \frac{k_{нас} v_m \tau_c p_0}{p_{m1} - p_{m2}}, \quad (6.4.4)$$

- где  $k_{нас}$  – коэффициент насыщения сигналами, представляющий отношение продолжительности сигнала к времени между сигналами;
- $v_m$  – расход свободного воздуха тифоном, м<sup>3</sup>/мин;
- $\tau_c$  – продолжительность подачи сигнала без пополнения баллона, мин;
- $p_{m1}$  – начальное давление воздуха в баллоне, кПа;
- $p_{m2}$  – нижний предел давления воздуха в баллоне, при котором возможна подача сигнала, кПа.

В расчетах можно принять согласно [1]:

- $k_{нас} = 0,128$ ;
- $v_m = 1 \div 6$  м<sup>3</sup>/мин;
- $\tau_c = 10$  мин;
- $p_{m1} = 30 \cdot 10^2$  кПа;
- $p_{m2} = 5 \cdot 10^2$  кПа.

На вспомогательные механизмы и хозяйственные нужды сжатый воздух расходуется эпизодически и в небольших количествах, поэтому вместимость баллонов для его хранения отдельно не определяют.

#### 6.3.4.3. Расчет подачи компрессора

По правилам РКО подача каждого компрессора должна обеспечивать заполнение всех пусковых баллонов главных дизелей в течение 1 ч от давления, при котором еще возможен пуск дизеля, до начального, необходимого для выполнения требуемого числа пусков и реверсов. Подача компрессора по свободному воздуху  $Q_{ком}$ , м<sup>3</sup>/ч, определяется по выражению [1]:

$$Q_{ком} = \frac{(p_{б1} - p_{б2}) \sum V_{н.б.г}}{p_0 \tau_3}, \quad (6.4.5)$$

где  $\tau_3$  – время заполнения баллонов, равное 1 ч.

#### 6.3.5. Система газовыпуска

Данная система предназначена для отвода в атмосферу выпускных газов от главных и вспомогательных дизелей, котлов и камбуза. Она состоит из газоразборных труб, компенсаторов, изоляции, глушителей шума, искрогасителей и др.

Главный дизель должен иметь отдельный газоразборный трубопровод. Газоразборные трубопроводы вспомогательных дизелей могут быть объединены в общий трубопровод при наличии предохранительного устройства, предотвращающего попадание газов из общего трубопровода в трубопроводы неработающих дизелей. Дымоходы автономных котлов могут быть объединены, но не должны совмещаться с газоразборными трубами дизелей. Газоразборные трубы проходят по машинному помещению и выводятся через палубы вверх в общую фальштрубу. В установках с утилизацией теплоты выпускных газов дизелей в систему газоразборки входят также утилизационные котлы.

Газоразборный трубопровод оборудуют компенсаторами. Для уменьшения тепловыделений в машинное помещение трубы покрывают изоляцией, обеспечивающей температуру на их поверхностях не выше 55°C. На рис.6.11 изображена принципиальная схема системы газоразборки на речном теплоходе.

Газы после турбокомпрессора главного дизеля 6 по газоразборному трубопроводу 4 поступают в утилизационный котел–глушитель 3 и далее по газоразборному трубопроводу 1 отводятся вверх в атмосферу.

Вспомогательный дизель 5 имеет самостоятельную систему газоразборки. На его газоразборном трубопроводе находится компенсатор 7. Перед выходом газов в атмосферу в фальштрубе установлен глушитель 2. Газоразборные трубопроводы главных и вспомогательных дизелей покрыты изоляцией 5.

Высокие скорости и пульсирующий характер движения выпускных газов ДВС, приводит к возникновению шума. Для снижения уровня звукового давления по газоразборным трубопроводам устанавливают глушители. Выпускные газы содержат твердые частицы догорающего топлива и масла. Они вылетают в атмосферу в виде отдельных искр, которые могут вызвать пожар. По Правилам РКО, на судах, перевозящих нефтепродукты и легковоспалающиеся грузы, а также на толкачах, эксплуатирующихся с такими судами, газоразборные трубопроводы снабжают искрогасителями. Глушители и искрогасители могут быть объединенными.

Чтобы избежать снижения мощности дизеля и увеличения удельного расхода топлива, сопротивление системы газовыпуска, включая утилизационный котел, глушитель и искрогаситель, не должно превышать 3—4 кПа. Искрогасители бывают «сухими» и «мокрыми».

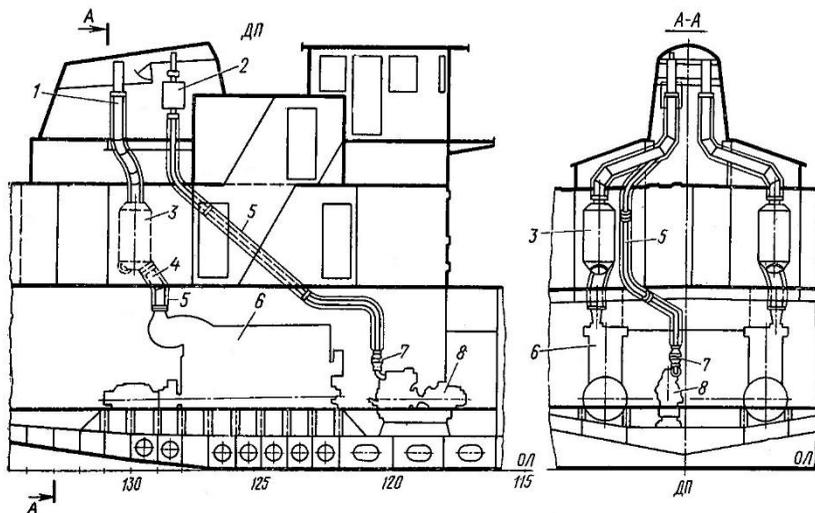


Рис.6.11. Принципиальная система газовыпуска

### 6.3.5.1. Расчет площади сечения газовыпускных трубопроводов

Площадь сечения газовыпускного трубопровода главного дизеля  $F_{m.d.g}$ , м<sup>2</sup>, определяется в зависимости от секундного расхода и допустимой скорости движения газов по формуле [1]:

$$F_{m.d.g} = \frac{g_e N_{ez} (\alpha_2 L_0 + 1) RT}{3600 C_r P_2}, \quad (6.5.1)$$

где  $\alpha_2$  — суммарный коэффициент избытка воздуха при горении;

$L_0$  — количество воздуха, теоретически необходимое для сгорания 1 кг топлива, кг/кг;

$R$  — газовая постоянная продуктов сгорания, кДж/(кг·К);

- $T$  – температура выпускных газов за дизелем, К;
- $C_T$  – допустимая скорость движения газов в трубопроводе, м/с;
- $P_2$  – допустимое давление в трубопроводе, кПа.

В расчетах можно принять согласно [1]:

- $\alpha_2 = 1,8 \div 2,1$  для  $n \leq 600$  мин<sup>-1</sup>;
- $\alpha_2 = 1,3 \div 1,7$  для  $n > 600$  мин<sup>-1</sup>;
- $L_0 = 14,3$  кг/кг;
- $R \approx 0,287$  кДж/(кг·К);
- $T = 573 \div 773$  К.
- $C_T = 30 \div 45$  м/с для 4-х тактных дизелей;
- $C_T = 25 \div 30$  м/с для 2-х тактных дизелей;
- $P_2 = (0,03 \div 0,04) \cdot 10^2$  кПа.

Площадь сечения газовыпускного трубопровода вспомогательных дизелей  $F_{m.д.в}$ , м<sup>2</sup>, определяется в зависимости от секундного расхода и допустимой скорости движения газов по формуле [1]:

$$F_{m.д.в} = \frac{x'_d g'_e N'_{ев} (\alpha_2 L_0 + 1) RT}{3600 C_T P_2}. \quad (6.5.2)$$

Площадь сечения газовыпускного трубопровода автономных котлов  $F_{m.к}$ , м<sup>2</sup>, определяется в зависимости от секундного расхода и допустимой скорости движения газов по формуле [1]:

$$F_{m.к} = \frac{\alpha_{2к} B_{ак} RT_к}{3600 C_{ГК} P_2}. \quad (6.5.3)$$

В расчетах можно принять согласно [1]:

- $\alpha_{2к} = 1,2 \div 1,3$ ;
- $C_{ГК} = 20 \div 25$  м/с;
- $T_к = 423 \div 573$  К.

### **6.3.5.2. Расчет вместимости корпуса глушителя**

Высокие скорости и пульсирующий характер движения выпускных газов двигателей приводят к возникновению шума. Для снижения уровня звукового давления на газовыпускных трубопро-

водах устанавливают глушители. Выпускные газы содержат твердые частицы догорающего топлива и масла. Они вылетают в атмосферу в виде отдельных искр, которые могут вызвать пожар. Поэтому газоразводящие трубопроводы снабжают искрогасителями. Глушители и искрогасители могут быть объединены. Искрогасители бывают «сухими» и «мокрыми». В «сухих» искрогасителях искры задерживаются в корпусе за счет центробежной силы, а в «мокрых» гасятся водой.

Вместимость  $V_c$  корпуса глушителя с «сухим» искрогасителем определяется по формуле [1], м<sup>3</sup>:

– для главного двигателя

$$V_{c.z} = (0,6 \div 0,74) \cdot 10^{-3} N_{ez}; \quad (6.5.4)$$

– для вспомогательных двигателей

$$V_{c.v} = (0,6 \div 0,74) \cdot 10^{-3} x_o^I N_{ev}^I. \quad (6.5.5)$$

Вместимость  $V_m$  корпуса глушителя, м<sup>3</sup>, с «мокрым» искрогасителем определяется по формуле [1]:

$$V_m = V_c / (2,5 \div 3). \quad (6.5.6)$$

На судах с утилизационным котлом последний может одновременно выполнять функции глушителя и искрогасителя. Только на судах, перевозящих нефтепродукты и имеющих утилизационный котел, обязательно устанавливают независимые искрогасители «мокрого» типа.

## **7. Режимы работы судовых энергетических установок**

### **7.1. Классификация режимов**

Судовые энергетические установки работают в различных условиях, которые характеризуются эксплуатационными режимами.

Важнейшими эксплуатационными режимами считают ходовые, маневровые, стояночные и аварийные.

Ходовые режимы - это режимы СЭУ при движении судна на самом малом, малом, среднем и полном ходах при различных ус-

ловиях плавания: при ходе с грузом и порожнем; на глубокой воде; мелководье; в узкостях и каналах; в спокойную и штормовую погоду; на прямом курсе или при циркуляции.

В практике эксплуатации СЭУ режимы, осуществляемые на прямом курсе судна, на глубокой воде в тихую погоду при неизменном положении органов управления главной установкой, условно относятся к установившимся. Все другие режимы являются неустановившимися.

Маневровые режимы состоят из режимов съёмки с якоря, строгивания судна с места и разгона, изменения скорости движения, реверсирования гребного винта и торможения судна. Эти режимы неустановившиеся.

Стояночные режимы подразделяются на режимы с выполнением погрузочно-разгрузочных операций и без производства их.

Источником энергии на стояночных режимах могут быть судовые дизель-генераторы или береговая энергосеть.

Специальные режимы характерны для судов специального назначения (промысловых, дноуглубительных, пожарных и т.д.). Потребность в энергии обеспечивается как главными, так и вспомогательными установками.

Аварийные режимы включают режимы возникновения пожаров на судне или опасности затопления. На этих режимах работают соответствующие аварийные и вспомогательные механизмы.

При проектировании СЭУ с целью подбора вспомогательной и аварийной электростанций рассчитывают их мощность для различных эксплуатационных режимов.

## **7.2. Работа двигателя и гребного винта на ходовых режимах.**

В судовых условиях крутящий момент или мощность двигателя, соединенного механической передачей с гребным винтом, изменяется по винтовой характеристике, а параметры рабочего процесса ГСЭУ зависят от элементов и гидродинамических условий работы винта.

Рассмотрим совместную работу комплекса непосредственной передачи дизель - гребной винт при движении судна с грузом и порожнем, при толкании или буксировке судов и составов, на

швартовах, мелководье, в каналах и при частичной работе гребных винтов.

На рис. 7.1. совмещены внешняя ограничительная характеристика дизеля по крутящему моменту (вверху) и винтовые характеристики при различных условиях плавания водоизмещающего судна.

Характеристики комплекса дизель передача-гребной винт при плавании судна с различной нагрузкой.

На рисунке кривые  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$  - винтовые, соответствующие швартовному и буксировочному режимам, свободному ходу судна в грузу и порожнем.

- 1 - ограничительная по теплотехническим параметрам;
- 2 - ограничительная по крутящему моменту  $M=const$ ;
- 3 - регуляторная.

Точка  $A$  соответствует установившемуся номинальному режиму с заданной скоростью судна при полной загрузке на глубокой и спокойной воде. В этой точке пересекаются номинальная винтовая  $c$  и ограничительная по крутящему моменту 2 характеристики дизеля. При ходе судна порожнем сопротивление воды его движению станет меньше; момент и мощность, потребляемые гребным винтом, определяются винтовой характеристикой  $d$ .

Избыток энергии дизеля в этом случае будет расходоваться на увеличение частоты вращения гребного винта, что может привести к перегрузке дизеля по мощности в точке  $C$ . Но в этом случае двигатель будет работать по регуляторной характеристике 3 и рабочая точка переместится в  $C_1$ . Область между винтовыми характеристиками  $c$  и  $d$ , является областью работы главного двигателя при различной загрузке судна. В прямой зависимости от загрузки судна находится его водоизмещение. В практике эксплуатации характерно сохранение постоянной скорости судна от его загрузки, поэтому по адмиралтейской формуле можно получить приближенные винтовые характеристики при постоянной скорости судна, позволяющие выбирать режим работы ГСЭУ в зависимости от ее загрузки.

$$\frac{P_{1x}}{P_{ен}} = \left( \frac{D_x}{D_n} \right)^{\frac{2}{3}},$$

где  $D_x$  - текущее водоизмещение судна, при котором для скорости  $V = const$  требуется мощность  $P_{1x}$ .

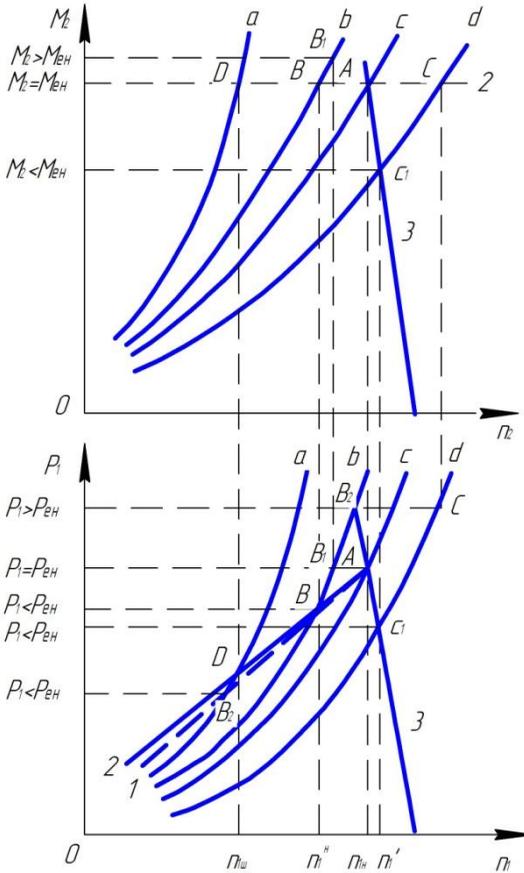


Рисунок 7.1. Характеристики комплекса дизель передача-гребной винт при плавании судна с различной нагрузкой

Толкание или буксировка судов и составов является специальным (для буксиров-толкачей, самоходных барж, работающих с приставкой и т.п.), либо случайным (для транспортных судов) режимом работы. В первом случае нагрузка двигателя при толкании или буксировке учитывается еще при проектировании энергетиче-

ской установки. Во втором случае при буксировке тяжелого состава возрастает сопротивление воды движению судна и режим работы гребного винта может привести к перегрузке двигателя, что потребует перевода двигателя на работу по частичной характеристике и ограничения частоты вращения его пала. При работе по тяжелым винтовым характеристикам дизель не может развивать номинальную частоту вращения  $n_{1n}$  и мощность  $P_{ен}$ , т.к. для этого в первом случае его необходимо значительно перегрузить по мощности (точка  $B_2$ ), а во втором случае - по моменту (точка  $B_1$ ).

Совместная работа ГСЭУ с гребными винтами при движении судна против ветра, при волнении, обрастании подводной части корпуса и износе обшивки будет аналогичной рассмотренной. Самый тяжелый режим — это швартовный, в эксплуатации дизель может работать на режимах, близких к швартовным, при трогании судна с места, реверсировании, во льдах, при снятии с мели. Наибольшая частота вращения вала, при которой может работать дизель на швартовах, определяется точкой  $D$  пересечения винтовой характеристики  $a$  с внешней ограничительной характеристикой 2 по моменту ( $M_{ен} = const$ ) или точкой  $D_1$  пересечения характеристики  $a$  с ограничительной характеристикой 1 по тепловому напряжению. При плавании на мелководье возрастает сопротивление воды движению судна в зависимости от скорости потока воды и глубины фарватера в 4 раза, по сравнению с сопротивлением на глубокой воде. Глубокая вода — это когда отношение глубины фарватера к его осадке более 15. При движении судна на мелководье и ограниченной ширине судового хода наблюдается дифферент на корму, за судном образуется волна и появляется повышенная вибрация корпуса. Чтобы не перегружать двигатель, на мелководье снижают его частоту вращения до  $n_{1m}$ , см. рис. 7.2.

В процессе эксплуатации энергетических установок иногда возникают ситуации, когда требуется вывод одного или нескольких двигателей, или гребных винтов. При этом, например при выводе одного винта двухвальной установки, сопротивление воды движению судна, приходящееся на работающий гребной винт, увеличивается, т.к. к сопротивлению корпуса судна прибавляется сопротивление застопоренного винта  $R_в$ , и сопротивление откло-

ненного пера руля  $R_p$ . Здесь важным является определение предельно допустимой мощности и частоты вращения вала работающих главных двигателей. Если ГСЭУ состоит из нескольких двигателей и винтов  $x_v$ , из которых  $x_{вз}$  - выведено из действия, суммарный эффективный упор в парциальном режиме работы винтов, как функцию скорости движения судна  $V$ , можно представить выражением:

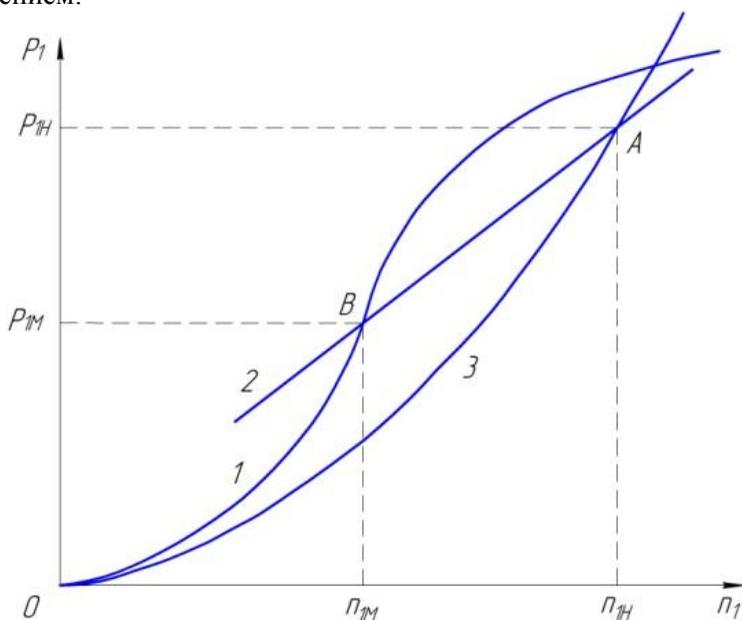


Рисунок 7.2. Характеристика совместной работы комплекса дизель-передача-гребной винт на мелководье:

1 - винтовая характеристика на мелководье; кривая 2 - ограничительная характеристика; 3 - винтовая характеристика на глубокой воде

$$(x_v - x_{вз}) \cdot P_{e \text{ парц}} = x_v \cdot P_{e \text{ ун}} + x_{вз} \cdot \Delta R_{вз} + \Delta R_v$$

где  $P_{e \text{ парц}}$  - эффективный упор каждого из оставшихся в действии гребных винтов в парциальном режиме, кН;

$P_{e \text{ ун}}$  - эффективный упор каждого гребного винта при работе всех гребных винтов, кН.

Оставшиеся в эксплуатации гребные винты работают по утяжеленной характеристике и не могут развивать ни частоты вращения, ни мощности, соответствующей номинальной характеристике 2 (см. рис. 7.3).

Из рисунка видно, что допустимые в эксплуатации частота вращения и мощность двигателя, работающего в парциальном режиме по частичной характеристике 5, определяются положением точки *B* пересечения ограничительной характеристики по крутящему моменту *b* с утяжеленной характеристикой винта 1. У двигателей с наддувом ограничительной является характеристика по тепловому напряжению 3, что обуславливает необходимость значительного уменьшения развиваемой двигателем мощности и частоты вращения вала. Через точку *C* проходит частичная характеристика двигателя 4.

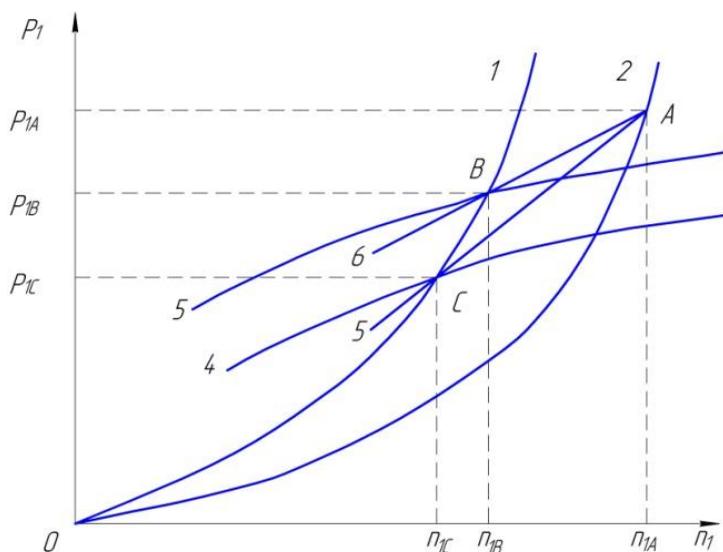


Рисунок 7.3. Характеристика совместной работы комплекса дизель-передача - гребной винт при порциальной работе винтов.

Рассмотрим маневровые режимы судового комплекса при страгивании судка с места и разгоне. При страгивании судна с места главные двигателя в начале работы преодолевают сопротивление воды его движению, аналогичное сопротивлению на швар-

товном режиме. Точка  $a$  пересечения швартовной  $v=0$  и регуляторной 2 характеристик (см. рис. 7.4) определяет мощность и частоту вращения вала двигателя и гребного винта непосредственно после пуска двигателя. Через точку  $a$  проходит частичная характеристика 8. При работе двигателя сопротивление начинает увеличиваться, и оно начинает перемещаться. Винтовая характеристика облегчается, нагрузка двигателя падает, а частота вращения вала увеличивается по закону регуляторной характеристики до тех пор, пока не будет достигнут режим, соответствующий точке  $e$  на винтовой характеристике номинального режима  $b$ .

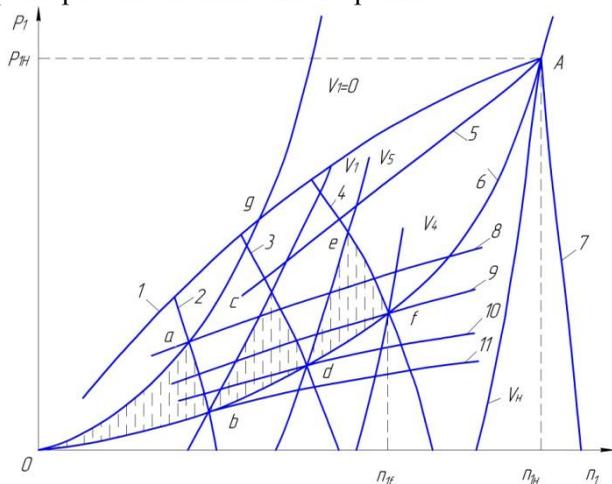


Рисунок 7.4. Характеристика совместной работы комплекса дизель-передача - гребной винт при страгивании с места и разгоне судна

Скорость хода определяется положением характеристики  $V_2=const$ , проходящей через точку  $b$ , а подача топлива - частичной характеристикой 11, проходящей через эту же точку. Для осуществления разгона судна рукоятку управления всережимным регулятором двигателя перемещают в сторону увеличения подачи топлива. Двигатель переходит на работу по регуляторной характеристике 3. Этот процесс совершается быстро и мощность, частота вращения вала двигателя изменяются до точки  $c$  по кривой, соответствующей начальной скорости хода судна  $V_2$ . По мере разгона нагрузка двигателя снижается, а частота вращения вала увеличивается по закону регуляторной характеристики 3 до тех пор, пока

не установится постоянная скорость  $V_3$  на режиме номинальной винтовой характеристики  $b$  (точка  $d$ ). Подача топлива в данном случае происходит при работе двигателя на частичной характеристике  $10$  (точка  $d$ ). Если эта скорость движения судна недостаточна, то процесс разгона повторяют до достижения желаемой скорости, например  $V_4$  (точка  $f$ ).

При экстренном разгоне судна, рукоятка всережимного регулятора двигателя сразу устанавливается в положение регуляторной характеристики, соответствующей этой скорости, например в точке  $A$  номинального режима. В данном случае при страгивании с места, мощность и частота вращения вала двигателя будут возрастать по кривой, близкой к  $V_I=0$  -швартовой до выхода в точку  $9$  на внешней характеристике  $1$ . Дальнейшее возрастание мощности двигателя и частоты вращения его вала будет происходить по внешней характеристике  $1$  до точки  $A$ . При экстренном разгоне судна двигатель часть времени будет работать в режиме перегруз-

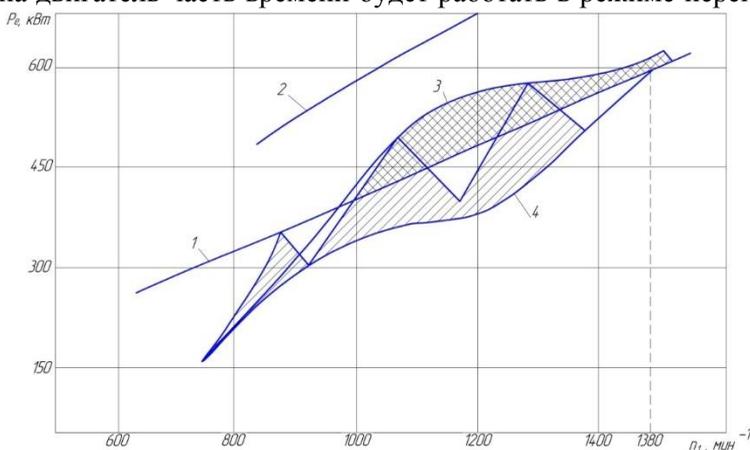


Рисунок 7.5. Характеристика режимов работы главных двигателей при выходе на крылья теплохода типа «Ракета»

ки, так как в процессе разгона его тепловые и механические параметры выйдут за пределы внешней ограничительной характеристики 5. Наиболее вероятна перегрузка главных двигателей скоростных судов при быстром их разгоне и выходе на подводные крылья (см. рис. 7.5.). Чтобы исключить перегрузку двигателя, разгон судна производят постепенно, ступенчатым методом. На СПК це-

лесообразно устанавливать регулятор оптимального разгона, ограничивающий или предотвращающий перегрузку главных двигателей в период выхода судна на подводные крылья.

Здесь кривая 1 - внешняя ограничительная характеристика; 2 - внешняя характеристика максимальной мощности; 3 - участок перегрузки; 4 -винтовая характеристика.

### **7.3. Обобщенные характеристики дизелей**

Передача вращающего момента и мощности главного двигателя движителю может осуществляться непосредственно валопроводом (прямая или непосредственная передача) или через промежуточное звено - передачу и валопровод. Вид передачи зависит от типа судна, его назначения, типа ГСЭУ и движителя. Главный двигатель, соединенный с движителем, является источником энергии движения судна в сложном комплексе двигатель передача - движитель - корпус судна, элементы которого взаимосвязаны. Условия совместной работы двигателя, передачи и движителя определяются эксплуатационными характеристиками. Основными эксплуатационными характеристиками двигателя являются скоростные и нагрузочные.

Нагрузочные характеристики показывают зависимость экономических и эксплуатационных параметров от нагрузки двигателя при постоянной частоте вращения вала. По нагрузочной характеристике работают только дизель-генераторы.

Скоростные характеристики представляют собой зависимости экономических и эксплуатационных параметров двигателя от частоты вращения его вала (или скорости хода судна). Главный двигатель - движитель работают по скоростным характеристикам. Скоростные характеристики подразделяются на внешние и винтовые. Внешняя характеристика — это зависимость экономических и эксплуатационных параметров двигателя от частоты вращения его вала при неизменном положении органа управления. Ее строят для максимальной, номинальной и нескольких долевых мощностей, соответствующих частичным нагрузкам.

Винтовыми характеристиками главного двигателя принято называть зависимости мощностей и вращающих моментов, развиваемых двигателем, от частоты вращения вала при положении ор-

гана управления, обеспечивающем равенство мощностей, подвешенной к гребному винту и потребляемой им. На рис. 7.6. приведены обобщенные характеристики ДВС.

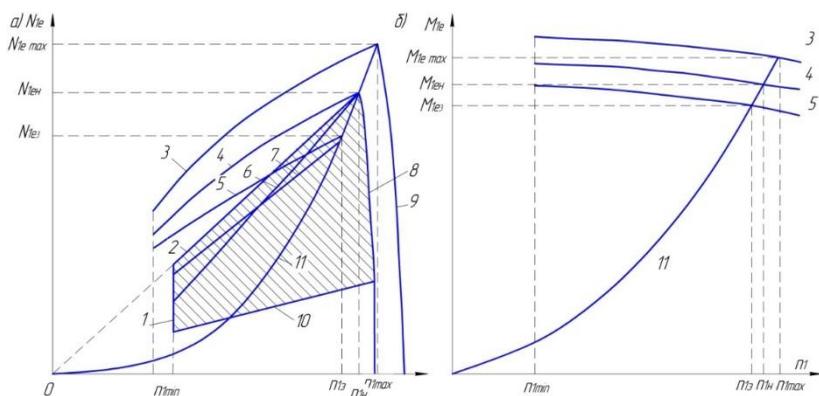


Рисунок 7.6. Обобщенные характеристики ДВС:

а - по мощности; б - по моменту

1 - минимально устойчивая частота вращения; 2 - ограничительная характеристика по крутящему моменту; 3 - внешняя характеристика максимальной мощности; 4 - внешняя характеристика номинальной мощности; 5, 6 - частичные характеристики; 7 - ограничительная характеристика по тепловой напряженности; 8, 9 - регуляторные характеристики номинальной и максимальной мощности; 10 - характеристика длительной минимальной мощности; 11 - винтовая характеристика.

## 8. Общие положения и порядок выполнения курсового проекта

Курсовой проект помогает закрепить и обобщить теоретические знания, полученные студентами при изучении дисциплины «Эксплуатация судовых дизельных установок», дать практические навыки проектирования судовой дизельной установки на стадии эскизного проекта для заданного типа судна. В состав курсового проекта входит пояснительная записка с расчетами, обосновывающими выбор основных механизмов машинного отделения, чертежей, схем и графиков.

## 8.1. Указания к оформлению пояснительной записки и графической части

Пояснительная записка должна оформляться в соответствии с действующими ГОСТами. В записку в указанной последовательности входят: титульный лист; задание на курсовой проект (табл. 8.1); содержание; введение; разделы, соответствующие разрабатываемой теме; заключение; список использованных источников; приложения. Введение, заключение и список использованных источников не нумеруются. Требования по оформлению пояснительной записки и графической части представлены в методическом указании «Основные требования к дипломным проектам и их оформлению».

Графическая часть курсовой работы состоит в общем объеме из двух листов формата А1 и А3 и оформляется в соответствии с ГОСТами. Первый чертеж – план машинного помещения (МП) (вид сверху) формата А1 – в соответствии с рекомендациями руководителя дипломного проекта.

План МП вычерчивается в масштабе 1:25 или 1:50. Указать нумерацию шпангоутов и размерения МП. Отдельные механизмы и оборудование МП изображают в очертаниях, по возможности близких к натуральным, но без особой детализации. Контуры механизмов и оборудования берутся из каталогов – справочников, альбомов оборудования, инструкций по эксплуатации. На чертеже МП также должно быть указано размещение пусковых и тифонных баллонов, цистерн расходных и основного запаса топлива и масла, распределительных щитов и т.д.

В правом верхнем углу чертежа МП приводится таблица «Основные технические характеристики судна».

Выбор вариантов задания выполняется по номеру группы обучающегося и последней цифре шифра студенческой зачетки. Номер группы устанавливается в зависимости от начальной буквы фамилии студента:

- А, В, Е, Ж, Л, М, Э, К, П, Ф — 1 группа,
- Г, Д, З, И, Р, С, Ц, Х, Ч, Ш — 2 группа,
- Б, Н, О, Т, У, Ю, Я, Ч, Ш — 3 группа.

Таблица 8.1. Задание на курсовой проект

№	Наименование величин	Обозначение	Размерность	Группа	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
1	Тип судна	–	–	I, IV	Грузовое			Танкер		Толкач			Пассажирское	
				II, III	Толкач		Пассажирское		Грузовое			Танкер		
2	Класс РКО	–	–	I, IV	М			М		Р			М	
				II, III	О		О		О			О		
3	Автономность плавания	–	сут.	I, IV	20	25	15	20	15	15	10	5	4	2
				II, III	10	15	10	15	10	10	15	20	10	15
4	Главные размеры судна	Длина	L	I, IV	95	110	115	128	107	32	32	28	43	38
				II, III	42	39	92	74	90	91	135	101	130	128
		Ширина	B	I, IV	12	13	13	16	13	8	7,5	6,5	6	5,5
				II, III	9	8	12	10	11,5	13	16,5	12	12	12,5
		Осадка кормой	T <sub>к</sub>	I, IV	3	2,8	3,4	3	2	1,3	1,4	1	1,6	1,2
				II, III	2,5	2	2,4	1,4	2,4	2,9	3,5	2,7	3,2	3,4

№	Наименование величин	Обозначение	Размерность	Группа	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0	
5	Коэффициент полноты	$\delta$	–	I, IV	0,8	0,83	0,82	0,84	0,87	0,58	0,62	0,65	0,5	0,45	
				II, III	0,6	0,7	0,6	0,75	0,56	0,84	0,86	0,82	0,8	0,75	
6	Количество гребных винтов	X	–	I, IV	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	
				II, III	2	2	3	2	3	3	2	2	2	2	
7	Скорость хода судна	Порожним	$V_t$	км/ч	I, IV	20	22	25	25	19	20	17	16	20	20
					II, III	20	19	24,4	22	27	18	20	18	19	21
		С составом			I, IV	–	–	–	–	–	10	8	6	–	–
					II, III	10	8	–	–	–	–	9	8	–	–
8	Сила толкания (тяга) состава	$Z_T$	кН	I, IV	–	–	–	–	–	50	40	30	–	–	
				II, III	130	110	–	–	–	–	–	–	–	–	

№	Наименование величин	Обозначение	Размерность	Группа	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
9	Разработать принципиальную схему судовой системы	—	—	I	Смазывания	Охлаждения	Топливной	Газовыпуска	Сжатого воздуха	Газовыпуска	Охлаждения	Газовыпуска	Охлаждения	Сжатого воздуха
				II	Сжатого воздуха	Топливной	Сжатого воздуха	Охлаждения	Топливной	Сжатого воздуха	Смазывания	Сжатого воздуха	Газовыпуска	Топливной
				III	Газовыпуска	Смазывания	Газовыпуска	Смазывания	Охлаждения	Топливной	Сжатого воздуха	Охлаждения	Смазывания	Охлаждения
				IV	Топливной	Сжатого воздуха	Смазывания	Топливной	Газовыпуска	Охлаждения	Топливной	Сжатого воздуха	Топливной	Газовыпуска

## 8.2. Выбор главных двигателей

Гидродинамический расчет и выбор главной энергетической установки осуществляется в следующей последовательности.

Определяются сопротивление воды движению судна  $R$ , кН:

$$R = \xi (\rho / 2) s v^2, \quad (8.1)$$

где  $\xi$  – безразмерный коэффициент сопротивления воды движению судна;

$\rho$  – плотность воды, т/м<sup>3</sup>;

$s$  – площадь смоченной поверхности судна, рассчитанная по заданию, м<sup>2</sup>;

$v$  – скорость движения судна, м/с (для буксира-толкача скорость с составом).

В соответствии с принципом разделения полного сопротивления на составляющие безразмерный коэффициент сопротивления представляются в виде суммы коэффициентов

$$\xi = \xi_{ост} + \xi_{тр} + \xi_{шер} + \xi_{сн}, \quad (8.2)$$

где  $\xi_{ост}$  – коэффициент остаточного сопротивления;

$\xi_{тр}$  – коэффициент сопротивления трения;

$\xi_{шер}$  – надбавка на шероховатость;

$\xi_{сн}$  – надбавка на выступающие части.

Коэффициент по формуле (8.2) определяется по результатам модельных испытаний и эмпирическим формулам. Однако хорошую сходимость результатов расчета дает определение безразмерного коэффициента  $\xi$  по судну-прототипу, когда основные размеры судов отличаются незначительно [2].

$$\xi = 2 P_e x_{св} \eta_n \eta_{np} \eta_{вл} / (\rho s_{np} v^3), \quad (8.3)$$

где  $P_e$  – эффективная мощность одного главного двигателя судна-прототипа, кВт;

$x_{св}$  – количество двигателей (движителей);

$\eta_n, \eta_{вл}$  – КПД передачи и валопровода. Определяется с использованием табл. 8.2;

$\eta_{np}$  – пропульсивный КПД;

$s_{np}$  – смоченная поверхность судна-прототипа, смоченная поверхность рассчитывается два раза, сначала по судну-прототипу и подставляется в формулу (8.3), а потом по заданию и подставляет-

ся в формулу (8.1).

$$s = L(0,8\delta + 0,2) \cdot (B + 2T_k) \text{ при } \delta \geq 0,7; \quad (8.4)$$

$$s = L(0,5\delta + 0,4) \cdot (B + 2T_k) \text{ при } \delta < 0,7. \quad (8.5)$$

Для катамаранных судов

$$S = 2L (1,36T_k + 1,13\delta B), \quad (8.6)$$

где  $L$ ,  $B$ ,  $T_k$  – длина, ширина и осадка кормой судна-прототипа,  
м;

$\delta$  – коэффициент водоизмещения.

Для винтов без насадок пропульсивный КПД определяется:

$$\eta_{np} = [(1 - t)/(1 - \psi)] \eta_p, \quad (8.7)$$

где  $\psi$ ,  $t$  – коэффициенты попутного потока и засасывания;

для бортового винта:

$$\psi = (0,55\delta - 0,2); t = 0,8\psi (1 + 0,25\psi), \quad (8.8)$$

для винта, расположенного в диаметральной плоскости:

$$\psi = (0,5\delta - 0,05); t = 0,6\psi (1 + 0,67\psi), \quad (8.9)$$

$\eta_p$  – расчетный КПД винта; его значение снимают с корпусной диаграммы при диаметре  $D_6$ , шаге  $H_6$ , дисковом отношении

$\Theta$  и относительно поступи  $\lambda_p$  винта судна-прототипа.

$$\lambda_p = v_p / (D_6 \cdot n_6), \quad (10)$$

где  $n_6$  – частота вращения движителя,  $\text{с}^{-1}$ ;

$v_p$  – скорость поступательного перемещения винта, м/с;

$$v_p = v (1 - \psi). \quad (11)$$

Для винтов в направляющих насадках пропульсивный КПД

$$\eta_{np} = [0,92/(1 - \psi_6)] \cdot \eta_k; \quad (12)$$

$$\psi_6 = c_6 \cdot \psi, \quad (13)$$

где  $c_6 = 0,6$  – для бортовых винтов;

$c_6 = 0,5$  – для винтов, расположенных в диаметральной плоскости;

$\eta_k$  – расчетный КПД комплекса винт-насадка. Его значение снимают аналогично  $\eta_p$ .

Если в задании даны размеры судна, отличающиеся от судна-прототипа, то вторично вычисляют его площадь смоченной поверхности по формулам (8.4, 8.5, 8.6) и потом вычисляют

сопротивление воды движению судна по формуле (8.1).

Если по буксиру-толкачу указана его скорость движения легкачем,  $v_n$ , то сопротивление движению  $R_n$  находят по формуле (8.1) и пересчитывают на сопротивление воды его движению с составом  $R_c$ , кН:

$$R_c = R_n (v_n / v_c)^{1/2}.$$

Найдя величину сопротивления воды движению судна при заданной скорости, расчеты первого этапа выбора главных двигателей и типа передачи выполняют в следующем порядке.

Определяют упор винта, кН:

для самоходного судна

$$P_m = R / [x_c \cdot (1 - t)];$$

для буксира-толкача

$$P_T = (R_n + Z) / [x_c \cdot (1 - t)] = R_c / [x_c \cdot (1 - t)], \quad (8.14)$$

где  $R_n$  – определяют по формуле (8.1);

$Z$  – тяга на гаке при движении с составом на тросе или упор при толкании, кН.

Выбирают ряд значений диаметров винта и четыре варианта между максимальными и минимальными.

Максимальный диаметр винта в метрах принимают:

$D_B^{max} = 0,82 \cdot T_k$  – одновальных установок и катамаранов;

$D_B^{max} = 0,7 \cdot T_k$  – для двухвальных установок;

$D_B^{max} = 0,75 \cdot T_k$  – для трехвальных установок;

$D_B^{max}$  = для судов с туннельными обводами кормы.

Минимальный диаметр винта

$$D_B^{min} = 0,5 \cdot T_k.$$

Для расчета в первом приближении принимают дисковые отношения  $\theta = (0,5 \div 0,58)$ , число лопастей  $Z = 4$  или одинаковым с винтом судна-прототипа.

Для всех четырех вариантов рассчитывают коэффициент упора диаметра  $k'_d$ , частоту вращения  $n$ , мощность, подводенную к винту, и эффективную мощность двигателя по формулам:

$$k'_d = D_B \cdot \vartheta_p \cdot \sqrt{\frac{\rho}{P_T}} \quad (8.15)$$

$$n_v = \frac{60 \cdot \vartheta_p}{\lambda_p \cdot D_B} \quad (8.16)$$

$$P_p = \frac{P \cdot \vartheta_p}{\eta_p} \quad (8.17)$$

$$P_e = \frac{P_p}{\eta_{вл} \cdot \eta_{п}} \quad (8.18)$$

где  $\eta_{вл}$  – КПД валопровода (табл. 8.2);

$\eta_{п}$  – КПД передачи (табл. 8.2);

$\eta_p$  – КПД винта с диаграммы (для винтов в насадках  $\eta_{\kappa}$ ).

Таблица 8.2. Приближенные значения КПД передачи  $\eta_{л}$ , валопровода  $\eta_{вл}$  и главной передачи  $\eta_{зл}$

Тип главной передачи	$\eta_{л}$	$\eta_{вл}$	$\eta_{зл}$
Непосредственная (валопровод)		0,97	0,97–0,99
С одноступенчатым зубчатым редуктором	0,97–0,98	0,97	0,94–0,95
С двухступенчатым зубчатым редуктором	0,96–0,97	0,97	0,93–0,94
С реверс-редуктором	0,94–0,96	0,97	0,92–0,93
С гидромuftой	0,96–0,97	0,97	0,93–0,94
Гидродинамическая	0,92–0,93	0,97	0,89–0,90
Объемная гидравлическая	0,87–0,92	0,98	0,85–0,90
С электромагнитной муftой	0,97–0,98	0,97	0,94–0,95
Электрическая на переменном токе	0,90–0,95	0,98	0,88–0,93
Электрическая на постоянном токе	0,83–0,92	0,98	0,86–0,90

Расчеты сводим в табл. 8.3.

Таблица 8.3. Результаты гидродинамического расчета

Параметр	Единица измерения	Диаметр винта, м			
		Д мин	Д2	Д3	Д макс
Коэффициент упора-диаметра					
КПД					
Относительная поступь					
Частота вращения	об/с, об/мин				
Мощность подведенная к винту $P_p$	кВт				
Эффективная мощность проектируемая $P_e$	кВт				

По табл. 8.3 строим график зависимости частоты вращения от мощности и от диаметра гребного винта, и на основании тех-

нико-экономического сравнения рассматриваемых вариантов передач выбрать главные двигатели.

$\lambda_p$  – относительная поступь (снимаемая с корпусной диаграммы) – рис. 8.1 [4].

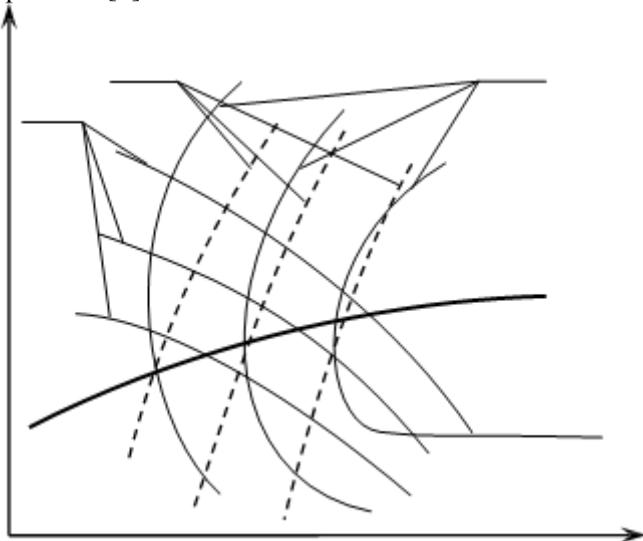


Рис. 8.1. Корпусная диаграмма

### 8.3. Расчет элементов главной судовой передачи

#### 8.3.1. Выбор элементов передачи

В соответствии с принятым или рекомендуемым в задании типом передачи разрабатывают схему с указанием ее элементов от главного двигателя до движителя. На схеме передачи указывают основные части валопровода (опору в кронштейне с концевым подшипником, тормоз, жесткие компенсирующие муфты). В случае отбора мощности на валогенератор его привод должен быть указан на схеме. Эта схема является основанием для разработки передачи на чертеже машинного помещения.

При выборе отдельного редуктора или реверса редуктора указывают его марку и передаточное число.

В качестве опорных и упорных подшипников валопровода на судах речного флота применяют преимущественно подшипни-

ки качения.

Опорные подшипники подбирают по соответствующим государственным стандартам и нормам. Величина допускаемых расстояний между опорными подшипниками не должны превышать для валов диаметром: 60 мм – 2,5 м; 80 мм – 3 м; 100 мм – 4 м. Для валов других диаметров они определяются расчетом ( $l_{en} = 0,125m \cdot d$ ), где  $d$  – диаметр вала, см;  $l_{en}$  – длина вала, м). Для расчета упорного подшипника принимают

$$P = 0,6P_k,$$

где  $P_k$  – упор комплекса (если винт в насадке).

### 8.3.2. Расчет валопровода

Расчеты диаметров валов по формулам, приведенным в настоящей главе, являются предварительными, поскольку размеры всех элементов валопровода после формирования крутильной схемы должны быть уточнены по результатам расчета напряжений от крутильных колебаний, в том числе на режимах, соответствующих частотам вращения, запретным для длительной работы.

В случае, когда вследствие особой геометрии элементов валопровода определение диаметров валов с помощью формулы (8.19) невозможно, в РКО должны быть представлены специальные расчеты прочности.

Диаметр промежуточного, упорного или гребного вала, должен быть не менее определяемого по формуле, мм:

$$d \geq \frac{560}{R_m + 160} \cdot k \cdot C_{EW} \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{\{n \cdot [1 - (\frac{d_i}{d_r})]\}}}, \quad (8.19)$$

где  $R_m$  – временное сопротивление материала вала, МПа. Формула (8.19) достоверна при  $R_m = 400 \div 600$  МПа, в случае  $R_m > 600$  МПа в формулу следует подставлять  $R_m = 600$  МПа;

$k$  – коэффициент:

для промежуточных валов с коваными фланцами или фланцевыми бесшпоночными муфтами  $k = 130$ ;

для промежуточных валов со шпоночными муфтами  $k = 140$ ;

для упорных валов в подшипниках качения  $k = 142$ ;

для гребных валов на расстоянии не более четырех диаметров гребного вала от носового торца ступицы гребного винта  $k = 160$ ;

для гребных валов на расстоянии более четырех диаметров гребного вала от носового торца ступицы гребного винта  $k = 150$ ;

$C_{EW}$  – коэффициент усиления:

для судов без ледового усиления  $C_{EW} = 1,0$ ;

для судов, предназначенных для плавания в битом льду,  $C_{EW} = 1,05$ ;

для ледоколов и судов ледокольного типа  $C_{EW} = 1,07$ ;

$P$  – расчетная мощность, передаваемая валом, кВт;

$n$  – расчетная частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$d_i$  – диаметр осевого отверстия вала, мм, если этот диаметр меньше или равен  $0,4d_r$ , то можно принять  $d_i = 0$ ;

$d_r$  – действительный диаметр вала, мм.

Диаметр носовой части гребного вала на участке от дейдвудного сальника до фланца или муфты может быть постепенно уменьшен до значения, равного 1,05 диаметра промежуточного вала.

Участки гребного вала, имеющие контакт с водой, в случае, когда вал не имеет сплошной облицовки или другой эффективной антикоррозионной защиты, должны иметь наружный диаметр, который на 5% больше определенного с помощью формулы (8.19).

#### ***8.4. Системы судовой дизельной энергетической установки***

В курсовом проекте необходимо сделать расчеты по системам, рассмотренным выше, а также в литературе [1, 2, 5], и привести принципиальные схемы по вариантам задания.

##### ***8.4.1. Система топливная***

Привести краткое описание системы с указанием ее назначения, привести марку и ГОСТ топлива, используемого главными и вспомогательными дизелями, в настоящее время, состава оборудования.

По заданной автономности плавания в первом приближении определить общий запас топлива или запасы разных видов его.

#### **8.4.2. Система смазывания**

Дать краткое описание системы с указанием ее назначения, марок и ГОСТов смазочных масел, составе оборудования.

Так же, как и для системы топливной, определить общий запас смазочных масел.

#### **8.4.3. Система сжатого воздуха**

Дать краткое описание, привести требования РКО к воздухохранителям, компрессорам. Определить емкость пусковых воздухохранителей (баллонов) главных и вспомогательных двигателей из условия обеспечения необходимого числа пусков в соответствии с требованиями РКО. Выбрать компрессоры.

#### **8.4.4. Система газовыпуска**

Дать краткое описание системы с указанием ее назначения и состава оборудования (газоотводные трубы, искрогасители, глушители, искрогасители и т. п.), материала труб и изоляции.

Привести требования РКО к размещению трубопроводов на главных и вспомогательных двигателях.

Определить площадь сечения газовыпускных трубопроводов.

### **8.5. Техничко-экономические показатели**

Тепловая экономичность СЭУ оценивается по ее КПД –  $\eta_y$ :

$$\eta_y = (3600 \cdot P_{ey}) / (B_y \cdot Q_n^p),$$

где  $P_{ey}$  – мощность главных, вспомогательных дизелей и котлоагрегатов, кВт;

$B_y$  – часовой расход топлива этими механизмами, кг/ч;

$Q_n^p$  – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

КПД судового комплекса  $\eta_{ск}$  определяется так:

$$\eta_{ск} = (3600 \cdot x_6 \cdot P_T \cdot \eta) / (\sum B_{zd} \cdot Q_n^p),$$

где  $x_6$  – количество движителей;

$P_T$  – полезная тяга гребного винта (упор винта), кН;

$v$  – скорость судна, м/с;

$\Sigma B_{\text{гд}}$  – часовой расход топлива главными двигателями;

$Q_n^p$  – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг.

Коэффициент полезного действия судового комплекса водонесущих судов находится в пределах:  $\eta_{\text{ск}} = 0,18 - 0,26$ .

## Библиографический список

1. *Конаков Г.А., Васильев Б.В.* Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация флота: учебник для вузов водн. тр-та; под общ. ред. Г.А. Конакова. – М.: Транспорт, 1980. – 423 с.
2. *Беспалов В.И., Колыванов В.В.* Судовые энергетические установки: конспект лекций для студ. оч. и заоч. обуч. спец-ти «Эксплуатация судовых энергетических установок». – Н.Новгород: Изд-во ФБОУ ВПО «ВГАВТ», 2012. – 108 с.
3. *Пахомов Ю.А.* Судовые энергетические установки с двигателями внутреннего сгорания. Учебник для ВУЗов. М.: ТрансЛит, 2007, – 528 с.
4. *Сизых В.А.* Судовые энергетические установки. М.: ТрансЛит, 2006, – 272 с.
5. *Емельянов П.С.* Судовые энергетические установки: учеб. пособие. – Изд. 2-е, испр. – СПб.: Изд-во ГМА им. адм. С.О. Макарова, 2008. – 172 с.
6. *Василенко А.Б., Тетельмин В.В.* Современная энергетика и энергетика будущего: Технологии производства. Нетрадиционные источники. Экологическая безопасность. – М.: ЛЕНАНД, 2018. – 240 с.
7. Российское Классификационное Общество. Правила классификации и постройки судов (ПКПС). – М.: Российское Классификационное Общество, 2019. – 1682 с.
8. Основные требования к дипломным проектам и их оформлению : метод. указания по выпол. дипломных проектов и их оформлению для студ. оч. и заоч. обуч. спец-ти «Эксплуатация судовых энергетических установок» (180405, 26.05.06) / сост.: Н.Н. Борисов, В.В. Колыванов, М.Ю. Храмов, М.Х. Садеков ; под общ. ред. Ю.И. Матвеева. – Н. Новгород : Изд-во ФГБОУ ВО «ВГУВТ», 2015. – 68 с.

## Содержание

1. Общие сведения о судовых дизельных энергетических установках	3
1.1. Состав и классификация судовых дизельных энергетических установок	3
1.2. Размещение механизмов и оборудования в машинном помещении	5
1.3. Историческая справка развития судовых энергетических установок	8
2. Требования, предъявляемые к судовым дизельным энергетическим установкам, и задачи их проектирования	9
2.1. Требования к судовым дизельным энергетическим установкам и показатели надежности	9
2.2. Этапы проектирования.	11
3. Основные технические показатели судовых энергетических установок	15
3.1. Показатели мощности	15
3.2. Показатели маневренности.	18
3.3. Автономность плавания.	18
3.4. Условия обитаемости.	19
3.5. Массо-габаритные показатели.	19
3.6. Показатели тепловой и экономической эффективности судовой энергетической установки.	21
4. Главные судовые энергетические установки	23
4.1. Дизельные энергетические установки	23
4.2. Основные характеристики судовых дизелей	25
5. Передача вращающего момента главного двигателя движителю	26
5.1. Непосредственная передача мощности	26
5.2. Дизель-редукторная передача (ДРП)	28
5.3. Гидродинамические передачи	30
5.4. Гидростатические передачи	32
5.5. Электрические передачи	33
5.6. Комбинированные передачи	34
6. Энергетическая установка	34
6.1. Судовой валопровод	34
6.2. Выбор главных дизелей	39
6.3. Вспомогательное оборудование, обслуживающее	41

дизели	
6.3.1. Топливная система	42
6.3.2. Система смазывания	49
6.3.3. Система водяного охлаждения	58
6.3.4. Система сжатого воздуха	65
6.3.5. Система газоразпуска	69
7. Режимы работы судовых энергетических установок	73
7.1. Классификация режимов	73
7.2. Работа двигателя и гребного винта на ходовых режимах.	74
7.3. Обобщенные характеристики дизелей	82
8. Общие положения и порядок выполнения курсового проекта	83
8.1. Указания к оформлению пояснительной записки и графической части	83
8.2. Выбор главных двигателей	88
8.3. Расчет элементов главной судовой передачи	92
8.3.1. Выбор элементов передачи	92
8.3.2. Расчет валопровода	93
8.4. Системы судовой дизельной энергетической установки	95
8.4.1. Система топливная	94
8.4.2. Система смазывания	95
8.4.3. Система сжатого воздуха	95
8.4.4. Система газоразпуска	95
8.5. Техничко-экономические показатели	95
<i>Библиографический список</i>	97

Колыванов Владимир Викторович  
Матвеев Юрий Иванович  
Храмов Михаил Юрьевич

## **Эксплуатация судовых дизельных установок**

*Учебно-методическое пособие*

Подписано в печать  
Формат бумаги 60x84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Гарнитура «Таймс».  
Ризография. Усл. печ. л. Уч.-изд. л..  
Тираж . Заказ .

---

Издательско-полиграфический комплекс ФГБОУ ВО «ВГУВТ»  
603951, Нижний Новгород, ул. Нестерова, 5

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.

E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 1 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Характеристики совместной работы ГД с гребным винтом в установившихся режимах.
2. Особенности обслуживания СДУ при пуске и прогревании.
3. Состав СЭУ теплохода, дизель - электрохода. Требования, предъявляемые к СЭУ.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.

E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 2 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Понятие «тяжелых» и «легких» гребных винтов; «утяжеление» винтовой характеристики.
2. Пуск СДУ с последующим выводом на полную нагрузку.
3. Конструкция, принцип действия, область применения газотурбинных установок.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 3 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Основные показатели качества (свойства и параметров) СДУ, их взаимосвязь.
2. Взаимодействие гребного винта, корпуса и главного дизеля; зависимость между скоростью судна и мощностью ГСДУ.
3. Техничко-экономические показатели СЭУ.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 4 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Обеспечение заданной скорости судна. Влияние скорости судна на эффективность перевозок грузов и пассажиров.
2. Особенности управления ГСДУ при ее остановке.
3. Конструкция, принцип действия, область применения паротурбинных установок.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 5 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Виды составляющих массы СДУ.
2. Оптимальная скорость судна и необходимая для этого мощность ГСДУ.
3. Типы судовых энергетических установок. Основные схемы мощности на винт.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 6 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Влияние качества регулирования дизелей на эффективность работы ГСДУ.
2. Основные особенности эксплуатации ГСДУ при использовании «тяжелых» топлив.
3. Конструкция судового валопровода, назначение его элементов.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 7 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Дать понятие об оптимальном регулировании СДУ.
2. Резервирование наиболее ответственных элементов СДУ, как способ повышения ее надежности за счет введения избыточности.
3. Соединительные муфты валопровода.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 8 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Ходовая характеристика, как результат взаимодействия элементов пропульсивного комплекса.
2. Требования, предъявляемые к СДУ с учетом действующих документов контролирующих и наблюдающих организаций.
3. Механические передачи мощности на винт.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 9 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Использование ходовой характеристики для регулирования мощности ГСДУ при ходе судна в балласте, с грузом и в штормовых условиях.
2. Классификация СДУ. состав ГСДУ и ВСДУ.
3. Подготовка главной дизельной установки к действию, пуск, обслуживание во время работы.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 10 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Управление ГСДУ в условиях переменного ветра, волнения и осадки.
2. Обслуживание СДУ на стояние.
1. 3. Передачи мощности на гребной винт с гидродинамической передачей.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 11 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Управление ГСДУ при работе на мелководье и при движении в Канале.
2. Почему при эксплуатации СДУ необходимо учитывать метеорологические условия?
3. Конструкция, принцип действия гидромуфт и гидротрансформаторов, их характеристики.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 12 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Управление ГСДУ при буксировке или толкании вoза (состава).
2. Мероприятия для предотвращения перегрузки ГСДУ. Средства и методы технического диагностирования СДУ.
3. Электрическая передача мощности на винт.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 13 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Управление ГСДУ при страгивании с места (старте) и разгоне судна.
2. Теплотехнические испытания СДУ.
3. Общая характеристика дизельных установок. Выбор главных двигателей.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 14 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Особенности взаимодействия пропульсивного комплекса при реверсировании. Нормальный и экстренный реверс.
2. Теплотехнический контроль СДУ силами команды.
3. Требования Классификационных обществ (КО) к топливной системе СЭУ (насосы, расположение трубопроводов, устройства для подогрева топлива, топливные цистерны).

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 15 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Целесообразность резерва мощности, выбор мощности ГСДУ.
2. Наиболее характерные причины эрозионно-кавитационного повреждения подшипников СДУ.
3. Особенности топливных систем при использовании моторного топлива.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 16 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Звуковая вибрация и шум СДУ. Меры борьбы с ними.
2. Химическая коррозия рабочего слоя вкладышей подшипников дизелей.  
Причины возникновения.
3. Особенности топливных систем при использовании водотопливных эмульсий.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.

E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 17 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Судовой дизель, как источник вибрации и шума.
2. Наиболее характерные виды усталости рабочего слоя вкладышей подшипников, их признаки.
3. Система смазывания судовых ДВС. Требования (КО) к насосам ДВС, подвод смазочного масла к ДВС, цистерны).

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.

E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 18 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Шум СДУ аэродинамического и механического происхождения. Меры борьбы с ними.
2. Характерные признаки износа рабочего слоя тонкостенных вкладышей подшипников судовых дизелей.
3. Система охлаждения судовых ДВС (Насосы, расположение трубопроводов, фильтры, теплообменные аппараты). Требования классификационных обществ.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 19 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Особенности шума и вибрации судовых МОД и ВОД.
2. Характерные дефекты вкладышей подшипников. Оценка их технического состояния.
3. Судовое топливо. Основные свойства и характеристики жидких топлив. Нормативные документы на топливо.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 20 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Методы и технические средства предотвращения загрязнений водной и воздушной среды отходами расходных и рабочих веществ СДУ.
2. Дефекты сборки подшипников, способы их предупреждения.
3. Прием топлива (бункеровка). Предотвращение разливов нефтепродуктов.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 21 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Требования Международной конвенции по предотвращению загрязнений окружающей среды отходами расходных и рабочих веществ СДУ.
2. Типы передач мощности от главного дизеля к движителю. Их преимущества и недостатки.
3. Комплексная утилизация теплоты СЭУ.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 22 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Экономичность СДУ с различными схемами утилизации теплоты.
2. Влияние качества регулирования топливной аппаратуры дизелей на эффективность работы СДУ.
3. Расположение оборудования в машинном помещении, определение центра массы СЭУ.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 23 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Контрольно-измерительные приборы и объекты измерений СДУ.
2. Влияние внешних условий на рабочие режимы ГСДУ.
3. Расположение объектов энергетической установки на судне. Учет требований классификационных обществ и СанПиН при проектировании машинного помещения.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 24 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Задачи и виды теплотехнического контроля СДУ.
2. Особенности обслуживания и управления ГСДУ на переходных режимах прогрева и разгона.
3. Газовыпускная система СЭУ.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 25 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Оптимальная скорость судна и необходимая для этого мощность ГСДУ.
2. Пуск СДУ с последующим выводом на полную нагрузку.
3. Главные судовые передачи на винт.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 26 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Использование ходовой характеристики для регулирования мощности ГСДУ при ходе судна в балласте, с грузом и в штормовых условиях.
2. Особенности управления ГСДУ при ее остановке.
3. Судовые технические средства и устройства защиты окружающей среды.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 27 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Управление ГСДУ в условиях переменного ветра, волнения и изменяющейся осадки.
2. Взаимодействие гребного винта, корпуса судна и главного дизеля; зависимость между скоростью судна и мощностью ГСДУ.
3. Режимы работы дизеля с винтом фиксированного шага при прямой передаче.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 28 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Особенности управления ГСДУ при работе на мелководье.
2. Теплотехнический контроль СДУ силами команды.
3. Классификация водоопреснительных установок.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 29 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Особенности управления ГСДУ при работе в Канале.
2. Звуковая вибрация и шум СДУ. Меры борьбы с ними.
3. Судовые технические средства и устройства защиты окружающей среды.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНСТВО  
МОРСКОГО И РЕЧНОГО  
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего  
профессионального образования  
«Волжская государственная академия  
водного транспорта»  
(ФГБОУ ВПО «ВГУВТ»)  
ул. Нестерова, 5, Нижний Новгород,  
603600 Тел. (8312) 19 – 79 – 51, Факс  
(8312) 19 – 78 – 61.  
E-mail: rector@vgavt.nnov.ru

Кафедра ЭСЭУ

10 семестр 5 курса 2024/25 учебного  
года

Экзаменационный билет № 30 по  
дисциплине Эксплуатация дизельных  
энергетических установок

1. Оптимальная скорость судна и необходимая для этого мощность ГСДУ.
2. Судовой дизель, как источник вибрации и шума. Нормы допустимого шума в МП.
3. Совместная работа комплекса дизель - гребной винт при страгивании с места и разгон судна.

Зав. Кафедрой ЭСЭУ \_\_\_\_\_ Матвеев Ю.И.