



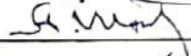
**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО МОРСКОГО И РЕЧНОГО
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова»
(ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова»)

Институт: Морская академия; Факультет судовой энергетик
Кафедра: ДВС и АСЭУ
Направление подготовки (специальность): 26.05.06 «Эксплуатация СЭУ»
Форма обучения: очная

«К ЗАЩИТЕ ДОПУЩЕНА»

Заведующий кафедрой


(подпись)

Иванченко А.А.

(ФИО)

«15» июня 2021г.


Выпускная квалификационная работа


Обучающегося: Шмыгиной Анастасии Андреевны

Вид работы: Выпускная квалификационная работа специалиста


Пояснительная записка

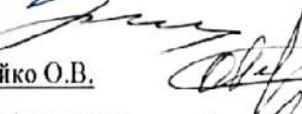
Тема: Судовая энергетическая установка танкера дедвейтом 60000 т и скоростью хода 15 узлов с сокращением выбросов SOx.

Руководитель работы: Доцент кафедры ДВС и АСЭУ, к.т.н. Живлюк Г. Е. 


Консультант д.т.н., профессор Ершов А.А. 

Консультант к.т.н., профессор Петров А.П. 

Консультант доцент Черепнин В.А. 

Консультант доцент Поляков А.В. 

Консультант ст. преподаватель Татуйко О.В. 

Обучающийся: Шмыгина Анастасия Андреевна 

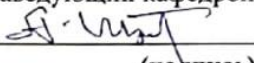


**ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО МОРСКОГО И РЕЧНОГО
ТРАНСПОРТА**

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Государственный университет морского и речного флота имени адмирала С.О. Макарова»
(ФГБОУ ВО «ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова»)

Институт: Морская академия; Факультет судовой энергетик
Кафедра: ДВС и АСЭУ
Направление подготовки (специальность): 26.05.06 «Эксплуатация СЭУ»
Форма обучения: очная

«УТВЕРЖДАЮ»
Заведующий кафедрой


(подпись)

Иванченко А.А.
(ФИО)

«29» декабря 2020 г.

**Задание
на выпускную квалификационную работу**

Вид работы: Выпускная квалификационная работа специалиста

Обучающемуся: Шмыгиной Анастасии Андреевны

Тема: Судовая энергетическая установка танкера дедвейтом 60000 т и скоростью хода 15 узлов с сокращением выбросов SOx.

Утверждена приказом ректора Университета от «29» декабря 2020 г.

Срок сдачи законченной работы «10» июня 2021 г.

Исходные данные (или цель ВКР):

Длина судна L=195,2 м., ширина судна B=35,2 м., осадка T=15 м., дедвейт DW=60000 т., скорость хода 15 узлов.

Перечень подлежащих исследованию, разработки, проектированию вопросов (краткое содержание ВКР):

1. Расчет ходкости судна
2. Расчет ДВС
3. Расчет судовой электростанции
4. Система ограничения выбросов SOx
5. Техническое обслуживание и ремонт топливных форсунок
6. Автоматизация СЭУ
7. Безопасность жизнедеятельности
8. Техника экономического обоснования

Перечень графического материала (или презентационного материала):

1. Плакат «Постановка целей и задач»
2. Плакат «ТУС»
3. Плакат «Поперечный разрез двигателя 6ДКРН 75/280»
4. Плакат «Способы ограничения SOx»
5. Плакат «Схема установки гибридного скруббера»
6. Плакат «Форсунка и ее основные неисправности»
7. Плакат «Конструктивные особенности клапана управления топливоподачей и газораспределением FIVA»
8. Плакат «Углекислотная система пожаротушения»

Консультанты по разделам ВКР (при наличии):

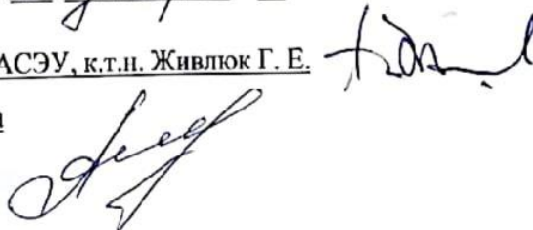
1. Расчет ходкости судна – д.т.н. Ершов А. А.
2. Автоматизация СЭУ – д.т.н. Петров А. П.
3. ТО и ремонт форсунки двигателя – к.т.н. Черепнин В. А.
4. Безопасность жизнедеятельности – Поляков А. В.
5. Экономическое обоснование – ст. преподаватель Татуйко О. В.

Дата выдачи задания: «29» декабря 2020г.

Задание согласовано и принято к исполнению: «29» декабря 2020г.

Руководитель работы: Доцент кафедры ДВС и АСЭУ, к.т.н. Живлюк Г. Е.

Обучающийся: Шмыгина Анастасия Андреевна



СОДЕРЖАНИЕ

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ.....	10
1. РАЗРАБОТКА ДВИЖИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА СУДНА.....	15
1.1. Расчет полного сопротивления воды движению судна и буксировочной мощности.....	15
1.2. Определение потребной мощности двигателя и ориентировочных размеров гребного винта.....	18
1.2.1 Определение числа лопастей и дискового отношения гребного винта.....	20
1.2.2. Учет механических потерь в линии валопровода.....	21
1.2.3 Выбор расчетного режима при проектировании гребного винта.....	21
1.3. Расчет потребной мощности силовой установки и оптимальных элементов гребного винта при заданной скорости хода судна.....	22
1.3.1. Проверка гребного винта на кавитацию.....	23
1.3.2. Конструктивные характеристики гребного винта.....	23
2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ.....	24
2.1. Расчет рабочего цикла двухтактного дизеля.....	24
2.2. Определение размеров и числа цилиндров дизеля.....	25
2.3 Выбор исходных данных к расчету рабочего цикла.....	26
2.3.1. Исходные данные к расчёту процесса наполнения цилиндра.....	26
2.3.2. Исходные данные к расчёту процесса сжатия.....	27
2.3.3. Исходные данные к расчёту процесса сгорания.....	27
2.3.4. Исходные данные к расчёту процесса расширения.....	27
2.3.5. Механический КПД.....	28
2.4. Расчет процессов, составляющих рабочий цикл.....	28
2.4.1. Процесс наполнения.....	28
2.4.2 Процесс сжатия.....	29
2.4.3. Процесс сгорания.....	29

2.4.4. Процесс расширения для расчётного цикла.....	31
2.5. Определение индикаторных и эффективных показателей.....	31
2.6. Расчёт и построение предполагаемой индикаторной диаграммы	33
2.7. Расчёт системы газообмена.....	35
2.7.1. Расчёт времени-сечения фаз газообмена.....	35
2.7.2. Расчёт перепада давлений в продувочных окнах.	37
2.7.3. Расчёт перепада давлений в выпускном клапане	38
2.7.4. Расчёт давления газов в цилиндре к моменту открытия продувочных окон.....	39
2.8. Расчёт системы наддува	40
2.8.1. Определение энергетического баланса в системе наддува	40
2.8.2. Расчёт располагаемой мощности газовых турбин.	41
2.8.3. Выбор типа и числа турбокомпрессоров.....	43
2.9. Описание конструкции двигателя	45
3. ВЫБОР ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ СЭУ И РАСЧЕТ НАГРУЗКИ СУДОВОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ	50
3.1 Расчёт нагрузки судовой электростанции.....	50
3.1.1 Выбор параметров электрического тока судовой сети	50
3.1.2 Расчет мощности электростанции для «ходового режима».....	50
3.1.3 Расчет мощности электростанции для режима «Маневры»	52
3.1.4 Расчет мощности электростанции для режима «Стоянка без грузовых операций»	53
3.1.5 Расчет мощности электростанции для режима «Стоянка с грузовыми операциями».....	53
3.2 Выбор источников электроэнергии	53
4. СИСТЕМА ОГРАНИЧЕНИЯ ВЫБРОСОВ SO _x	55
4.1. Методы снижения выбросов оксида серы согласно актуальным требованиям «ИМО 2020»	59
4.2. Обоснование выбора способа соответствия требованиям «ИМО- 2020»	62

4.3. Общий принцип работы скрубберов мокрого действия.....	63
4.3.1. Скрубберы с открытым циклом.....	65
4.3.2. Скрубберы закрытого цикла.....	66
4.3.3. Скруббер гибридного типа	67
4.4.Выбор скрубберной системы для проектируемого судна.	68
5. ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ ТОПЛИВНЫХ ФОРСУНОК ДВИГАТЕЛЯ	70
5.1. Конструкция и работа форсунки	70
5.2 Основные неисправности топливных форсунок.....	72
5.2.1. Нарушение герметичности запирающего конуса распылителя	73
5.2.2. Зависание и износ игл распылителей	74
5.2.3. Падение давления начала впрыска	74
5.2.4. Закоксовывание и износ сопловых отверстий распылителя	75
5.3. Технология ремонта форсунок	76
5.4. Испытание форсунки на стенде.....	77
6. АВТОМАТИЗАЦИЯ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ	80
6.1. Назначение системы автоматизации	80
6.2. Описание системы автоматизации главного двигателя	81
7. БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ.....	91
7.1. Техника безопасности при ремонте топливной форсунки.	91
7.2. Система углекислотного пожаротушения.....	91
7.2.1. Ввод в действие и порядок работы	95
7.3. Охрана морской среды	96
7.3.1.Требования Международной Конвенции МАРПОЛ 73/78 7.3.1.1	96
8. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ.....	99
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	101
СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ	103

УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ

- L – длина корпуса судна, м;
 B – ширина корпуса судна, м;
 T – средняя осадка корпуса судна, м;
 V – объемное водоизмещение корпуса судна, м³;
 δ – коэффициент общей полноты;
 β – коэффициент полноты площади мидель - шпангоута;
 α – коэффициент полноты площади грузовой ватерлинии;
 ρ – массовая плотность воды, кг/м³;
 ν – кинематический коэффициент вязкости, м²/с;
 g – ускорение свободного падения, м/с²;
 V_s – скорость судна, узлы;
 V – скорость судна, м/с;
 Fr – число Фруда;
 Re – число Рейнольдса;
 ξ – коэффициент полного сопротивления;
 ξ_{f0} , ξ_w , ξ_r – коэффициенты трения, волнового и остаточного сопротивления;
 ξ_v – коэффициент вязкостного сопротивления;
 ξ_n – корреляционный коэффициент (надбавка на шероховатость);
 ξ_a – коэффициент сопротивления выступающих частей;
 EPS – буксировочная мощность, кВт;
 N_p – мощность, подводимая к гребному винту, кВт;
 $\xi_{возд}$ – коэффициент воздушного сопротивления;
 S – ход поршня, м;
 D – диаметр поршня, м;
 C_m – скорость хода поршня, м/с;
 QH – теплота сгорания топлива МДж/кг;
 α – коэффициент избытка воздуха;

V_h – рабочий объем цилиндра, m^3 ;
 V_c – объем камеры сжатия, m^3 ;
 P_s – давление наддува, МПа;
 L – масса воздуха теоретически необходимая для сгорания, кг;
 $\Delta t_{ст}$ – подогрев воздуха от стенок цилиндра, $^{\circ}C$;
 T_g – температура остаточных газов, $^{\circ}C$;
 γ_g – коэффициент остаточных газов;
 η_n – коэффициент наполнения;
 P_i – индикаторное давление, МПа;
 N_i – индикаторная мощность, кВт;
 P_e – среднее эффективное давление, МПа;
 N_e – эффективная мощность, кВт;
 g_c – цикловая подача топлива, кг/цикл;
 η_e – эффективный КПД;
 Q_{CO_2} – Количество углекислоты для тушения пожара;
 J – Безразмерный коэффициент;
 V – Полный объем наибольшего на судне помещения;
 G – Масса углекислоты в баллоне;
 K – коэффициент заполнения баллонов углекислотой;
 V_b – Объем баллона;
 n – Количество баллонов для тушения пожара;
 $Q_{сут}$ – Среднесуточный расход топлива;
 $n_{в год}$ – Среднее количество дней в пути;
 $Q_{год}$ – Расход топлива в год;
 $R_{т.т.}$ – Затраты на тяжелое топливо в год;
 $U_{т.т.}$ – Стоимость тяжелого топлива;
 $R_{газойль}$ – Затраты на газойль в год;
 $U_{газойль}$ – Стоимость газойля.

ВВЕДЕНИЕ

Морской транспорт неизменно считается лидером в мировом транспортном рынке. Более 75% всех мировых транспортных перевозок приходится на морские суда. С каждым годом товарооборот между странами увеличивается, что отражается в постоянном росте спроса на перевозки.

К числу наиболее распространенных типов судов относятся суда танкерного флота. Такое положение обусловлено тем фактом, что перевозки нефти и нефтепродуктов морским путем являются наиболее выгодными и удобными. В этой связи, количество заказов на постройку нефтеперевозящих танкеров в настоящее время остается на высоком уровне. Высокая востребованность танкерного флота подразумевает внедрение новых прогрессивных технологий для усовершенствования данного типа транспорта.

Считается, что в составе танкерного флота наиболее перспективными являются танкеры-нефевозы дедвейтом 60000 т (рис. 1.).



Рисунок 1. Танкер - нефевоз Лиговский проспект

Обеспечение экологической безопасности проектируемых судов отражает главные тенденции развития торгового флота, так как проблемы экологии особо актуальны в современном мире. Большие выбросы оксидов серы SO_x и оксидов азота NO_x в атмосферу представляют известную опасность, как для

здоровья человека, так и для окружающей среды. Международной морской организацией предпринимаются постоянные меры по ужесточению требований экологической безопасности судоходства. Основным правовым актом, регламентирующим деятельность судоходных компаний в этом направлении, является Конвенция МАРПОЛ 73/78 (International Convention for the Prevention of Pollution from Ships MARPOL 73/78)[1]. В связи с ухудшением экологической ситуации в мире за последние 5 лет, с 1 января 2020 года, вступило в силу новое регулирование, именуемое «ИМО 2020»[2], которое вводит глобальное ограничение количества серы, содержащейся в используемом топливе с 3.5% до 0.50%. В особых районах контроля эмиссии (SECA) ограничение по выбросам серы в атмосферу остается на прежнем уровне до 0,1% (в пересчете на содержание серы в топливе).

Таким образом, целью настоящей выпускной квалификационной работы является **разработка проекта энергетической установки танкера дедвейтом 60000 т и скоростью хода 15 узлов с сокращением выбросов SOx.**

Достижение поставленной цели работы требует решения ряда задач, в числе которых:

1) Расчет ходкости судна, в ходе выполнения которого должны быть определены параметры движителя и мощность судовой энергетической установки, необходимые для достижения требуемой скорости.

2) На основе параметров выбранного прототипа главного двигателя выполнить проектирование главной энергетической установки и, в частности, расчет рабочих процессов главного двигателя в целях обеспечения требуемых характеристик судовой энергетической установки.

3) Расчет судовой электростанции, который позволит определить состав вспомогательной энергетической установки в части судового электрооборудования.

4) Выбор наиболее выгодного способа сокращения выбросов SOx на основании обзора и анализа методов снижения выбросов оксидов серы в атмосферу.

5) Рассмотрение технологий обслуживания и ремонта главного двигателя на примере топливной форсунки.

6) Определение средств автоматизации судовой энергетической установки для достижения знака автоматизации AUT1 ICS, подбор соответствующего оборудования системы.

7) Проработка вопросов безопасности жизнедеятельности. В том числе: правила безопасности-при техническом обслуживании и ремонте топливных форсунок, обеспечение противопожарной безопасности, обеспечение правил безопасности охраны окружающей среды.

8) Составление технико-экономического обоснования по внедрению технологии ограничения выбросов оксидов серы в атмосферу.

1. РАЗРАБОТКА ДВИЖИТЕЛЬНОГО КОМПЛЕКСА СУДНА

В качестве прототипа используется судно типа танкер бульбообразной носовой оконечностью и кормовым расположением машинного отделения.

Тип СЭУ – ДВС с передачей мощности с выходной фланца на винт фиксированного шага.

Количество гребных винтов и рулей – 1.

Заданная скорость в полном грузу $u_{s_{зад}} = 15$ узлов.

Расчет ходкости судна выполняется согласно методическому указанию [3].

1.1. Расчет полного сопротивления воды движению судна и буксировочной мощности

Принимаем исходные данные с учетом размерности прототипа судна:

- В соответствии с заданным дедвейтом (DW) = 60000 тонн;
- Длина судна ГВЛ $L = 195,2$ м;
- Ширина судна $B = 35,26$ м;
- Осадка судна в полном грузу $T = 15$ м;
- Коэффициент общей полноты судна $\delta = 0,80347$;
- Коэффициент полноты мидель шпангоута $\beta = 0,97$;
- Коэффициент продольной полноты $\varphi = \delta/\beta = 0,82832$;
- Отношение $L/B = 5,67886$;
- Отношение $B/T = 2,35$.

Объёмное водоизмещение судна:

$$V = \delta \cdot L \cdot B \cdot T = 0,80347 \cdot 195,2 \cdot 35,26 \cdot 15 = 82810 \text{ м}^3.$$

Площадь смоченной поверхности корпуса судна для крупнотоннажных судов с бульбовым образованием:

$$\begin{aligned} \Omega_{\Gamma T} &= L \cdot T [2,0 + 1,37(\delta - 0,274)] \cdot \frac{B}{T} = \\ &= 195,2 \cdot 15 [2,0 + 1,37(0,80347 - 0,274)] \cdot \frac{35,26}{15} = 10451 \text{ м}. \end{aligned}$$

Площадь выступающих частей:

$$\Omega_{вч} = 0,045 \cdot \Omega_{\Gamma T} = 0,045 \cdot 10451 = 470 \text{ м}.$$

Площадь полной смоченной поверхности:

$$\Omega = \Omega_{\text{ГТ}} + \Omega_{\text{вч}} = 10451 + 470 = 10921 \text{ м.}$$

Для расчета остаточного сопротивления воспользуемся результатами испытаний систематической серии №4 как наиболее подходящей по геометрическим соотношениям судна. Результаты расчета приведены в таблице 1.1.

Число Фруда $Fr = v\sqrt{gL}$, где $g=9,81$ м/с² – ускорение свободного падения.

Число Рейнольдса, $Re = v \cdot L \cdot \nu$, где $\nu = 1,61 \times 10^{-6}$ м²/с кинематическая вязкость воды при температуре 4°C.

Таблица 1.1

Расчет сопротивления воды движению судна и буксировочной мощности

№	Обозначение	Числовое значение				
		3				
1	2	13	14	15	16	17
1	V_s , уз	13	14	15	16	17
2	$V = 0,514 \times [1]$	6,68	7,20	7,71	8,22	8,74
3	$V^2 = [2]^2$, м ² /с ²	44,6	51,83	59,44	67,57	76,4
4	$Fr = V/\sqrt{gL}$	0,15	0,163	0,174	0,186	0,2
5	$Re \times 10^{-8} = VL/\nu$	8,1	9,0	9,24	9,74	9,95
6	$\zeta_{fo} \times 10^3 = f(Re)$	1,613	1,596	1,58	1,571	1,55
7	$\zeta_r \times 10^3 = f(\delta, L/B)$	1,69	1,74	1,88	2,085	2,27
8	$K_{B/T}$	1,047	1,051	1,055	1,062	1,06
9	$K_{\text{корма}}$	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
10	$\zeta_r \times 10^3 = [7] \times [8] \times [9]$	1,769	1,828	1,983	2,214	2,40
11	$\zeta_n \times 10^3$	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
12	$\zeta_a \times 10^3$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
13	$\zeta \times 10^3 = [6] + [10] + [11] + [12]$	3,682	3,724	3,863	4,085	4,25
14	$R = 0,5 \times \rho \times \Omega \times [3] \times [13] \times 10^{-3}$, кН	897	1053	1253	1507	1773
15	$EPS = [2] \times [14]$	5991	7582	9500	12388	15496

На рисунке 1.1 и 1.2 представлены результаты табличного расчета в виде графиков $R=f(V_s)$ и $EPS=f(V_s)$.

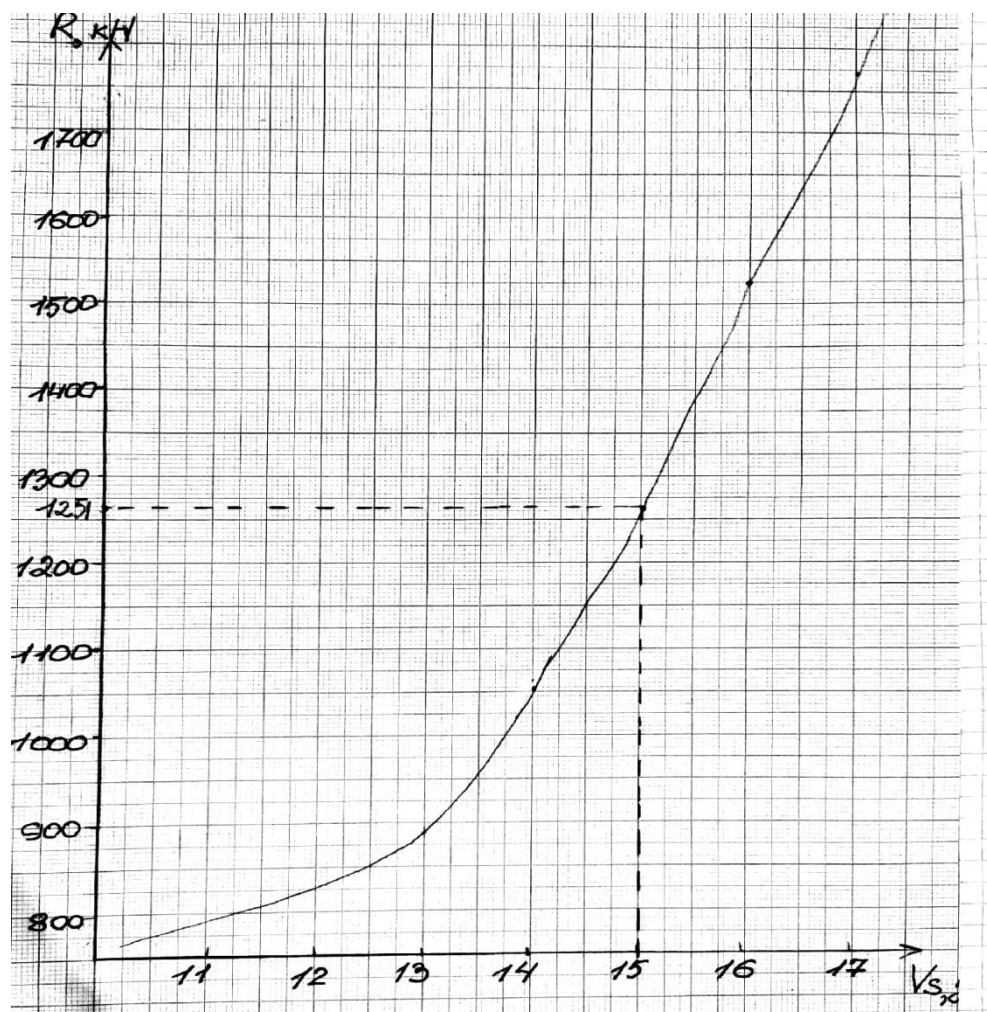


Рисунок 1.1 График зависимости полного сопротивления скорости судна

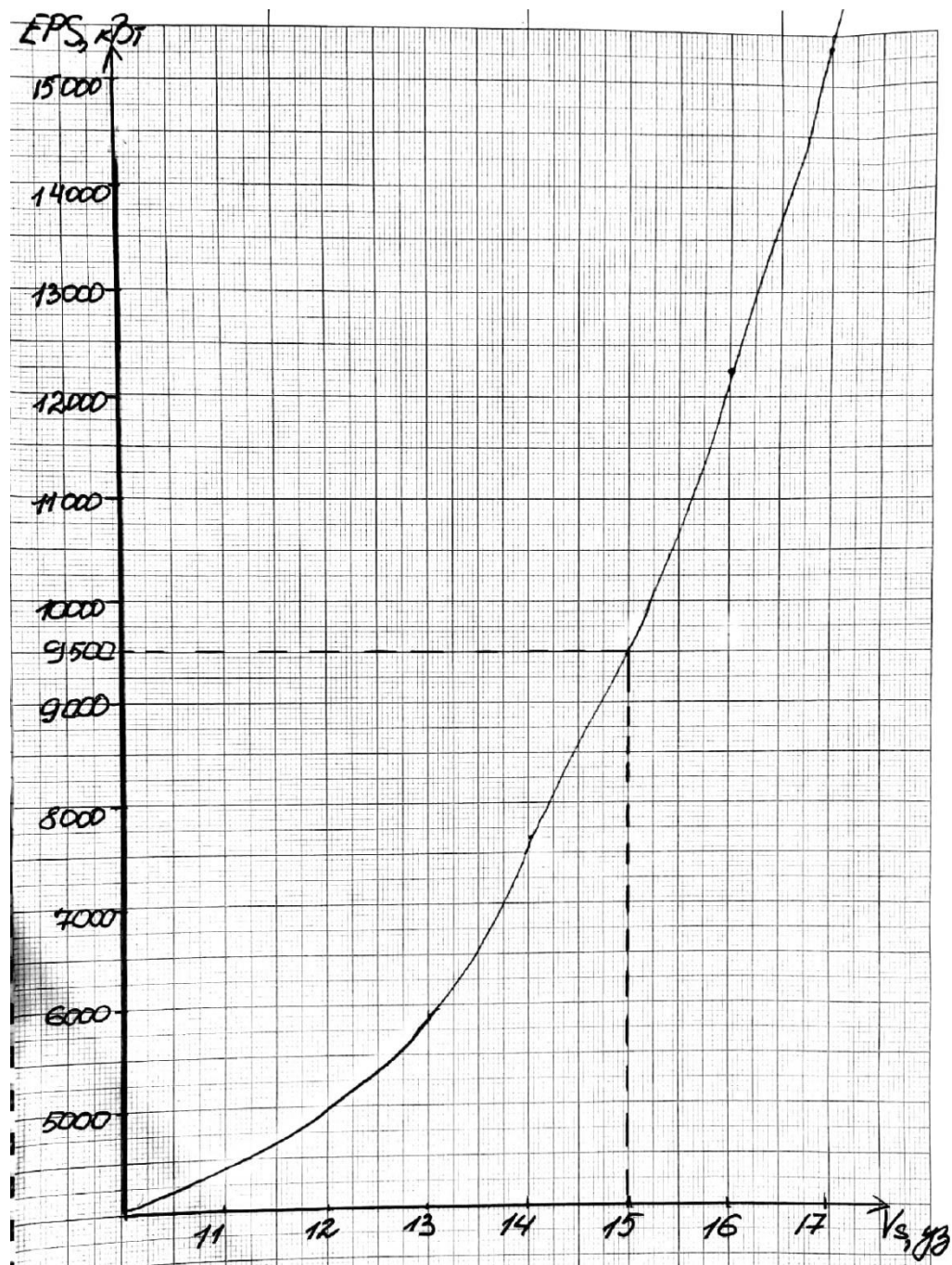


Рисунок 1.2. График зависимости буксировочной мощности от скорости судна

1.2. Определение потребной мощности двигателя и ориентировочных размеров гребного винта

$$V_{sas} = V_{sop}(1 - \omega'_t) = 15 \cdot (1 - 0,35173) = 9,723 \text{ узлов}$$

Где: $\omega'_t = 0,5\delta - 0,05 = 0,5 \cdot 0,80347 - 0,05 = 0,35173$ – коэффициент попутного потока, рассчитанный по приближенной формул Тейлора для одновинтовых судов.

Ориентировочное значение мощности силовой установки:

$$N_{eop} = \frac{EPS}{\eta} = \frac{9500}{0,60248} = 15760 \text{ кВт.}$$

$\eta = 0,60248$ – пропульсивный КПД.

Для судов с $\delta \geq 0,74$, η находится в пределах $0,58 - 0,62$

$EPS=9500$ кВт – значение буксировочной мощности при $V_{зад}=15$ узлов (данные приведены в таблице 1.1).

Из нормального по $V_{ас}(9,723)$ узла и $N_{e op}(15,76 \text{ МВт})$ находим, что $D_{op}=7$ м.

Проверим избранное значение D_{op} с точки зрения расположения гребного винта за кормой в соответствии с условием, что:

$$D_{op} < D_{пред} = 0,72T = 0,72 \times 15 = 10,8 \text{ м.}$$

$D_{op} = 7 \text{ м} < 10,8 \text{ м} = D_{пред}$, следовательно, условие выполнено.

Коэффициент попутного потока определяем по формуле Холтропа:

$$\omega_T = \frac{B\Omega C_V}{DT} \left(\frac{0,066}{T} + \frac{1,22C_V}{D(1-\phi)} \right) + 0,246 \sqrt{\frac{B}{L(1-\phi)} - \frac{0,097}{0,95-\phi} + \frac{0,114}{0,95-\delta}};$$

$C_V = 1,04(\zeta_r + \zeta_n) = 1,04(2,0292 \times 10^{-3} + 0,2 \times 10^{-3}) = 0,0023$ – вязкостная составляющая коэффициента полного сопротивления корпуса.

$$\omega_T = \frac{35,2 \cdot 10921 \cdot 0,00232}{60000 \cdot 15} \left(\frac{0,066}{15} + \frac{1,22 \cdot 0,00232}{60000(1-0,82832)} \right) + 0,246 \cdot \sqrt{\frac{35,2}{195,2(1-0,82832)}} - 0,7951 + 0,775 = 0,3.$$

Полученное значение ω_T проверяем по формуле Пампеля:

$$\omega_T = 0,165\delta^m \sqrt{\frac{\sqrt[3]{V}}{D}} - \Delta\omega_T = 0,165 * 0,80347 * \sqrt{\frac{\sqrt[3]{82810}}{7}} = 0,33.$$

Так как число $F_r=0,18$, поправка $\Delta\omega_T = 0, m = 1$.

Принимаем окончательно $\Delta\omega_T = 0,3$.

Коэффициент засасывания t для одновинтовых судов определяется по формуле Хултропа [4]:

$$\begin{aligned}
t &= \frac{0,002L}{B(1-\varphi)} + 1,059 \frac{B}{L} - 0,142 \frac{D^2}{BT} - 0,005 = \\
&= \frac{0,002 \times 195,2}{35,2 \times (1 - 0,82832)} + \frac{1,059 \times 35,2}{195,2} - \frac{0,142 \times 7^2}{35,2 \times 15} - 0,005 = \\
&= 0,24.
\end{aligned}$$

Полученное значение t проверяем по условию $0,7\omega_T \leq t \leq 0,9\omega_T$, для судов с обтекаемым рулем и рудерпостом с прямоугольным сечением.

В данном случае $0,23 \leq 0,24 \leq 0,29$. Окончательно принимаем $t=0,3$.

Коэффициент влияния неравномерности потока в диске винта для одновинтовых судов:

- На упор $i_1=0,95-1,05$. Принимаем $i_1=1,0$;
- На момент $i_2=0,99-1,01$. Принимаем $i_2=1,0$.

Коэффициент влияния корпуса судна определяем по формуле:

$$\eta_K = \frac{1-t}{1-\omega_r} \times \frac{i_1}{i_2} = 1,085.$$

1.2.1 Определение числа лопастей и дискового отношения гребного винта

Для выбора числа лопастей ГВ определим коэффициент винта по упору:

$$\begin{aligned}
\sigma_p &= 9,64 \frac{\eta_K R}{Z_p \rho (1 - \omega_T) U_S^2 D^2}; \\
\sigma_p &= 9,64 \frac{1,085 \times 1251}{1 \times 1025 \times (1 - 0,3) 15^2 \times 7^2} = 1,654.
\end{aligned}$$

Так как $\sigma_p = 1,654 \leq 2,5$, то в соответствии с рекомендациями целесообразно принять число лопастей винта $Z=4$.

Дисковое отношение гребного винта определяем по диаграмме приведенной в [4].

Для входа в диаграмму используется значение $V_{as}(9,723)$, затем величина θ определяется по двум ближайшим диаграммам (5уз и 10уз), затем окончательно путем линейной интерполяции.

Для определения дискового отношения θ используем диаграмму [4] и по значениям $n=90$ об/мин., $D=7$ м и $N_{\text{еор}}=15760$ кВт дисковое отношение составляет $\theta=0,673$.

Серия расчетной диаграммы М4-65 определена по [3] при $Z=4$ и $\theta=0,637$.

1.2.2. Учет механических потерь в линии валопровода

Исходя из того, что МО судна находится в корме, принимаем КПД передачи и механических потерь в линии валопровода соответственно:

$$\eta=1,0; \eta=0,99.$$

1.2.3 Выбор расчетного режима при проектировании гребного винта

При плавании судна с $\delta=0,80347$, сроком докования 24 месяца и преимущественно в умеренных широтах принимаем коэффициент увеличения частоты вращения $K=1,05$.

Принимаем:

$$n_{\text{расч}} = n_{\text{ном}} = 90 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$$

$$N_{\text{еор}} = \frac{15760}{1,053} = 13504,7 \text{ кВт.}$$

Далее расчет исходных данных для определения мощности и частоты вращения силовой установки, обеспечивающих заданную скорость хода судну, и оптимальных элементов гребного винта производится по таблице 1.2.

Таблица 1.2

Расчет исходных данных для определения мощности и частоты вращения и оптимальных элементов гребного винта

№ п/п	Расчётные формулы и величины	Размерность	Числовые значения				
			1,05	1,28	1,50	1,65	1,80
1	n_c	c^{-1}	1,05	1,28	1,50	1,65	1,80
2	$K_{NT} = \frac{V_p}{\sqrt{Kn_N}}$	-	0,79	0,65	0,55	0,5	0,46
3	$I=f(K_{NT})$	-	0,56	0,509	0,467	0,446	0,425
4	$H/D=f(K_{NT})$	-	0,855	0,809	0,767	0,748	0,73
5	$\eta_0=f(K_{NT})$	-	0,595	0,568	0,544	0,532	0,52
6	$D = \frac{V_p}{Kn_n I}$	м	9,40	8,52	7,89	7,51	7,22
7	$\eta=\eta_0\eta_k$	-	0,646	0,617	0,591	0,578	0,565
8	$N_e=EPS/(z_p\eta \times \eta_{\text{вал}} \times \eta_{\text{пер}})$	кВт	8292	10979	14630	19176	24596

По результатам расчета, строим график $(H/D, N_e, I, D) = f(n)$ на рисунке 1.3.

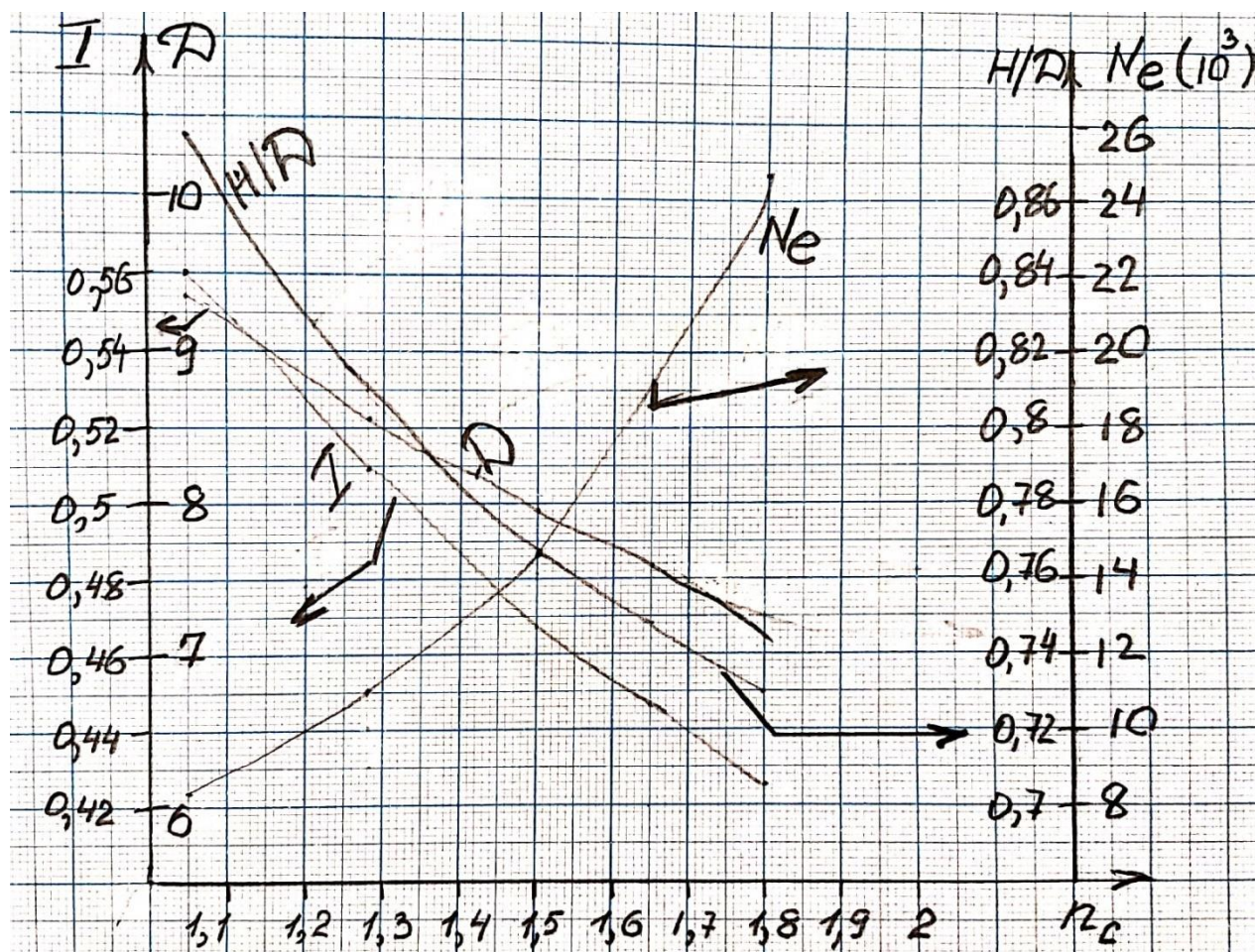


Рисунок 1.3. График зависимости $H/D, N_e, I, D$ от n_c

1.3. Расчет потребной мощности силовой установки и оптимальных элементов гребного винта при заданной скорости хода судна

Расчет исходных данных для определения оптимальных элементов гребного винта выполнен в таблице 1.2. По результатам табличного расчета на рисунке 1.3 построены графики: $N_e, D, J, H/D=f(n)$, по которым для $n=90$ об/мин. определяем:

$N_{\text{епогр}}=14630$ кВт – потребляемая мощность;

$D=7,9$ м – диаметр винта;

$J=0,467$ – относительная поступь;

$H/D=0,77$ – конструктивно шаговое отношение.

1.3.1. Проверка гребного винта на кавитацию

$$Q_{\text{расч}} = \frac{(1,5 + 0,35Z)R}{Z_p(P_a + \rho g h_0 - P_v)D^2} + \frac{0,2}{Z_p} = 0,5.$$

В этом выражении:

$R=1253000$ Н – сопротивление судна при $v_{\text{зад}}=15$ узлов (таблица 1.1);

$P_a=101300$ Н/м² – атмосферное давление;

$h_0=T-0,4D+0,2=15-(0,4 \times 7,9)+0,2=12$ м – заглубление оси гребного винта;

$z_p=1$ – число гребных винтов;

$p_v=2335$ Н/м² – давление насыщенных паров при температуре забортной воды $t=20^\circ\text{C}$.

Найденные расчетные значения дискового отношения гребного винта:

$\theta_{\text{расч}}=0,5 < 0,627 = \theta_{\text{принятое}}$, что обеспечивает условие отсутствия кавитации корпуса судна.

1.3.2. Конструктивные характеристики гребного винта

На основании выполненного расчета примем окончательно следующие конструктивные элементы гребного винта:

Диаметр гребного винта $D=7,90$ м;

Конструктивное шаговое решение $H/D=0,77$;

Дисковое отношение $\theta=0,627$;

Число лопастей $z=4$;

Направление вращения – левое;

Материал гребного винта - бронза АЖН 9-4-4.

2 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГЛАВНОГО ДВИГАТЕЛЯ

На основании расчетов, выполненных в главе 1, была определена необходимая эффективная мощность главной энергетической установки 14635 кВт при частоте вращения гребного винта 90 об/мин. Суда проектируемого класса, как правило, имеют прямую передачу мощности на винт, которая обеспечивает минимальные потери передачи крутящего момента движителю. Поэтому схема пропульсивного комплекса принята с прямой передачей мощности на винт. Следовательно, частота вращения коленчатого вала главного двигателя на основном режиме движения должна поддерживаться 90 об/мин. С учетом изменения сопротивления движению судна в эксплуатации, а также для обеспечения некоторого запаса мощности для маневрирования и возможного изменения условий окружающей среды, в расчетах принимается мощность ГЭУ судна 18300 кВт, что превышает потребную мощность на 20%.

В качестве двигателя-прототипа выбран двигатель K80MC, основные параметры которого представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1

Параметры двигателя-прототипа

Производитель	«MAN Diesel & Turbo»
Цилиндровая мощность, $N_{eц}$, кВт	3050
Частота вращения коленчатого вала, n , об/мин	90
Среднее эффективное давление, p_e , бар	16,2
Удельный эффективный расход топлива, g_e , кг/кВт *ч	174
Давление сжатия, p_c , бар	105
Максимальное давление цикла, p_z , бар	130
Давление продувочного воздуха, p_s , бар	3.15
Отношение хода к диаметру поршня	3,82
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна	0,416

Все дальнейшие расчеты выполнены на основании методик, изложенных в [5].

2.1. Расчет рабочего цикла двухтактного дизеля

В качестве исходных, для тепловых расчетов приняты данные, сведенные в таблицу 2.2.

Исходные данные для расчета

Назначение двигателя	Главный
Эффективная номинальная мощность, N_e , кВт	18300
Номинальная частота вращения, n , об/мин	90
Средняя скорость поршня, C_m , м/с	7,6 – 8,20
Коэффициент тактности двигателя, m	1

2.2. Определение размеров и числа цилиндров дизеля

Число цилиндров двигателя рассчитано по отношению $i = \frac{N_e}{N_{eц}} = 6$.

Для оценки размерности двигателя из заданной максимальной средней скорости поршня определим ход поршня как:

$$S = \frac{30 \cdot C_m}{n} = \frac{30 \cdot 8,2}{90} = 2,74 \text{ м.}$$

Диаметр цилиндра для обеспечения требуемой мощности оказывается равен:

$$D = \sqrt{\frac{2,4 \cdot N_e \cdot m}{\pi \cdot S \cdot i \cdot p_e \cdot n}} = \sqrt{\frac{2,4 \cdot 18300 \cdot 1}{3,14 \cdot 2,74 \cdot 6 \cdot 16,2 \cdot 90}} = 0,76 \text{ м.}$$

В дальнейших расчетах принимается диаметр цилиндра, равным 750 мм. Для сохранения основных соотношений конструкции двигателя уточняем значение хода поршня по соотношению S/D прототипа:

$$S = D \cdot (S/D) = 0,75 \cdot 3,82 = 2,8 \text{ м.}$$

Таким образом, в соответствии с ГОСТ Р 53638-2009, проектируемый двигатель имеет обозначение 6ДКРН 75/280.

Окончательно принимаем p_e из условия обеспечения заданной мощности:

$$p_e = \frac{2,4 \cdot N_e \cdot m}{\pi \cdot D^2 \cdot S \cdot n \cdot i} = \frac{2,4 \cdot 18300 \cdot 1}{3,14 \cdot 0,75^2 \cdot 2,8 \cdot 90 \cdot 6} = 16,4.$$

Принятое значение $p_e=16,4$ бар не существенно скажется на напряженности конструкции, так как всего на 1,2 % больше среднего эффективного давления двигателя прототипа.

2.3. Выбор исходных данных к расчету рабочего цикла

Для двухтактного двигателя фазы газораспределения принимаются по двигателю прототипу[6]:

-угол открытия выпускного клапана $\varphi_b=64$ п.к.в. до НМТ;

-угол закрытия выпускного клапана $\varphi_{b'}=\varphi_a=70$ п.к.в. после НМТ;

-угол открытия продувочных окон $\varphi_d = 41$ п.к.в. до НМТ ;

-угол закрытия продувочных окон $\varphi_e= 41$ п.к.в. после НМТ.

По двигателю-прототипу принимаем значение $\lambda_{ш} = \frac{r}{L_{ш}} = 0,416$.

Для выполнения дальнейших расчетов необходимо определить коэффициенты потерянного хода поршня. Существует два способа определения потери хода поршня: графический по диаграмме Брикса и аналитический метод. Более точным является аналитический метод, поэтому целесообразно использовать его:

$$\begin{aligned}\psi_a &= 1 - \frac{1}{2} \left(1 - \cos(180 - \varphi_a) + \frac{1}{2} \cdot \lambda_{ш} \cdot \sin^2(180 - \varphi_a) \right) = \\ &= 1 - \frac{1}{2} \left(1 - \cos(180 - 70) + \frac{1}{2} \cdot 0,416 \cdot \sin^2(180 - 70) \right) = 0,237.\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\psi_b &= 1 - \frac{1}{2} \left(1 - \cos(180 - \varphi_b) + \frac{1}{2} \cdot \sin^2(180 - \varphi_b) \right) = \\ &= 1 - \frac{1}{2} (1 - \cos(180 - 64) + \frac{1}{2} \cdot 0,416 \cdot \sin^2(180 - 64)) = 0,197.\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\psi_d &= 1 - \frac{1}{2} \left(1 - \cos(180 - \varphi_d) + \frac{1}{2} \cdot \sin^2(180 - \varphi_d) \right) = \\ &= 1 - \frac{1}{2} (1 - \cos(180 - 41) + \frac{1}{2} \cdot 0,416 \cdot \sin^2(180 - 41)) = 0,078.\end{aligned}$$

2.3.1. Исходные данные к расчёту процесса наполнения цилиндра

Исходные данные к расчету сведены в таблицу 2.3.

Таблица 2.3

Исходные данные для расчета процесса наполнения цилиндра	
Параметр	Значение
Давление (P_0)	1 бар
Температура окружающей среды (T_0)	298 К
Низшая теплота сгорания (Q_n)	42700 кДж/кг

Температура воздуха в ресивере T_s :

$$T_s = t_w + 273 + \Delta t_{\text{в0}} = 20 + 273 + 12 = 305 \text{ К, где } \Delta t_{\text{в0}} = 10-13^\circ\text{C.}$$

Давление на входе в цилиндр определяется на основании прототипа:

$$p_s = \frac{p_e}{p_{e_{\text{пр}}}} \cdot p_{s_{\text{пр}}} = \frac{16,4}{16,2} \cdot 3,15 = 3,19 \text{ бар.}$$

Действительная степень сжатия ε_d :

$$\varepsilon_d = \exp\left(\ln\left(\frac{p_c}{p_s}\right)/1,36\right) = \exp\left(\ln\left(\frac{105}{3,19}\right)/1,36\right) = 13,05.$$

Геометрическая степень сжатия:

$$\varepsilon_0 = \frac{\varepsilon_d - 1}{1 - \psi_a} + 1 = \frac{13,05 - 1}{1 - 0,237} + 1 = 16,8.$$

Коэффициент остаточных газов для современных двухтактных дизелей лежит в диапазоне $\Upsilon_r = 0,04-0,08$. Принимаем $\Upsilon_r = 0,06$.

2.3.2. Исходные данные к расчёту процесса сжатия

Выберу коэффициент политропы сжатия, который лежит в пределе 1,34-1,36. Исходя из интенсивности теплообмена между зарядом воздуха и стенками цилиндра, в процессе сжатия, а так же от типа выбранного двигателя 6ДКРН 75/280, с его параметрами ($D=0,75$ и $S=280$) и частотой вращения 90 об/мин. Принимаем $n_1 = 1,36$.

2.3.3. Исходные данные к расчёту процесса сгорания

Для двигателя 6ДКРН 75/280 характерна малая продолжительность сгорания топлива, так как двигатель является малооборотным, поэтому значение коэффициента использования теплоты в точке $z \xi_z$ принимаем по верхнему пределу 0,92. Максимальное давление сгорания, необходимое для дальнейших расчетов принимается по двигателю-прототипу $p_z = 130$ бар.

2.3.4. Исходные данные к расчёту процесса расширения

Значение коэффициента политропы расширения n_2 для данного двигателя, как правило выбирается в зависимости от интенсивности теплообмена газов со стенками цилиндра, от внутреннего теплопритока при

догорания топлива на линии расширения. С учетом рекомендаций принимаем $n_2=1,24$ [5].

2.3.5. Механический КПД

Для данного двигателя значения механического КПД лежат в определенном диапазоне $\eta_m=0,88-0,94$. С учетом высокого уровня форсировки рассчитываемого двигателя принимаем $\eta_m=0,94$.

2.4. Расчет процессов, составляющих рабочий цикл

2.4.1. Процесс наполнения

Давление в цилиндре в начале сжатия определяем с учетом потерь наполнения, для двухтактного двигателя с изобарным наддувом примем:

$$p_a = 0,92 \cdot 3,19 = 2,935 \text{ бар.}$$

Температура смеси в начале сжатия определяем по формуле:

$$T_a = \frac{T_s + \Delta t_{\text{ст}} + \Upsilon_r \cdot T_r}{1 + \Upsilon_r};$$

При расчёте $\Delta t_{\text{ст}}=5$ К- подогрев воздуха от стенок цилиндра (из диапазона 5-10 К).

$T_r=750$ К- температура остаточных газов (диапазон 750-800 К).

$$T_a = \frac{305 + 5 + 0,06 \cdot 750}{1 + 0,06} = 334,9 \text{ К.}$$

Коэффициент η_n рассчитывается по формуле:

$$\eta_n = \frac{\varepsilon_D}{\varepsilon_D - 1} \cdot \frac{P_a}{P_s} \cdot \frac{T_s}{T_a} \cdot \frac{1}{1 + \Upsilon_r} = \frac{13,05}{13,05 - 1} \cdot \frac{2,935}{3,19} \cdot \frac{305}{334,9} \cdot \frac{1}{1 + 0,06} \cdot 0,763 = 0,653.$$

Полученное значение соответствует пределам $\eta_n=0,65-0,75$.

Для определения массы свежего заряда воздуха рассчитываем:

-рабочий объём цилиндра:

$$V_h = \pi \cdot D^2 \cdot \frac{S}{4} = 3,1416 \cdot 0,76^2 \cdot \frac{2,8}{4} = 1,27 \text{ м}^3.$$

-плотность воздуха при параметрах p_s и T_s :

$$\rho_s = \frac{100 \cdot p_s}{R \cdot T_s} = \frac{100 \cdot 3,19}{0,287 \cdot 305} = 3,64 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

-масса свежего заряда воздуха:

$$G_B = V_h \cdot \rho_s \cdot \eta_H = 1,27 \cdot 3,64 \cdot 0,65 = 3,023 \text{ кг.}$$

-цикловая подача топлива:

$$g_{ц} = \frac{N_e \cdot g_e \cdot m}{60 \cdot n \cdot i} = \frac{18300 \cdot 0,174 \cdot 1}{60 \cdot 90 \cdot 6} = 0,098 \frac{\text{кг}}{\text{цикл}}.$$

Проверим правильность расчета показателей, определив коэффициент избытка воздуха при сгорании:

$$\alpha = \frac{G_B}{G_0 \cdot g_{ц}} = \frac{3,23}{14,33 \cdot 0,098} = 2,146.$$

Так как α лежит в допустимых пределах ($\alpha=1,9-2,2$), то полученные параметры принимаем как окончательные.

2.4.2 Процесс сжатия

Определим давление и температуру в конце сжатия:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon_D^{n_1} = 2,93 \cdot 13,05^{1,36} = 96,6 \text{ бар.}$$

$$T_c = T_a \cdot \varepsilon_D^{n_1 - 1} = 334,9 \cdot 13,05^{1,36 - 1} = 844,5 \text{ К}$$

Степень повышения давления при сгорании топлива:

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{130}{96,6} = 1,346.$$

2.4.3. Процесс сгорания

Определим химический и действительный коэффициенты молекулярного изменения по формулам:

$$\beta_0 = 1 + \frac{8H + O}{32 \cdot \alpha \cdot L_0} = 1 + \frac{8 \cdot 0,126 + 0,004}{32 \cdot 2,146 \cdot 0,495} = 1,031.$$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \cdot \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,495 \text{ кмоль.}$$

L_0 - теоретически необходимая масса воздуха для сжигания 1 кг топлива.

$$\beta = \frac{\beta_0 + Y_r}{1 + Y_r} = \frac{1,031 + 0,06}{1 + 0,06} = 1,028.$$

Рассчитаем среднюю мольную изохорную теплоёмкость в точке С:

$$\overline{c_{vc}} = 20 + 0,0024 \cdot T_c = 20 + 0,0024 \cdot 844,5 = 22,027 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}.$$

Теплоёмкость в конце сгорания определяем с учётом изменения состава рабочего тела в конце сгорания.

Температуру T_z рассчитываем по уравнению сгорания:

$$\begin{aligned}\bar{c}_{vz} &= \left(1 - \frac{1}{\alpha}\right) \cdot (20 + 0,0024T_z) + \frac{1}{\alpha}(21,5 + 0,0035T_z) = \\ &= 10,6 + 0,001272T_z + 10,1 + 0,00164T_z = 20,7 + 0,002912T_z. \\ \frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot (1 + Y_r)} + (\bar{c}_{vc} + 8,314 \cdot \lambda) \cdot T_c &= \beta \cdot (\bar{c}_{vz} + 8,314) \cdot T_z\end{aligned}$$

Левая часть уравнения:

$$\begin{aligned}\frac{\xi_z \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_0 \cdot (1 + Y_r)} + (\bar{c}_{vc} + 8,314 \cdot \lambda) \cdot T_c &= \\ = \frac{0,92 \cdot 42700}{2,146 \cdot 0,495 \cdot (1 + 0,06)} + (22,02 + 8,314 \cdot 1,346) \cdot 844,5 &= \\ = 62176,561.\end{aligned}$$

Правая часть уравнения после подстановки параметров запишется следующим образом:

$$\begin{aligned}\beta \cdot (\bar{c}_{vz} + 8,314) \cdot T_z &= 1,28 \cdot (20,7 + 0,0029 \cdot T_z + 8,314) \cdot T_z = \\ &= (29828 + 0,0029994 \cdot T_z) \cdot T_z = 62177.\end{aligned}$$

Приведём это уравнение к виду:

$$T_z = \frac{62177}{29,828 + 0,0029994T_z};$$

И решим его методом последовательных приближений.

Решение:

Подставим $T_z=1765$ К, получим $T_z=1771$ К;

Подставим $T_z=1771$ К, получим $T_z=1770$ К;

Подставим $T_z=1770$ К, получим $T_z=1770$ К.

Полученное значение в результате расчёта T_z лежит в рекомендованном диапазоне ($T_z=1700-1900$). Объём в точке Z из уравнения состояния рабочего тела для начальной и конечной точек процесса сгорания:

$$\rho = \frac{\beta}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,028}{1,346} \cdot \frac{1770}{844,5} = 1,601.$$

Объём рабочего тела в точке с:

$$V_c = \frac{V_h^1}{(\varepsilon_d - 1)} = \frac{V_h \cdot (1 - \Psi_a)}{(\varepsilon_d - 1)} = \frac{1,27 \cdot (1 - 0,237)}{(13,05 - 1)} = 0,08 \text{ м}^3.$$

Объём рабочего тела в точке z:

$$V_z = \rho \cdot V_c = 1,601 \cdot 0,08 = 0,129 \text{ м}^3.$$

2.4.4. Процесс расширения для расчётного цикла

Определим текущий объём цилиндра в точке b для расчетного цикла:

$$V_b^{\text{pac}} = V_a = \varepsilon_d \cdot V_c = 13,05 \cdot 0,08 = 1,049 \text{ м}^3.$$

Так как в действительном цикле происходит несимметричный газообмен то:

$$V_b = V_c + V_h(1 - \psi_b) = 0,08 + 1,27(1 - 0,197) = 1,101 \text{ м}^3.$$

$$\delta = \frac{V_b^{\text{pac}}}{V_z} = \frac{1,049}{0,129} = 8,152.$$

Параметры в точке $b^{\text{расч}}$ получим:

$$p_b^{\text{расч}} = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{130}{8,152^{1,24}} = 9,637 \text{ бар.}$$

$$T_b^{\text{расч}} = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{1770}{8,152^{1,24-1}} = 1069 \text{ К.}$$

Действительные параметры рабочего тела в момент открытия выпускного клапана:

$$p_b = p_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_b}\right)^{n_2} = 130 \cdot \left(\frac{0,129}{1,101}\right)^{1,24} = 9,084 \text{ бар.}$$

$$T_b = T_z \cdot \left(\frac{V_z}{V_b}\right)^{n_2-1} = 1770 \cdot \left(\frac{0,129}{1,101}\right)^{0,24} = 1057 \text{ К.}$$

Полученные значения лежат в допустимых пределах: для современных двигателей ($p_b=9-12$ бар) ; температура рабочего тела в конце расширения составит (900-1100 К).

2.5. Определение индикаторных и эффективных показателей

Среднее индикаторное давление рабочего цикла рассчитывается по параметрам рабочего тела в основных точках:

$$\begin{aligned}
p_i^{\text{расч}} &= \frac{p_c}{\varepsilon_{Д-1}} \left(\lambda(\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon_{Д}^{n_1-1}} \right) \right) \\
&= \frac{96,6}{13,05 - 1} \left(1,346 \cdot (1,601 - 1) + \frac{2,15}{1,24 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{8,152^{1,24-1}} \right) \right. \\
&\quad \left. - \frac{1}{1,36 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{13,05^{1,36-1}} \right) \right) = 22 \text{ бар.}
\end{aligned}$$

Предполагаемое значение среднего индикаторного давления рассчитывается по формулам:

$$\begin{aligned}
\Delta p_i &= \left(\frac{p_b^{\text{расч}} + p_b}{2} - p_a \right) \cdot (\psi_a - \psi_b) = \left(\frac{9,637 + 9,084}{2} - 2,935 \right) \cdot 0,04 \\
&= 0,259 \text{ бар.}
\end{aligned}$$

$$p_i = p_i^{\text{расч}} \cdot (1 - \psi_a) + \Delta p_i = 22 \cdot 0,763 + 0,259 = 16,85 \text{ бар.}$$

Индикаторную мощность определяем по формуле:

$$N_i = \frac{10 \cdot V_h}{6 \cdot m} \cdot i \cdot p_i \cdot n = \frac{10 \cdot 1,27}{6 \cdot 1} \cdot 6 \cdot 16,85 \cdot 90 = 19185 \text{ кВт.}$$

Индикаторный КПД:

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot V_h \cdot 100}{g_{ц} \cdot Q_H} = \frac{16,85 \cdot 1,27 \cdot 100}{0,098 \cdot 42700} = 0,508.$$

Удельный индикаторный расход топлива определяется по формуле:

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_H} = \frac{3600}{0,508 \cdot 42700} = 0,166 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

Зная, что $\eta_m = 0,94$ можем рассчитать:

$$N_e = N_i \cdot \eta_m = 19185 \cdot 0,94 = 18034 \text{ кВт};$$

$$p_e = p_i \cdot \eta_m = 16,85 \cdot 0,94 = 15,839 \text{ бар};$$

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} = \frac{0,166}{0,94} = 0,176 \frac{\text{кг}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

Полученные показатели лежат в пределах допустимых отклонений равных $\pm 3,5\%$ и принимаются как окончательные.

2.6. Расчёт и построение предполагаемой индикаторной диаграммы

С учётом размещения графика на листе формата А4 в альбомной ориентации страницы выбираем масштаб: по давлению $m_p = 1 \frac{\text{мм}}{\text{бар}}$; по объёму $m_v = 100 \frac{\text{мм}}{\text{м}^3}$.

Для построения диаграммы рассчитаем ординаты точек политроп сжатия и расширения по следующим формулам:

Для процесса сжатия (Внесём в таблицу 2.4):

$$p = \frac{p_c}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{n_1}} = \frac{96,6}{\left(\frac{V}{V_c}\right)^{1,36}}$$

Для процесса расширения (Внесём в таблицу 2.5):

$$p = \frac{p_z}{\left(\frac{V}{V_z}\right)^{n_1}} = \frac{130}{\left(\frac{V}{V_z}\right)^{1,24}}$$

Таблица 2.4

Расчёт политропы сжатия

Расчетная точка		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
V/V _c		1	1,5	2	3	4	5	7	9	11	13,05
V	м ³	0,08	0,12	0,16	0,24	0,32	0,4	0,56	0,72	0,88	1,05
	мм	8	12	16	24	32	40	56	72	88	105
p	бар	96,6	55,65	37,63	21,68	14,66	10,82	6,85	4,87	3,7	2,93
	мм	96,6	55,65	37,63	21,68	14,66	10,82	6,85	4,87	3,7	2,93

Таблица 2.5

Расчёт политропы расширения

Расчетная точка		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
V/V _z		1	1,5	2	2,5	3	4	5	6	7	8,125
V	м ³	0,13	0,19	0,26	0,32	0,39	0,51	0,64	0,77	0,9	1,05
	мм	13	19	26	32	39	51	64	77	90	105
p	бар	130	78,47	54,85	41,54	33,11	23,14	17,53	13,97	11,53	9,64
	мм	130	78,47	54,85	41,54	33,11	23,14	17,53	13,97	11,53	9,64

Для дальнейшего построения индикаторной диаграммы определим характерные величины текущих объемов цилиндра:

$$V_f = V_h + V_c = 1,35\text{ м}^3 \text{ (135 мм в масштабе чертежа);}$$

$$V''_{ha} = V_h \cdot \psi_a = 0,3\text{ м}^3 \text{ (30 мм в масштабе чертежа);}$$

$$V''_{hb} = V_h \cdot \psi_b = 0,25\text{ м}^3 \text{ (25 мм в масштабе чертежа);}$$

$$V''_{hd} = V_h \cdot \psi_d = 0,1\text{ м}^3 \text{ (10 мм в масштабе чертежа).}$$

По полученным данным и с учетом табл. 2.4. и табл. 2.5., произведено построение расчетной индикаторной диаграммы. В ходе построения, в целях получения предполагаемой индикаторной диаграммы, скруглен участок сгорания и достроен участок газообмена (см. рис. 2.1).

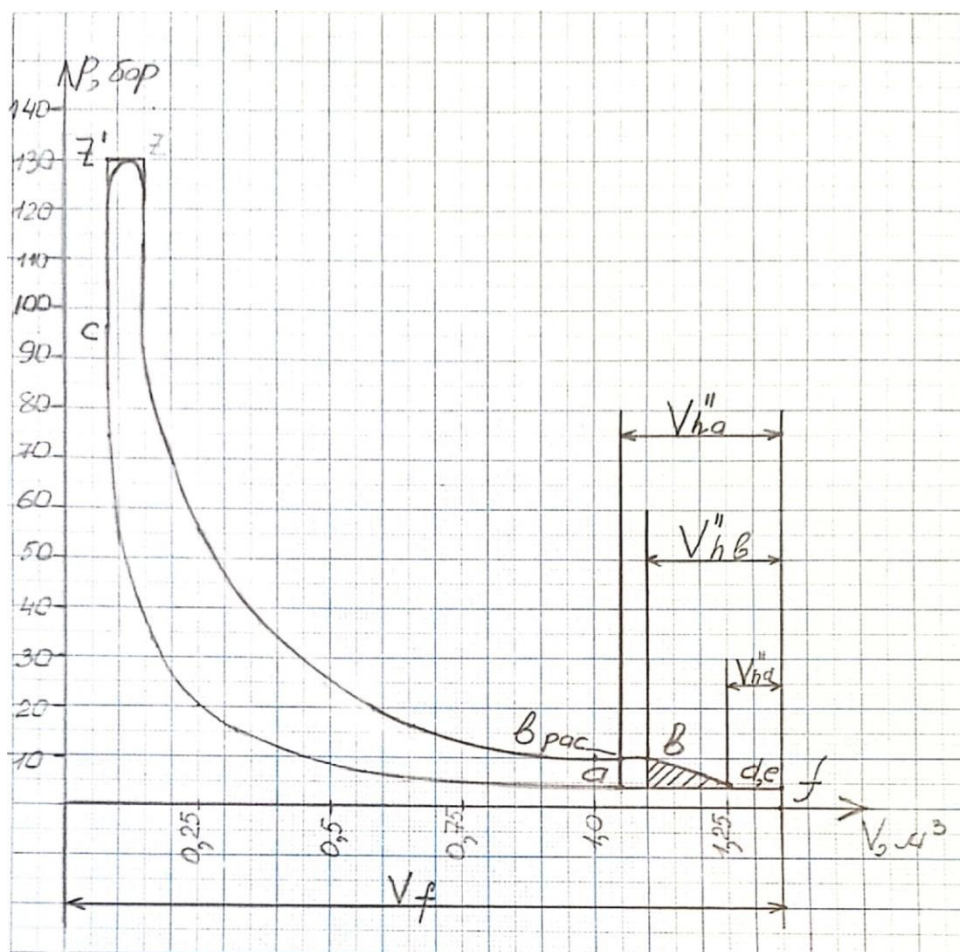


Рисунок 2.1 Индикаторная диаграмма дизеля 6ДКРН 75/280

2.7. Расчёт системы газообмена

2.7.1. Расчёт времени-сечения фаз газообмена

Найдем основные геометрические параметры органов газообмена.

Высота продувочных окон определяется из:

$$h_d = \psi_d \cdot S = 0,078 \cdot 2,8 = 0,22 \text{ м.}$$

Суммарная ширина окон определена, при условии, что они занимают 65% длины окружности цилиндровой втулки:

$$\sum b = 0,65 \cdot \pi \cdot D = 0,65 \cdot 3,14 \cdot 0,75 = 1,55 \text{ м.}$$

Приняв значения характерных углов в расположении окон $\alpha=17^\circ$; $\beta=90^\circ$, открытое действительное сечение окон выполнено по формуле:

$$f_{\text{пр}} = \sum b \cdot \cos \alpha \cdot \sin \beta \cdot \left\{ h_d - S \left[1 - \frac{1}{2} (1 - \cos(180 - \varphi)) + \frac{1}{2} \cdot \lambda_{\text{ш}} \cdot \sin^2(180 - \varphi) \right] \right\}.$$

где: $\sum b = 1,55 \text{ м}$, $\cos \alpha = 0,956$, $\sin \beta = 1$.

Результаты расчёта сведены в таблицу 2.6.

Таблица 2.6

Результаты расчёта открытого действительного сечения окон

φ° п. к. в.	0	5	10	15	20	25	30	35	41
$f_{\text{пр}}$	0,3261	0,3221	0,3102	0,2901	0,2616	0,2243	0,1778	0,0961	0,3261

Геометрия выпускного клапана выбрана, исходя из конструкции прототипа:

-диаметр клапана по центру посадочного пояса:

$$d_{\text{кл}} = 0,5 \cdot D = 0,5 \cdot 0,76 = 0,38 \text{ м.}$$

-диаметр штока клапана:

$$d_{\text{ш}} = 0,21 \cdot d_{\text{кл}} = 0,21 \cdot 0,38 = 0,08 \text{ м.}$$

-диаметр горловины клапана:

$$d_{\text{г}} = 0,88 \cdot d_{\text{кл}} = 0,88 \cdot 0,38 = 0,334 \text{ м.}$$

Угол конуса посадочного пояса $\alpha_{\text{кл}}$ принят равным 30° .

Зависимость открытого сечения выпускного клапана $f_{\text{кл}}$ м², определена по формуле: $f_{\text{кл}} = \pi \cdot d_{\text{кл}} \cdot \cos \alpha_{\text{кл}} \cdot h_{\text{кл}} = 3,14 \cdot 0,38 \cdot \cos 30^\circ \cdot h_{\text{кл}} = 1,03 \cdot h_{\text{кл}}$.

Текущее значение хода клапана определено как:

$$h_{\text{кл}} = 0,075 \cdot (h_{\text{кл}}/h_{\text{кл}}^{\text{max}}).$$

Результаты расчёта сведены в таблицу 2.7.

Таблица 2.7

Результаты расчёта выпускных органов газораспределения

φ° П. К. В.	Фаза открытия					
	0	5	10	15	20	25
$h_{\text{кл}}/h_{\text{кл}}^{\text{max}}$	0	0,18	0,44	0,73	0,91	1
$h_{\text{кл}}, \text{М}$	0	0,014	0,033	0,055	0,068	0,075
$f_{\text{кл}}, \text{М}^2$	0	0,014	0,034	0,057	0,071	0,077
φ° П. К. В.	Фаза закрытия					
	25	20	15	10	5	0
$h_{\text{кл}}/h_{\text{кл}}^{\text{max}}$	1	0,91	0,73	0,44	0,18	0
$h_{\text{кл}}, \text{М}$	0,075	0,068	0,055	0,033	0,014	0
$f_{\text{кл}}, \text{М}^2$	0,077	0,071	0,057	0,034	0,014	0

Определим максимальное проходное сечение клапана:

$$f_{\text{кл}}^{\text{max}} = \frac{\pi \cdot (d_{\text{Г}}^2 - d_{\text{Ш}}^2)}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,33^2 - 0,08^2)}{4} = 0,08 \text{ м}^2.$$

Для построения диаграммы угол-сечения (рис. 2.2) принят масштаб $m_f = 300 \text{ мм} / \text{М}^2$; $m_\varphi = 1 \text{ мм} / \text{П. К. В.}$

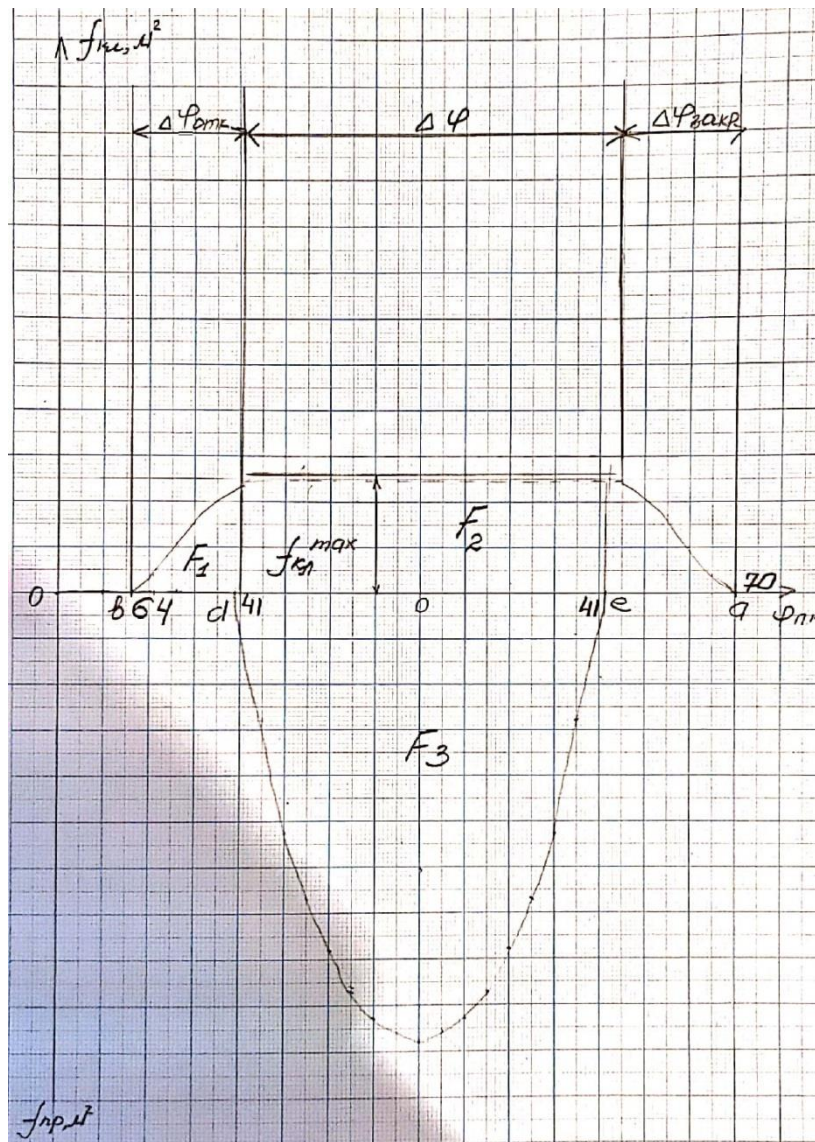


Рисунок 2.2. Диаграмма угол-сечение двигателя 6ДКРН 75/280

Результаты обработки диаграммы сведены в таблицу 2.8.

Таблица 2.8

Результаты обработки диаграммы угла-сечения

Фаза/Параметр	Предварение выпуска	Принудительный выпуск	Продувка
Площадь диаграммы, мм ²	F ₁ =303	F ₂ =2000	F ₃ =5400
Угол сечения, м ² ·° П.К.В.	A _{φ1} =1,01	A _{φ2} =6,6	A _{φ3} =18
Время-сечение, м ² ·с	A ₁ =0,0019	A ₂ =0,012	A ₃ =0,03

2.7.2. Расчёт перепада давлений в продувочных окнах

Приняв за основу параметры процесса наполнения ($p_s=3,19$ бар; $T_s=305$ К; $G_B=3,023$ кг), из рекомендованных диапазонов значений выбраны[5]:

-коэффициент истечения для продувочных окон (0,7-0,8); $\mu_{\text{пр}}=0,75$.

-коэффициент продувки цилиндра (1,45-1,55); $\varphi_a=1,45$;

Масса воздуха, поступившего в цилиндр в процессе газообмена, рассчитывается по формуле:

$$G_s = \varphi_a \cdot G_b = 1,45 \cdot 3,023 = 4,38 \text{ кг.}$$

Числовое значение функций отношений давлений:

$$\psi_{\text{пр}} = \frac{G_s \sqrt{R} \cdot T_s}{\mu_{\text{пр}} \cdot A_3 \cdot p_s \cdot 10^5} = \frac{4,38 \sqrt{0,287} \cdot \sqrt{305}}{0,75 \cdot 0,03 \cdot 3,19 \cdot 10^5} = 0,01.$$

При $\psi_{\text{пр.}}=0,01$ отношение давлений $p_{\text{ц}}/p_s=0,98$, что находится в допустимых пределах (0,97-0,99).

Среднее давление в период продувки $p_{\text{ц}} = 0,98 \cdot p_s = 0,98 \cdot 3,19 = 3,13$ бар.

Перепад давлений в продувочных окнах $\Delta p_{\text{пр}} = p_s - p_{\text{ц}} = 3,19 - 3,13 = 0,06$ бар.

2.7.3. Расчёт перепада давлений в выпускном клапане

Из расчёта рабочего цикла известны:

-температура смеси в начале сжатия $T_a=334,9$ К;

-давление и температура газов в конце расширения $p_b=9,084$ бар;

$T_b=1057$ К.

Температура газов в цилиндре в начале продувки цилиндра при политропном расширении с показателем политропы $m=1,3$:

$$T_{\text{нп}} = T_b \cdot \left(\frac{p_s}{p_b}\right)^{\frac{m-1}{m}} = 1057 \cdot \left(\frac{3,19}{9,084}\right)^{\frac{1,3-1}{1,3}} = 831 \text{ К.}$$

Средняя температура газов в цилиндре за период принудительного выпуска $T_{\text{ц}}$ рассчитывается по формуле:

$$T_{\text{ц}} = \frac{T_{\text{нп}} - T_a}{\ln\left(\frac{T_{\text{нп}}}{T_a}\right)} = \frac{831 - 334,9}{\ln\left(\frac{831}{334,9}\right)} = 546 \text{ К.}$$

Масса газов и воздуха, проходящих через выпускной клапан в течение фазы принудительного выпуска:

$$G_{\text{вып}} = G_{\text{в}} \cdot (\varphi_{\text{а}} + Y_{\text{нп}} - Y_{\text{г}} - 1) = 3,023 \cdot (1,45 + 0,55 - 0,006 - 1) = 2,84 \text{ кг.}$$

Расчётное значение функции отношения давлений:

$$\psi_{\text{вып}} = \frac{G_{\text{вып}} \sqrt{T_{\text{ц}} R}}{10^5 \mu_{\text{вып}} A_2 p_{\text{ц}}} = \frac{2,84 \sqrt{546 \cdot 287}}{10^5 \cdot 0,75 \cdot 0,012 \cdot 3,13} = 0,39.$$

Согласно, [5], при $\psi_{\text{вып}}=0,39$, отношение давлений $p_{\text{г}}/p_{\text{ц}}=0,93$.

Полученное значение лежит в рекомендованных пределах (0,9-0,95).

Давление в выпускном коллекторе $p_{\text{г}} = 0,93 \cdot p_{\text{ц}} = 0,93 \cdot 3,13 = 2,91$ бар.

Перепад давлений в выпускном клапане:

$$\Delta p_{\text{вып}} = p_{\text{ц}} - p_{\text{г}} = 3,13 - 2,91 = 0,22 \text{ бар.}$$

Общий перепад давлений при продувке цилиндра:

$$\Delta p_{\text{ц}} = p_{\text{с}} - p_{\text{г}} = 3,19 - 2,91 = 0,28 \text{ бар.}$$

2.7.4. Расчёт давления газов в цилиндре к моменту открытия продувочных окон

Из расчёта рабочего цикла известно:

-рабочий объём цилиндра $V_{\text{н}}=1,27 \text{ м}^3$;

-объём цилиндра в конце расширения:

$$V_{\text{б}} = V_{\text{н}} \cdot (1 - \psi_{\text{б}}) = 1,27 \cdot (1 - 0,197) = 0,99 \text{ м}^3;$$

-объём цилиндра в момент открытия продувочных окон:

$$V_{\text{д}} = V_{\text{н}} \cdot (1 - \psi_{\text{д}}) = 1,27 \cdot (1 - 0,078) = 1,17 \text{ м}^3;$$

Среднее значение объёма цилиндра на участке b-d:

$$V_{\text{ср}} = \frac{(V_{\text{б}} + V_{\text{д}})}{2} = 1,08 \text{ м}^3.$$

Принимаем из рекомендованного диапазона (0,65-0,85) коэффициент истечения для выпускного клапана $\mu_{\text{св.}}=0,82$.

Рассчитываем давление газов в цилиндре к моменту открытия продувочных окон:

$$\begin{aligned}
 p_d &= \frac{0,102 \cdot p_r}{\left\{ \frac{\mu_{св} \cdot A_1 \cdot \sqrt{T_b}}{V_{ср}} + 0,59 + 0,1 \cdot \ln \left(\frac{V_d}{V_b} \right) \right\} \cdot \left(\frac{p_r}{p_b} \right)^{0,115} - 0,496} = \\
 &= \frac{0,102 \cdot 2,91}{\left\{ \frac{0,82 \cdot 0,0019 \cdot \sqrt{1057}}{1,0545} + 0,59 + 0,1 \cdot \ln \left(\frac{1,17}{0,99} \right) \right\} \cdot \left(\frac{2,91}{0,984} \right)^{0,115} - 0,496} = \\
 &= 3,3 \text{ бар.}
 \end{aligned}$$

Полученное значение p_d на 3,4% больше $p_s=3,19$ бар. Это свидетельствует о том, что располагаемое время-сечение предварения выпуска A_1 обеспечивает работу двигателя без заброса газов в продувочный ресивер.

Таким образом, выполненный проверочный расчёт показал, что принятые фазы и размеры органов газораспределения обеспечивают нормальное протекание процесса газообмена проектируемого дизеля 6ДКРН 75/280 с заданной мощностью, частотой вращения и принятым уровнем среднего эффективного давления.

2.8. Расчёт системы наддува

2.8.1. Определение энергетического баланса в системе наддува

Для расчета необходимой мощности компрессоров, согласно рекомендациям [6] приняты:

-коэффициент потери давления в фильтрах турбокомпрессоров $\xi_\phi=0,97-0,99$;
принимаем $\xi_\phi=0,99$;

-барометрическое давление $p_6=1$ бар;

-коэффициент потери давления в воздухоохладителе $\xi_{во}=0,97-0,98$; принимаем $\xi_{во}=0,98$;

-из расчёта рабочего цикла $p_s=3,19$ бар.

Для расчета мощности компрессоров необходимо определить:

-давление воздуха на входе в компрессор: $p_0 = \xi_\phi \cdot p_6 = 0,99 \cdot 1 = 0,99$ бар;

-давление воздуха на выходе из компрессора: $p_k = p_s / \xi_{во} = 3,19 / 0,98 =$

3,255 бар;

-степень повышения давления в компрессоре: $\pi_k = p_k/p_0 = 3,255/0,99 = 3,28$ бар.

Относительное повышение температуры в компрессоре:

$$\Delta \bar{t}_k = \pi_k^{\frac{k-1}{k}} - 1 = 3,28^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1 = 0,4.$$

Так как температура на входе в фильтр компрессора $T_0 = 300$ К, можно рассчитать работу адиабатного сжатия:

$$H_k = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_0 \cdot \Delta \bar{t}_k = \frac{1,4}{1,4-1} \cdot 0,287 \cdot 300 \cdot 0,4 = 120,5 \text{ кДж/кг.}$$

Из предыдущих расчётов принимаем значения коэффициентов продувки и избытка воздуха $\varphi_a = 1,45$; $\alpha = 2,146$.

Часовой расход топлива двигателем составляет:

$$G_q = N_e \cdot g_e = 18300 \cdot 0,176 = 3220,8.$$

Необходимый для обеспечения α расход воздуха через компрессор:

$$G_k = \frac{\varphi_a \cdot \alpha \cdot G_0 \cdot G_q}{3600} = \frac{1,45 \cdot 2,146 \cdot 14,33 \cdot 3220,8}{3600} = 40 \text{ кг/с.}$$

Приняв значение адиабатного КПД компрессора $\eta_{ак} = 0,84$, рассчитываем потребляемую мощность:

$$N_k = G_k \cdot H_k \cdot \frac{1}{\eta_{ак}} = 40 \cdot 120,5 \cdot \frac{1}{0,84} = 5738 \text{ кВт.}$$

Выбрав среднюю теплоёмкость воздуха $c_{рв} = 1,005$ кДж/(кг · К), рассчитаем температуру воздуха за компрессором:

$$T_k = T_0 + \frac{H_k}{c_{рв} \cdot \eta_{ак}} = 300 + \frac{120,5}{1,005 \cdot 0,84} = 443 \text{ К.}$$

2.8.2. Расчёт располагаемой мощности газовых турбин

Общий коэффициент потери давлений определен как произведение локальных коэффициентов потерь:

$$\xi_{общ} = \xi_{ф} \cdot \xi_{во} \cdot \xi_{г} \cdot \xi_{от} \cdot \xi_{п} = 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,98 \cdot 0,912 = 0,85.$$

$\xi_{г} = 0,96 - 0,98$ – коэффициент потери давления в выпускном трубопроводе до турбины; $\xi_{г} = 0,98$;

$\xi_{от} = 0,97 - 0,98$ - коэффициент потери давления в выпускном трубопроводе после турбины; $\xi_{от} = 0,98$;

$\xi_{п}$ - при продувке цилиндра, $\xi_{п} = p_{г}/p_{s} = 2,91/3,19 = 0,912$.

Давление газов перед турбиной:

$$p_{т} = p_{s} \cdot \xi_{п} \cdot \xi_{г} = 3,19 \cdot 0,912 \cdot 0,98 = 2,85 \text{ бар.}$$

Степень понижения давления газов в турбине:

$$\pi_{т} = p_{т}/p_{от} = \xi_{общ} \cdot \pi_{к} = 0,85 \cdot 3,28 = 2,79.$$

Таким образом, давление газов после турбины:

$$p_{от} = p_{б}/\xi_{от} = 1/0,98 = 1,02 \text{ бар.}$$

Относительный перепад температур в турбинах:

$$\Delta \bar{t}_{т} = 1 - \frac{1}{\pi_{т}^k} = 1 - \frac{1}{2,79^{\frac{1,35-1}{1,35}}} = 0,24,$$

здесь k -показатель адиабаты для отработавших газов; $k=1,35$.

Температура газов перед турбиной рассчитываем по уравнению:

$$T_{т} = T_{s} + \frac{Q_{н} \cdot q_{г}}{(\varphi_{а} \cdot \alpha \cdot G_{0} + 1) c_{рг}} = 305 + \frac{42700 \cdot 0,42}{(1,45 \cdot 2,166 \cdot 14,33 + 1) \cdot 1,11} = 656 \text{ К.}$$

$q_{г} = 0,35 - 0,45$ относительная потеря теплоты с отработавшими газами; $q_{г} = 0,42$;

$c_{рг} = 1,11$ кДж/(кг · К) – средняя изобарная удельная теплоемкость газов.

Удельная располагаемая работа газов в турбине:

$$H_{т} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{т} \cdot \Delta \bar{t}_{т} = \frac{1,35}{1,35-1} \cdot 0,287 \cdot 656 \cdot 0,24 = 174 \text{ кДж/кг.}$$

Расход газов через турбину рассчитаем по формуле:

$$G_{т} = \frac{(\varphi_{а} \cdot \alpha \cdot G_{0} + 1) \cdot G_{ч}}{3600} = \frac{(1,45 \cdot 2,146 \cdot 14,33 + 1) \cdot 3228}{3600} = 40,88 \text{ кг/с.}$$

Суммарная располагаемая мощность турбины:

$$N_{т} = G_{т} \cdot H_{т} \cdot \eta_{т} = 40,88 \cdot 174 \cdot 0,82 = 5833 \text{ кВт,}$$

$\eta_{т} = 0,76 - 0,84$ - эффективный КПД газовых турбин при изобарном наддуве принят $\eta_{т} = 0,82$.

Температура газов за турбиной:

$$T_{0T} = T_T - \frac{N_T \cdot \eta_{ад-Т}}{c_{pг}} = 681 - \frac{174 \cdot 0,884}{1,11} = 542 \text{ К.}$$

Оценим энергетический баланс из отношения N_T и N_K :

$$\Delta N = \left(\frac{N_T}{N_K} - 1 \right) \cdot 100\% = \left(\frac{5833}{5738} - 1 \right) \cdot 100\% = 1,6 \text{ \%}.$$

Выполненные оценки свидетельствуют, что располагаемая мощность газовой турбины несколько превышает мощность, необходимую для привода компрессора, следовательно, энергетический баланс в расчетном режиме обеспечивается в полной мере.

Относительная мощность газовой турбины:

$$\delta_T = N_T / N_i = 5833 / 19185 = 0,304.$$

Значение δ_T находится в рекомендованных пределах 0,2 – 0,4 [5].

2.8.3. Выбор типа и числа турбокомпрессоров

В основу выбора турбокомпрессора для проектируемого дизеля 6ДКРН 75/280 положен массовый расход воздуха на двигатель, который составляет 40 кг/с и эффективная мощность двигателя $N_e = 18034$ кВт.

Использование одного турбокомпрессора для обеспечения наддува двигателя всегда оказывается предпочтительным как из соображений эффективности, так и стоимости системы наддува. Исходя из этого, в соответствии с мощностью двигателя, из типоразмерного ряда турбокомпрессоров фирмы MAN (рис. 2.3) был выбран турбокомпрессора ТСА88-2 с аксиальной турбиной, адаптированный для двухтактных двигателей.

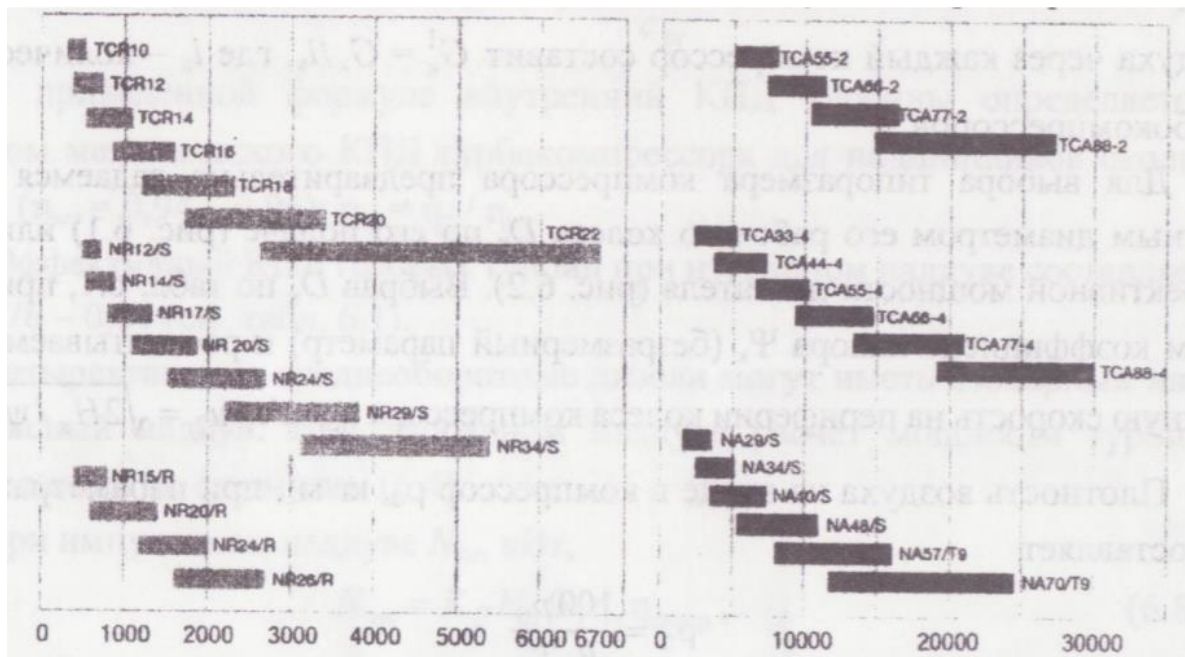


Рис. 2.3. Типоразмерный ряд турбокомпрессоров в зависимости от мощности двигателя

Для расчетов, в первом приближении принимаем $D_k = 0,88$ м и в соответствии с рекомендациями [6] выбираем коэффициент напора $\Psi_k = 1,3$. Удельная работа адиабатного сжатия определена ранее как $H_k = 120500$ Дж/кг. На основании этих параметров определим окружную скорость на периферии компрессора:

$$u_2 = \sqrt{2 \cdot H_k / \Psi_k} = \sqrt{2 \cdot 120500 / 1,3} = 431 \text{ м/с.}$$

Плотность воздуха при параметрах $p_0 = 0,99$ бар, $T_0 = 300$ К на входе в компрессор определена из:

$$\rho_0 = \frac{100 \cdot p_0}{R \cdot T_0} = \frac{100 \cdot 0,99}{0,287 \cdot 300} = 1,15 \text{ кг/м}^3.$$

Диаметр рабочего колеса определим по формуле:

$$D_k = \sqrt{\frac{4 \cdot G_k^1}{\pi \cdot \rho_0 \cdot \Phi \cdot u_2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 40}{3,14 \cdot 1,15 \cdot 0,098 \cdot 431}} = 0,95 \text{ м.}$$

$\Phi = 0,075 - 0,098$ - условный коэффициент расхода центробежного компрессора; $\Phi = 0,098$ [5].

Полученные расчетные значения диаметра колеса компрессора больше предварительно принятого на 7,4%, что является допустимым.

При определении мощностей компрессора и газовой турбины были приняты КПД компрессора $\eta_{ак} = 0,84$ и КПД турбины $\eta_{т} = 0,82$. Их произведение определяет КПД турбокомпрессора:

$$\eta_{тк} = \eta_{ак} \cdot \eta_{т} = 0,84 \cdot 0,82 = 0,69.$$

В заключение оценим частоту вращения ротора турбокомпрессора ТСА88-2 на расчетном режиме:

$$n_{тк} = \frac{60 \cdot u_2}{\pi \cdot D_k} = \frac{60 \cdot 431}{3,1416 \cdot 0,88} = 9353 \text{ об/мин.}$$

Правильность выбора турбокомпрессора для проектируемого двигателя также подтверждается актуальной информацией, предоставляемой фирмой-производителем.

2.9. Описание конструкции двигателя

Общая конструкция показана на рис 2.3 с поперечным разрезом двигателя. Проектируемый двигатель имеет анкерную конструкции остова, включая фундаментную раму, станину, блок и крышки цилиндров. Ниже приведено описание отдельных основных конструктивных элементов двигателя.

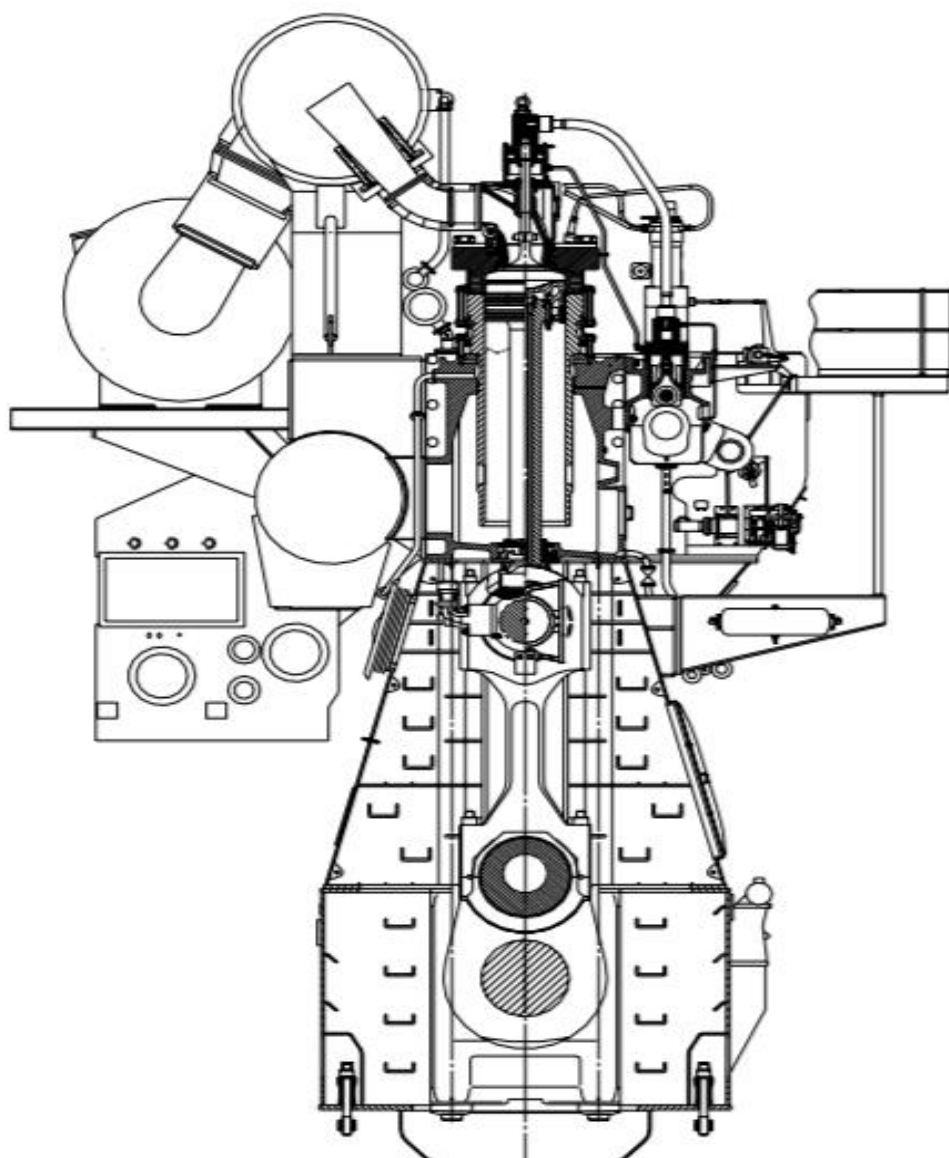


Рис. 2.3. Двигатель 6ДКРН 75/280

Станина стальная цельносварная с входными дверями в каждый отсек цилиндров и в отсек приводов со стороны управления. Отсек приводов имеет дверь и с противоположной стороны.

Предохранительные клапаны картера (6 единиц) расположены в нижней части станины со стороны газовыпуска и 1 – с носового торца. Уплотнение штока поршня – с помощью 1 грязевого кольца, 2 составных уплотнительных и 4 маслосъёмных колец, стянутых пружинами.

Блок цилиндров собран в единый моноблок на призонных болтах из отдельных литых чугуновых блоков на каждые 2 цилиндра. В блок запрессованы цельные цилиндрические втулки, изготовленные из модифицированного чугуна. В

верхнем бурте втулки, выступающем над блоком, просверлены отверстия для 8 штуцеров цилиндровой смазки. Верхняя часть втулки снаружи закрыта «короткой» чугунной рубашкой, решающей задачу охлаждения верхней части втулки. В районе камеры сгорания втулка имеет глухие косые отверстия и запрессованные во втулку латунные трубки для охлаждения. Уплотнение втулки обеспечивается: в нижней части – четырьмя резиновыми кольцами; в верхней части в районе рубашки охлаждения – двумя резиновыми кольцами (по одному сверху и снизу рубашки).

Поршень состоит из головки, отлитой из легированной стали, и чугунной направляющей, соединённых шпильками со штоком. На головке поршня размещены шесть компрессионных колец. Поршень охлаждается маслом, которое подается по штоку и подводится при помощи телескопического устройства. Охлаждающее масло подводится к головке поршня по патрубку, расположенном в центральном сверлении штока, и отводится по кольцевому каналу между трубой и телом штока, после чего сливается в отводную трубу. В верхней части штока имеется фланец для соединения с поршнем, в нижней – хвостовик с резьбой для соединения с крейцкопфом.

Крышка цилиндра стальная литая, колпачкового типа, со сверлениями для прохода охлаждающей воды параллельно огневому днищу и «сотовыми» отверстиями для охлаждения боковой поверхности. В крышке расположены 2 форсунки, выпускной клапан, индикаторный кран, пусковой и предохранительный клапана. Крышка крепится к блоку цилиндра с помощью 8 длинных шпилек, которые затягивают гидравлически на 900 бар, с помощью специальных гидравлических цилиндров.

Крейцкопф двухсторонний, с четырьмя ползунами, залитыми белым металлом. Ползуны сидят на цапфах поперечины, имеют возможность самоцентрировки. Поперечина – стальная кованая со сверлёнными каналами для прохода масла. К поперечине крепится резьбовым соединением подпятник штока поршня, колено телескопа подвода смазки и сливная труба масла охлаждения поршня.

Шатун изготавливается в виде стальной отливки с последующей ковкой и механической обработкой. Вкладыш головного и мотылевого подшипников имеет тонкостенные стальные вкладыши с антифрикционным покрытием. Внутри шатун имеет сверление для прохода смазки от головного к мотылевому подшипнику.

Система смазки состоит из четырёх независимых систем: циркуляционной, смазки подшипников турбокомпрессора, смазки распределительного вала, лубрикаторной смазки втулок цилиндров. Циркуляционная система смазки включает масляный насос с электроприводом, сетчатый фильтр, холодильник масла. Масло для охлаждения поршня подаётся из циркуляционной системы. Смазка подшипников турбокомпрессора обеспечивается автономным шестерённым насосом с электроприводом.

Топливная система включает индивидуальные топливные насосы высокого давления золотникового типа с приводом от кулачковых шайб, расположенных на распределительном валу. Механические форсунки охлаждаются топливом, давление открытия иглы форсунки 30 МПа. Кроме того, система включает: подогреватель тяжёлого топлива, топливоподкачивающий насос, насос охлаждения форсунки, топливный фильтр и трубопроводы.

Система охлаждения В проектируемой энергетической установке оказывается целесообразной к применению закрытая система централизованного охлаждения. При такой конфигурации системы, для охлаждения работающих агрегатов используется высокотемпературные контуры, в которых вода, непрерывно циркулирующая в замкнутых системах охлаждения агрегатов, производит непосредственное охлаждение нагретых поверхностей деталей. В свою очередь, централизованная низкотемпературная система охлаждения производит отбор тепла от высокотемпературной системы, а также от всех других теплоотдающих устройств СЭУ (в отдельных случаях возможно использование для охлаждения подмеса воды из низкотемпературного контура). Теплоотвод от пресной воды

низкотемпературного контура осуществляет главный центральный водяной холодильник, в который, в качестве холодного теплоносителя, поступает забортная вода.

Продувка прямоточно-клапанная. Для рассчитываемого двигателя был выбран один турбокомпрессор фирмы Man серии TCA88-2. Воздух в цилиндры подается данным турбокомпрессором работающим от отработавших газов шести цилиндров. Смазка подшипников турбокомпрессоров осуществляется от отдельной масляной системы. Охлаждение корпуса турбины производится пресной водой.

3 ВЫБОР ВСПОМОГАТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ СЭУ И РАСЧЕТ НАГРУЗКИ СУДОВОЙ ЭЛЕКТРОСТАНЦИИ.

3.1. Расчёт нагрузки судовой электростанции

Согласно требованиям Правил РМРС [7] на морском судне должно быть предусмотрено не менее двух основных источников электроэнергии. Выбор количества и мощность источников электроэнергии определяются режимами работы силовой установки судна:

- на ходу;
- на маневрах;
- на стоянке без грузовых операций;
- на стоянке с грузовыми операциями.

При выборе источников электроэнергии должен предусматриваться аварийный режим работы судна в случае выхода из строя основных источников электроэнергии. Мощность аварийного источника должна обеспечивать бесперебойную работу систем, необходимых для поддержания движения и безопасной жизнеспособности судна и членов экипажа в аварийном режиме.

3.1.1. Выбор параметров электрического тока судовой сети

Принимаем следующие параметры судовой сети:

- Напряжение основного распределительного щита: 440. В;
- Напряжение аварийного распределительного щита: 440. В;
- Напряжение для потребителей, установленных в местах с повышенной влажностью: 12 и 24. В;
- Частота тока: 60 Гц.

3.1.2 Расчет мощности электростанции для «ходового режима»

Средняя мощность электростанции определяется (без учета временно работающих потребителей) по формуле:

$$P_{срх} = 18 + 0,285 \cdot N_e,$$

где N_e - мощность главного двигателя кВт, $N_e = 18\ 034$ кВт.

$$P_{срх} = 18 + 0,285 \cdot 18034 = 531,96\text{кВт.}$$

Мощность электростанции в ходовом режиме, с учетом работы бытовых потребителей или пожарного насоса, определяем по формуле:

$$P_x = P_{срх} + P_{п.н}, \text{ при } P_{п.н} > P_{б.п};$$

$$P_x = P_{срх} + P_{б.п}, \text{ при } P_{п.н} < P_{б.п},$$

где $P_{п.н}$ – мощность электродвигателя пожарного насоса, принимаем $P_{п.н}=170$ кВт;

$P_{б.п}$ – мощность, необходимая для обеспечения работы бытовых потребителей, определяем по формуле:

$$P_{б.п} = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6,$$

где: P_1 - мощность для обеспечения работы камбуза, равная суммарной мощности плит, принимаем $P_1 = 20$ кВт;

P_2 - мощность для обеспечения работы вентиляции, принимаем $P_2 = 30$ кВт;

P_3 - мощность для обеспечения работы электрооборудования, системы кондиционирования воздуха, принимаем $P_3 = 30$ кВт;

P_4 - мощность для обеспечения работы электронavigационного оборудования и радиостанции, принимаем $P_4 = 20$ кВт;

P_5 - мощность сети освещения, определяем по формуле:

$$P_5 = \frac{1}{\eta} \left(8 + 0,56 \frac{D}{1000} \right),$$

где η - КПД трансформаторов или преобразователей, обеспечивающих питание сети освещения, принимаем $\eta = 0,78$; D – полное водоизмещение судна, принимаем $D = 60862$ т;

$$P_5 = \frac{\left(8 + 0,56 \cdot \frac{60862}{1000} \right)}{0,78} = 52,6034 \text{ кВт.}$$

P_6 - мощность для обеспечения работы периодически включаемых потребителей, принимаем $P_6 = 65$ кВт;

$$P_{б.п} = 20 + 30 + 30 + 20 + 52,6034 + 65 = 217,6034 \text{ кВт};$$

$$P_{б.п} = 217,6034 \text{ кВт} > P_{п.н} = 170 \text{ кВт};$$

$$P_x = 531,96 + 217,6034 = 749,2 \text{ кВт.}$$

3.1.3. Расчет мощности электростанции для режима «Маневры»

Время эксплуатации судна в режиме маневров составляет около 1-2% от общего, однако во время маневров должно быть предусмотрено избыточное количество электроэнергии на случай внезапных скачков потребляемой энергии или внезапного отказа генератора. Для обеспечения максимальной безопасности в соответствии с правилами технической эксплуатации [7] на шины ГРЩ на время маневров подключается резервный дизель-генератор.

Определяем мощность электростанции на маневрах судна по формуле:

$$P_m = P_x + 0,8(P_{бр} + P_k) + P_{п.у},$$

где P_k - мощность, потребляемая электродвигателем компрессора пускового воздуха, принимаем $P_k = 20$ кВт;

$P_{бр}$ - мощность, потребляемая электродвигателем брашпиля, выбираем по калибру цепи d :

$$d = S \cdot t \sqrt{N_c},$$

где $S = 1$ - для судов с неограниченным районом плавания;

$t = 1,75$ – для обыкновенных цепей;

N_c – характеристика якорного снабжения, определяемая по формуле:

$$N_c = D^{2/3} + 2 \cdot B \cdot h + 0,1 \cdot A,$$

где D – весовое водоизмещение судна, принимаем $D = 60862$ т;

A – площадь парусности в пределах длины судна L , считая от летней грузовой ватерлинии, принимаем. $A = 1600$ м²

$$N_c = 60862^{2/3} + 2 \cdot 35,2 \cdot 25 + 0,1 \cdot 1600 = 3397.$$

$$d = 1 \cdot 1,75 \cdot \sqrt{3397} = 101,99 \text{ мм.}$$

Принимаем цепь $d = 102$ мм и устанавливаем брашпиль с мощностью насосов 80 кВт.

Принимаем $P_{бр} = 80$ кВт.

Тогда требуемая мощность судовой электростанции на манёврах:

$$P_M = 749,2 + 0,8(80 + 20) = 829,2 \text{ кВт}$$

3.1.4. Расчет мощности электростанции для режима «Стоянка без грузовых операций»

Определяем среднюю мощность электростанции по формуле:

$$P_{\text{ср ст}} = 11 + 0,002 \cdot D;$$

$$P_{\text{ср ст}} = 11 + 0,002 \cdot 60862 = 132,724 \text{ кВт.}$$

Определяем мощность электростанции с учетом работы бытовых потребителей по формуле:

$$P_{\text{ст}} = P_{\text{ср ст}} + P_{\text{б.п}};$$

$$P_{\text{ст}} = 132,724 + 217,6034 = 350,3274 \text{ кВт.}$$

3.1.5. Расчет мощности электростанции для режима «Стоянка с грузовыми операциями»

Нагрузка электростанции с производством грузовых операции грузовыми средствами (кВт):

$K_c - 0,6 \div 0,9$ – коэффициент спроса, принимаем $K_c = 0,8$;

n - количество грузовых насосов, принимаем $n = 8$;

P_n – мощность грузовых насосов:

$$P_n = 0,8 \cdot 8 \cdot 70 = 448 \text{ кВт.}$$

$$P_{\text{ст гр}} = 350,3274 + 448 = 798,3274 \text{ кВт.}$$

3.2. Выбор источников электроэнергии

Полученные значения загрузки электростанции в различных режимах эксплуатации судна сведем в таблицу (Таблица 3.1).

Таблица 3.1

Нагрузки на судовую электростанцию на соответствующих режимах работы

Режим	Нагрузка, кВт
«Ходовой режим»	750,2564
«Маневры»	830,26
«Стоянка без грузовых операций»	350,3274

«Стоянка с грузовыми операциями»	798,3274
----------------------------------	----------

Выбор мощности типов вспомогательных дизель - генераторов производим с таким расчетом, чтобы на ходу судна потребности в электроэнергии обеспечивались одним работающим дизель - генератором при коэффициенте загрузки 0,7 - 0,8. Режим маневров должен обеспечиваться двумя работающими дизель - генераторами.

Для рассчитываемого судна выбираем:

- Три вспомогательных дизель-генератора 6L23/30H фирмы CSSC MARINE POWER мощностью 960 кВт и частотой вращения 900 об/мин;
- Один аварийный автоматизированный дизель-генератор типа 6СТ/6СТА-D(M) мощностью 145 кВт.

4. СИСТЕМА ОГРАНИЧЕНИЯ ВЫБРОСОВ SO_x

Проблема загрязнения окружающей среды стоит все острее не только на суше, но и в акваториях. Увеличение масштабов экономического сотрудничества ведет к производству все более вместительных судов: нефтяных и газовых танкеров, контейнеровозов, сухогрузов.

Подавляющее большинство грузовых судов использует традиционные дизельные установки, работающие на тяжелых остаточных топливах. Сжигание мазута и дизельного топлива сопряжено с высоким уровнем загрязнения воздушного и морского бассейна разрушительными выбросами, среди которых особую опасность представляют оксиды серы (SO_x), окислы азота (NO_x), несгоревшие углеводороды – альдегиды, безпирен, производные антрацена, угарный газ и твердые частицы. Все продукты сгорания неизбежно оседают на водную поверхность и в значительной степени вредят обитателям моря и наносят ущерб экологии в целом.

Помимо главных судовых энергетических установок (СЭУ), практически все суда оборудованы вспомогательным энергетическим оборудованием, использующим углеводородные топлива, продукты сгорания которых также содержат экологически вредные компоненты.

При сжигании топлив с высоким содержанием серы в двигателях возникает ряд отрицательных явлений, таких как: интенсивное коррозионное изнашивание втулок цилиндров, шеек коленчатого вала, подшипников; отложение нагара в зоне поршневых колец, на головке поршня, в выпускных окнах или каналах выпускных клапанов; истощение масляной пленки зеркала цилиндра и пр.

Важно отметить, что оксиды серы, образующиеся при сгорании судового топлива, вызывают симптомы респираторных болезней, болезни легких на территориях вблизи морских портов. На основе исследования 2016 года предполагается, что в период 2020-2025 годов, более 570000 преждевременных смертей в мире будет связано с загрязнением воздуха судами.

Кроме ухудшения здоровья выбросы оксида серы вызывает «закисление» океана (снижение показателя pH), повреждение сельскохозяйственных культур, а также резкие изменения погоды, обуславливающие грозовые штормы вдоль маршрутов судоходства с высокой интенсивностью движения [8].

Исходя из этого, Международной морской организацией предпринимаются постоянные меры по ужесточению требований экологической безопасности судоходства. Основным правовым актом, регламентирующим деятельность судоходных компаний в этом направлении, является Конвенция МАРПОЛ 73/78 (International Convention for the Prevention of Pollution from Ships MARPOL 73/78) [1].

Конвенция МАРПОЛ 73/78 была принята под эгидой ИМО в 1973 году, а в 1978 г. был принят Протокол, который дополнял Конвенцию [2].

Конвенция по предотвращению загрязнения с судов МАРПОЛ 73/78 содержит шесть приложений, направленные на предотвращения загрязнения морской среды судами:

1) Приложение I Правила предотвращения загрязнения нефтью. Приложение вступило в силу 2-го октября, 1983. Оно описывает требования, необходимые для предотвращения загрязнения нефтью и нефтепродуктами. Вводит критерии по сбросу нефти, а также понятие «особые районы» (Чёрное, Средиземное, Балтийское, Северное и Красное море, а также районы Персидского залива, Северо-Западной Европы, Антарктики и Карибского моря). Сброс нефти в этих районах запрещён.

2) Приложение II Правила предотвращения загрязнения вредными жидкими веществами, перевозимыми наливом. Вступил в силу 6-го апреля 1987. Он предусматривает устранение загрязнения моря вредными жидкими веществами, перевозимыми наливом. Сброс веществ разрешается только в приемных сооружениях порта при определенных условиях. Сброс запрещен в районе 12 миль от ближайшего берега.

3) Приложение III Правила предотвращения загрязнения вредными веществами, перевозимыми морем в упаковке. Вступило в силу 1-го июля 1992.

Приложение содержит общие требования по упаковке, маркировке, документации, размещению и предельным количествам вредных веществ, перевозимых в упаковке для предотвращения загрязнения вредными веществами.

4) Приложение IV Правила предотвращения загрязнения сточными водами с судов определяет требования к сбросу сточных вод с судов, оборудованию судов, предназначенному для контроля сброса сточных вод, и приемным сооружениям для приема сточных вод в портах и терминалах. Правилам предусматривается освидетельствование судов и выдача Международного свидетельства о предотвращении загрязнения сточными водами.

5) Приложение V Правила предотвращения загрязнения мусором с судов вступило в силу 31 декабря 1988. Приложение указывает, на каком расстоянии от берега разрешен сброс разного типа мусора.

6) Приложение VI устанавливает ограничения на выбросы оксидов азота, оксидов серы и летучих органических соединений в отработавших газах от судов и запрещает преднамеренные выбросы озоноразрушающих веществ. Вступило в силу 19 мая 2005.

С 2015 г. ИМО ввела дополнительные ограничения по эмиссии серы путем введения зон контроля эмиссии (Sulfur Emission Control Area – SECA). А 1 января 2020 года в силу вступило новое правило именуемое «ИМО 2020» [2], которое вводит глобальное ограничение на количество серы, выбрасываемое морскими судами вне особых районах плавания с 3.5 до 0.50 массы серы, содержащейся в топливе к массе топлива, см. рис. 4.1.

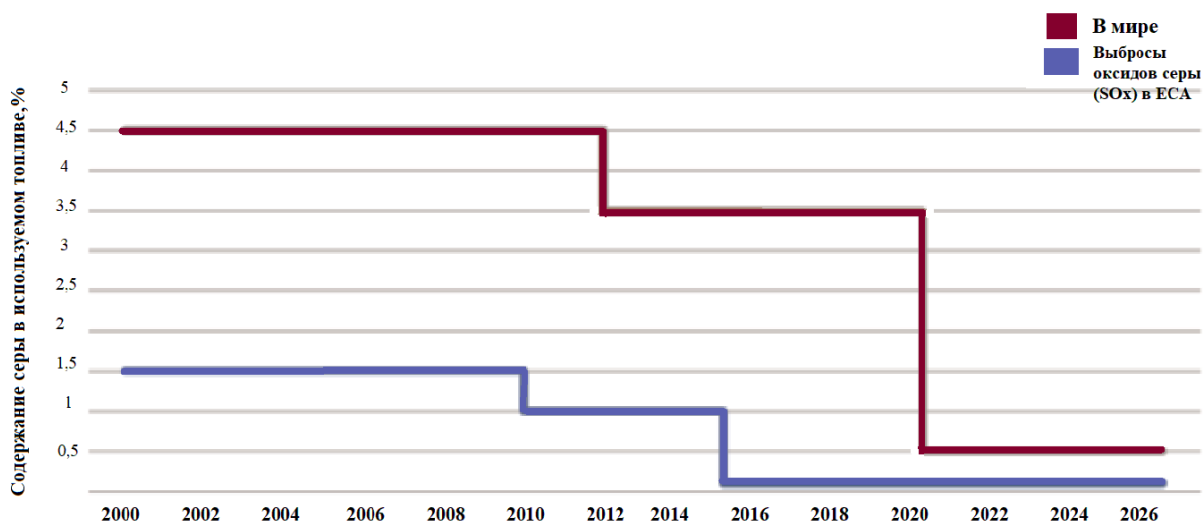


Рисунок 4.1. Требования ИМО к выбросам оксида серы

В особых районах SECA, показанных на рис. 4.2, ограничение по выбросам серы в атмосферу остается на прежнем уровне до 0,1%.



Рисунок 4.2. Районы ограничения выбросов серы (SECA)

Зоны SECA устанавливаются для следующих портовых районов:

Район Балтийского моря; район Северного моря; североамериканский район (охватывающий определенные прибрежные районы за пределами Соединенных Штатов и Канады); и район Карибского моря Соединенных Штатов (воды вокруг Пуэрто-Рико и Виргинских островов Соединенных Штатов).

4.1. Методы снижения выбросов оксида серы согласно актуальным требованиям «ИМО 2020»

В данный момент существует два способа снижения уровня выбросов оксида серы в атмосферу [9].

Во-первых, это использование альтернативных видов топлива: Very Low Sulphur Fuel Oil (VLSFO), Ultra Low Sulphur Fuel Oil (ULSFO), морской газойль, сжиженный природный газ (СПГ), биодизель и др. Во-вторых, использование традиционных сортов тяжелого топлива (HFO) вместе с использованием установки «Скруббер» для нейтрализации и очистки отработавших газов.

Эти способы имеют, как положительные, так и отрицательные стороны. Судовая компания должна решить, какой из способов наименее затратный, с быстрой окупаемостью, а так же более эффективный.

Первый метод заключается в замене высокосернистого тяжелого топлива. В данном случае операторы судов переходят с высокосернистого тяжелого топлива с содержанием серы до 3.5% на другое, где ее содержание не превышает 0.1% (для районов SECA) или 0.5% (вне особых районов). Ниже приведены виды традиционных и альтернативных сортов топлива и их краткие характеристики.

К традиционным видам топлива относится, в первую очередь, HFO (Heavy fuel oil) – категория жидкого топлива смолообразной консистенции, известное как бункерное топливо или мазут. HFO является результатом или остатком процесса перегонки и крекинга нефти. По этой причине HFO загрязнен различными соединениями, включая ароматические соединения, серу и азот, что делает выбросы при сгорании более загрязняющими по сравнению с другими видами жидкого топлива. HFO получило широкое распространение в качестве основного вида топлива для силовых установок морских судов из-за его относительно низкой стоимости.

В качестве альтернативной замены традиционным видам жидкого топлива предлагается ряд сортов низкосернистого топлива.

VLSFO - топливо, состоящее из значительной доли дистиллятных фракций (для соответствия норме по содержанию серы) и остаточных фракций (для минимизации цены и соответствия требованиям по вязкости). Следствием особого компонентного состава VLSFO топлива является необходимость повышенного внимания к показателям его химической и агрегативной стабильности, а также его совместимости с «традиционными» видами судового топлива. Учитывая эти особенности, разработчик предлагает ввести в стандарт ISO 8217 [10] три марки VLSFO топлива, отличающихся по вязкости. Необходимо отметить, что в настоящее время VLSFO не получило такого широкого распространения, как традиционные сорта. В этой связи бункеровка данным топливом возможна не повсеместно.

Другой вид альтернативного жидкого топлива с содержанием серы в пределах 0,1% – ULSFO. Это чистые дистилляты или гибридные продукты, в которых дистилляты смешаны с нефтяным остатком, что обеспечивает их более низкую по сравнению с Marine Gas Oil (MGO) стоимость. Однако цена ULSFO все равно существенно выше, чем у традиционных сортов тяжелых топлив, а доступность его для бункеровки оказывается еще ниже, чем у VLSFO.

К альтернативным топливам в плане сокращения выбросов SO_x следует отнести широко распространенные MGO и MDO - морской газойль и морское дизельное топливо.

MGO - газомоторная смесь состоит исключительно из дистиллятов составляющих сырой нефти, которые в процессе фракционной перегонки испаряются и из газовой фракции конденсируются в жидкие вещества. Как правило, несколько разных смесей дистиллятов входят в состав морского газойля. По структуре MGO очень напоминает дизельное топливо, только в первом случае плотность более высокая.

MDO - это тип мазута, представляющий собой смесь газойля и тяжелого нефтяного топлива с большим количеством газойля, чем промежуточное жидкое топливо, используемое в морской отрасли.

Необходимо отметить, что MDO и MGO как дистиллятные топлива, хотя и доступны практически повсеместно для бункеровки, но имеют существенно более высокую стоимость, по сравнению с HFO.

Самым распространенным и доступным из упомянутых видов альтернативного топлива является сжиженный природный газ (СПГ) не содержит серы, поэтому при его использовании SO_x в составе отработавших газов отсутствует. Кроме того, использование СПГ благотворно влияет на экологические характеристики СЭУ. При использовании СПГ выделяется меньше парниковых газов, сокращается эмиссия оксидов азота и твердых частиц. Однако несгоревший метан, который при определенных условиях может попасть на выпуск, создает выбросы с 20 раз более мощным парниковым эффектом, чем углекислый газ [11].

Несмотря на высокую привлекательность СПГ как судового топлива, его использование сдерживается целым рядом факторов, среди которых необходимо выделить: высокую стоимость и сложность оборудования для хранения и обработки; недостаточно развитую инфраструктуру; сложность бункеровки и низкую энергоплотность топлива, что обуславливает необходимость выделения больших объемов для его хранения на борту судна [12].

Важным фактором, оказывающим решающее влияние на выбор способа соответствия требованиям «ИМО 2020» [2], является стоимость используемого топлива, при этом, цена внедрения не является главным критерием при выборе той или иной технологии.

По данным источников [13], самая низкая цена в период с 2005 по 2015/2016 годы наблюдается на HFO. С ней может конкурировать лишь СПГ. Цена на метанол, производимый из натурального газа, выше, чем на СПГ. Биотопливо производится из биомассы и традиционно дороже нефти марки Brent. Эти виды топлива в будущем, скорее всего, смогут конкурировать с MGO.

Экологические ограничения и растущие цены на топливо ведут к необходимости поиска новых решений для судоходства. В этой связи на первый план

выдвигаются технологии очистки отработавших газов от оксидов серы.

Второй метод заключается в установке оборудования для обработки отработавших газов «Скруббер». Для выполнения требований ИМО, по сокращению выбросов оксидов серы, не стоит полагаться только на смену топлива. ИМО допускает использование тяжелого высокосернистого топлива (до 3,5%) при наличии в выпускной системе специальных устройств для очистки отработавших газов – скрубберных систем.

К сожалению, установка скруббер, как и любое другое оборудование, накладывает дополнительную нагрузку на экипаж в виде дополнительного устройства для обслуживания и контроля. Система автоматики скруббера позволяет частично снять нагрузку с экипажа машинное отделение (МО), но трудозатраты на обслуживание дополнительного оборудования все же скажутся на суммарной стоимости эксплуатации судна.

Кроме того, использование скрубберных систем влечет ряд дополнительных проблем, таких как: некоторое снижение топливной экономичности СЭУ за счет дополнительного сопротивления газовойпускных трактов; проблемы высокой коррозионной активности реагентов и скрубберной воды; повышенные требования к электроснабжению установок; загрязнение забортной воды (при использовании скрубберов открытого типа); затруднения с хранением на борту и утилизацией шлама и др.

4.2. Обоснование выбора способа соответствия требованиям «ИМО-2020»

Не смотря на то, что смена традиционного топлива на альтернативное, является самым быстрым и простым методом (исключая СПГ) для снижения выбросов серы с отработавшими газами. Переход на СПГ или установка скрубберной системы дает преимущество в том, что со временем затраты на

установленное оборудования окупаются и в дальнейшем судно выйдет на экономию [9].

Оборудование судна скрубберной системой способствует достижению более высокого уровня экологической безопасности СЭУ, одновременно сокращая выбросы оксидов серы SO_x до 90%, оксидов азота NO_x до 10% и твердых частицы от 60% до 90% от исходного состава отработавших газов. При этом скрубберные системы получают все более широкое распространение, как способ соответствия требованиям ИМО и являются достаточно апробированной технологией, позволяющей обеспечить в краткосрочной перспективе более высокую рентабельность работы судна за счет использования дешевых сортов остаточного сернистого топлива. Поэтому в настоящем проекте предлагается отдать предпочтение использованию именно этой технологии.

Морские суда зачастую используют мокрый тип скруббера, где в качестве абсорбента для нейтрализации вредных выбросов с отработавшими газами применяют морскую воду, либо морскую воду с добавлением каустической соды ($NaOH$) или гидроксида магния (Mg Трит-С).

4.3. Общий принцип работы скрубберов мокрого действия

Для нейтрализации вредных компонентов отработавших газов, как правило, используются мокрые насадочные (пенные, барботажные) и безнасадочные скрубберы (орошаемые циклоны).

На рисунке 4.3. изображена принципиальная схема газоочистного аппарата вихревого действия. Для простоты на схеме изображена одна форсунка, хотя их число может достигать до десятка и выше.



Рисунок 4.3. Принципиальная схема газоочистного аппарата вихревого действия

Принцип действия рассматриваемого типа скрубберной системы состоит в следующем: отработавшие газы подаются в скрубберную колонну, оснащенную жалюзийными ярусами, на которых уложены т.н. насадки – тела высокой удельной площади. Для замедления потока отработавших газов в некоторых случаях может использоваться аэродинамическая труба, действующая по обратному принципу трубы Вентури. В целях первичного охлаждения газов в конструкцию может быть внедрен т.н. блок впрыска.

Блок распылительных форсунок орошает внутреннюю полость аппарата или ярусы с насадками, на поверхности которых создается кипящий псевдооживленный (межфазный) слой, эффективно реагирующий с загрязнителями. Нежелательные газообразные включения связываются с абсорбентом, образуя «тяжелые» капли шлама. Образующийся шлам под действием силы тяжести опадает в шламоприемник, а оставшаяся часть потока дополнительно проходит через туманоуловитель, после чего может быть, как выброшена в атмосферу, так и направлена на другие нужды.

Для снижения общего гидродинамического сопротивления и большей производительности скрубберы могут быть объединены. Крупные морские суда обычно используют ≥ 2 параллельно работающих фильтрационных установки.

В зависимости от районов плавания и специфики использования, скрубберные системы могут быть с открытым циклом, закрытым циклом и гибридного типа. Основной рабочий процесс всех скрубберных систем идентичен и сводится к обработке газов щелочными растворами. Конструктивное исполнение скрубберов отличается многообразием. Так, скруббер может изготавливаться в совмещенной конструкции с глушителем, тем самым минимизируя занимаемые объемы, может быть сконструирован для обработки газовой смеси сразу нескольких агрегатов и т.д.

4.3.1. Скрубберы с открытым циклом

Скрубберы с открытым циклом используются для судов, работающих в открытых морях.

Система берет воду из кингстонного ящика и прокачивает ее через скруббер, нейтрализуя большую часть серы из отработавших газов за счет своей естественной щелочности. Далее использованная вода сливается за борт с условием обязательного контроля щелочного числа и степен мутности, см. рис.4.4.

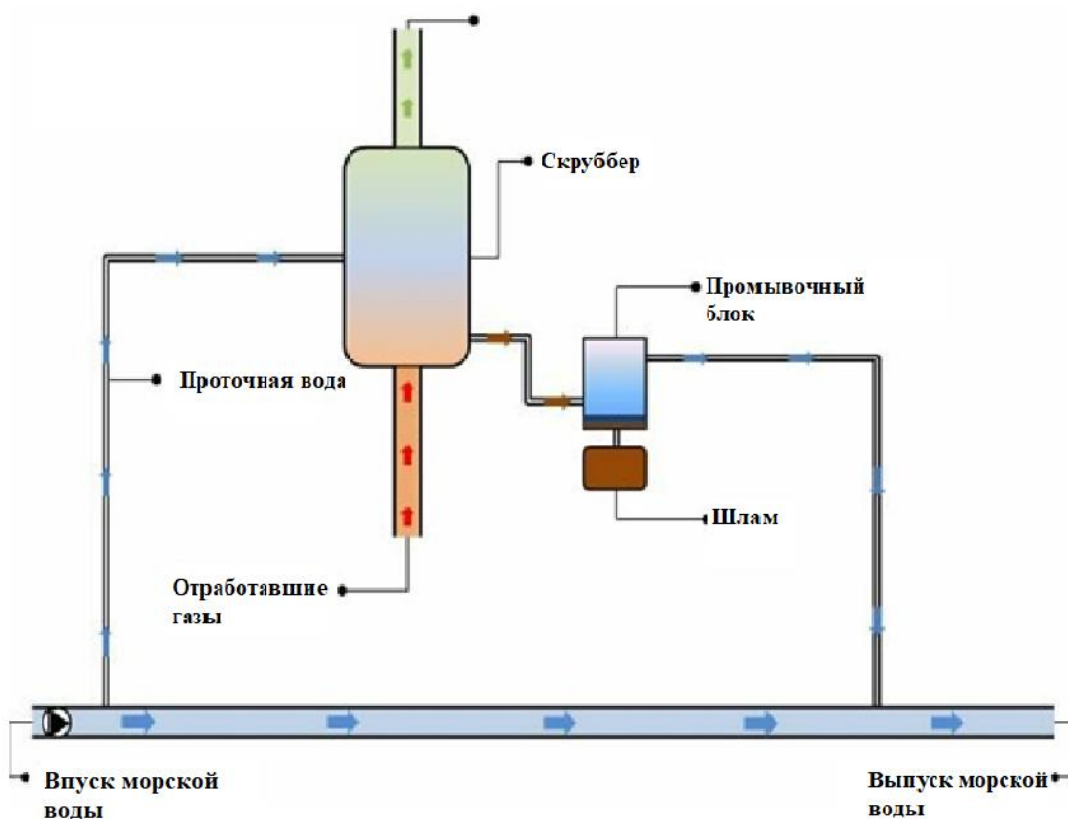


Рисунок 4.4. Схематичное представление установки, работающей по принципу открытого (сквозного) забора воды

Скруббер может устанавливаться в выпускном тракте либо в машинном отделении, либо в дымовой трубе в зависимости от имеющегося пространства или требований заказчика. Подводы отработавшего газа производятся через диффузор или несколько последовательно установленных диффузоров с боковой стороны скруббера, обычно в вертикальной плоскости, но при формировании системной спецификации и компоновки могут рассматриваться и другие положения. В системах с несколькими подводами, как правило, предусмотрен вентилятор отработавших газов, а в системах с одним подводом необходимость вентилятора в большей степени зависит от особенностей организации процессов в двигателях и противодействия всего выпускного тракта.

4.3.2. Скрубберы закрытого цикла

Скрубберы закрытого цикла подходят для судов, которые заняты в районах контроля выбросов скрубберной воды с судов или часто заходят в

порты, где сброс скрубберной воды запрещается. Работа этой системы идентична принципам работы скруббера открытого цикла, с тем отличием, что скрубберная вода не удаляется за борт, а остается на судне и возвращается в циркуляцию после соответствующей обработки и восстановления щелочного числа за счет добавления реагентов. Шламовый осадок, образованный в результате очистки воды, прошедшей через скруббер, накапливается в специальном танке и позже сдается в подходящем порту. Принципиальная схема данного типа скрубберной системы представлена на рис.4.5.

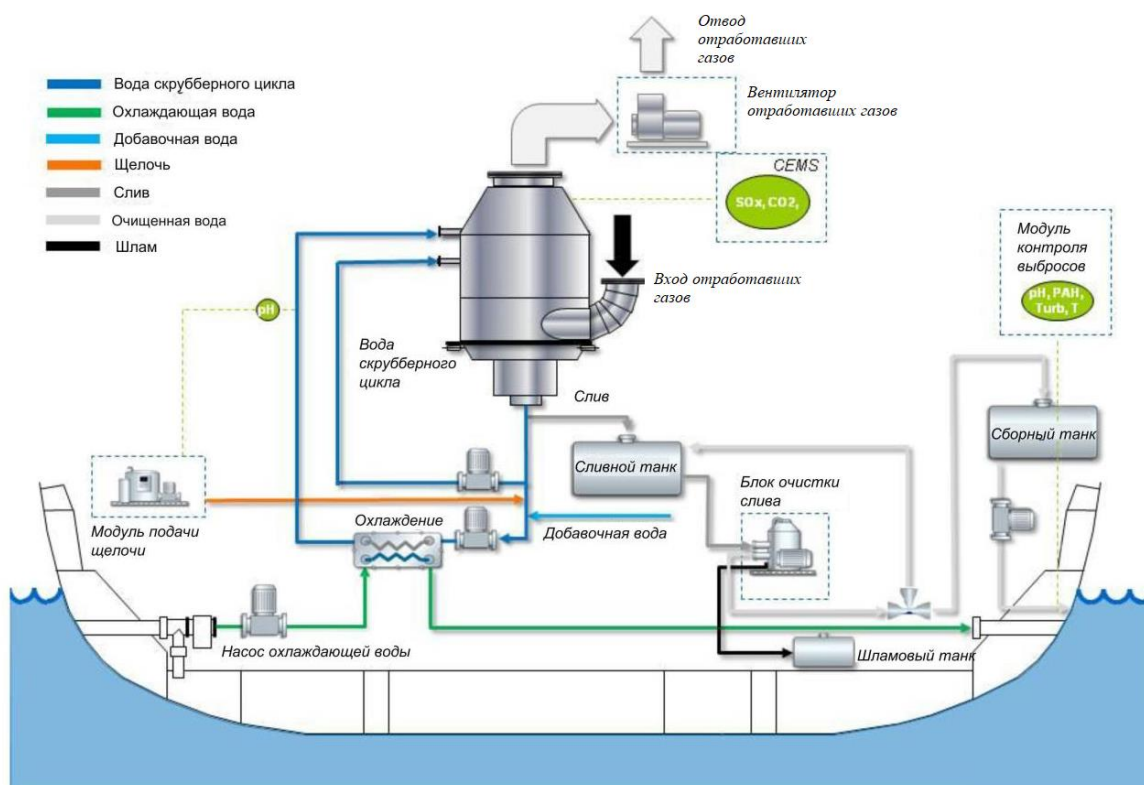


Рисунок 4.5. Схематичное представление газоочистной секции с закрытым (внутренним) контуром

4.3.3. Скруббер гибридного типа

Преимущество гибридной системы состоит в том, что такая система может работать как в открытом, так и в закрытом цикле. Типичная схема гибридной системы представлена на рис 4.6. Когда судно находится в зоне, где уровень рН заборной воды позволяет обрабатывать отработавшие газы без применения химикатов и зона разрешает сброс промывочной воды за борт, то скруббер переводится в открытый режим работы. В противном случае скруббер

переводят в закрытый режим. Тогда в циркулирующую воду необходимо добавлять реагенты, что неизбежно влечет за собой увеличение расходов на эксплуатацию.

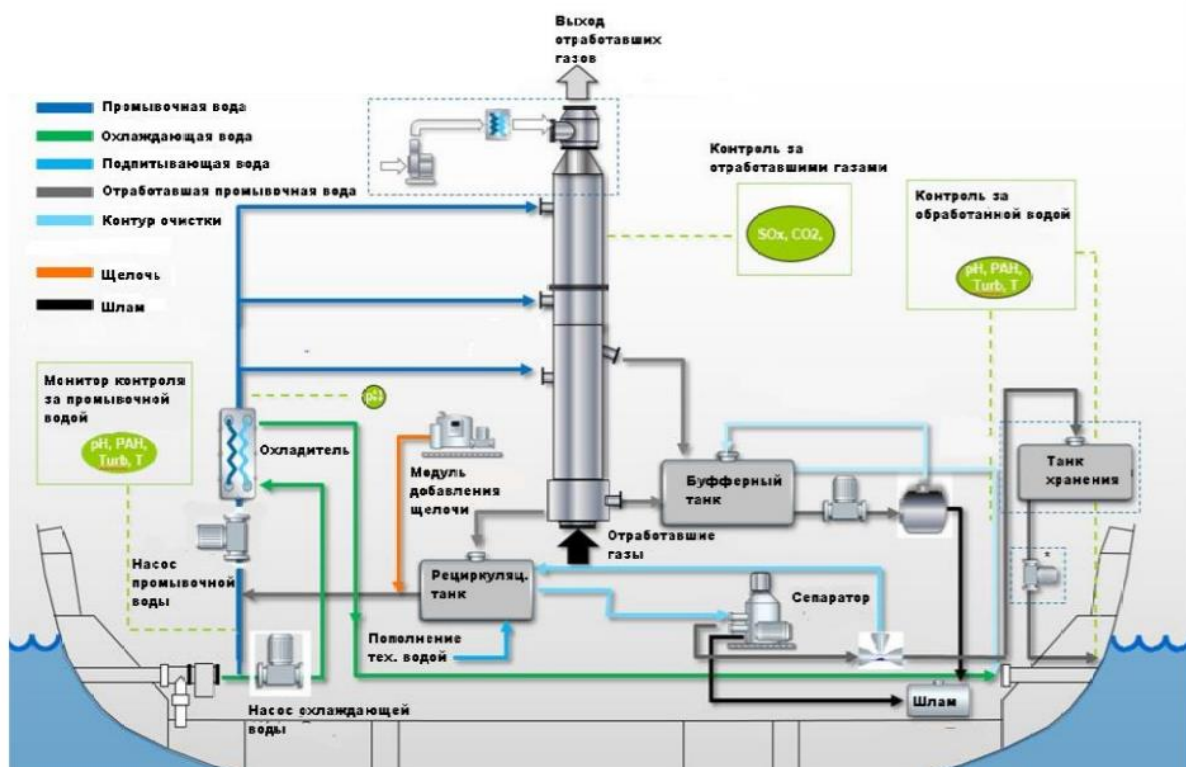


Рисунок 4.6. Схематичное представление гибридной системы

4.4. Выбор скрубберной системы для проектируемого судна

Использование скруббера хорошо зарекомендовало себя, как технология снижения выбросов оксидов серы в воздушный бассейн, обладающая рядом преимуществ, к которым следует отнести следующие:

1. Малый размер установок; удобство размещения; небольшие размеры аппаратов; определяют меньшие капиталовложения при высокой мобильности конструкций по сравнению с агрегатами такой же производительности, но другого типа действия.
2. Отсутствие вторичных источников пыли и загрязнения: накопленные отходы легко транспортируются без каких-либо утечек.

3. Максимальная пожаро и взрывобезопасность: присутствие жидкой среды сводит к минимуму возможность детонации или возгорания в скруббере.
4. Нет необходимости в смене топлива при подходе к зоне и выходе из зоны SECA, по сравнению с альтернативными тяжелыми/дистиллятными сортами топлива.
5. Быстрая окупаемость установки по причине использования более дешевого топлива для СЭУ, по сравнению с MGO, MDO и другими альтернативными сортами низкосернистых топлив. Ожидается, что в связи с введением новых ограничений, на рынке может возникнуть избыток высокосернистого тяжелого топлива, что, в свою очередь, способно повлиять на динамику цен.

Принимая во внимание вышеизложенное, а также тот факт, что в настоящее время стоимость и доступность тяжелого сернистого топлива для бункеровки несоизмеримо более выгодна по сравнению с другими альтернативными способами соответствия новым требованиям ИМО, в настоящей работе предпочтение было отдано использованию скрубберной системы.

Учитывая предполагаемую специфику эксплуатации проектируемого судна, способного осуществлять перевозки в зонах интенсивного движения, контроля эмиссии SO_x и запретов на сброс скрубберной воды, в настоящем проекте наиболее целесообразным представляется использование скруббера гибридного типа, работающего по схеме, представленной на рис. 4.6. Предполагается, что инвестиционные затраты на установку скрубберной системы выбранного типа окупятся в краткосрочной перспективе за счет возможности использования более дешевого и доступного топлива (см. раздел 8 настоящей работы).

5. ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ И РЕМОНТ ТОПЛИВНЫХ ФОРСУНОК ДВИГАТЕЛЯ

Топливоподающая аппаратура дизельного двигателя содержит высокоточные прецизионные пары и является самой быстро изнашиваемой частью общей конструкции двигателя. Наиболее уязвимым элементом конструкции системы топливоподачи в этом плане оказывается топливная форсунка. Неисправности форсунок и их распылителей являются главной проблемой отказов топливной аппаратуры и служат первой причиной остановки главного двигателя (ГД). Поэтому в работе представляется целесообразным рассмотреть технологии ремонта этого элемента.

5.1. Конструкция и работа форсунки

Судовые форсунки предназначены для впрыска топлива в камеру сгорания в виде мелко распыленного аэрозоля. Они обеспечивают оптимальные условия смесеобразования, основными из которых являются: мелкость распыливания и равномерность распределения топлива по камере сгорания. Чертеж топливной форсунки рассчитываемого двигателя, показан на рис.5.1.

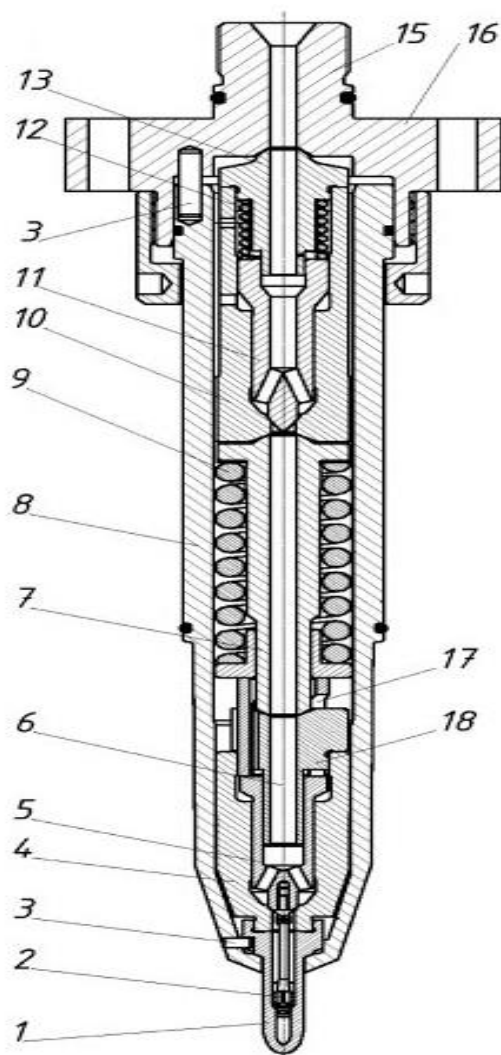


Рисунок 5.1. Форсунка рассчитываемого двигателя 6ДКРН 75/280:

1-Наконечник распылителя с сопловым отверстиями; 2-подвесной клапан; 3-установочный штифт; 4-корпус игольчатого клапана; 5-игольчатый клапан распылителя; 6-канал подвода топлива к распылителю; 7- штанга игольчатого клапана; 8-корпус форсунки; 9-нагружающая пружина; 10-корпус циркуляционного клапана; 11-циркуляционный клапан; 12-пружина циркуляционного клапана; 13- упор циркуляционного клапана; 14-винт регулировки начальной затяжки нагружающей пружины; 15-штуцер подвода топлива; 16-фланец крепления форсунки; 17-промежуточный упор; 18-направляющая игольчатого клапана; 19-регуляровочная шайба; 20-дросселирующая канавка

На рисунке 5.2 показан принцип работы топливной форсунки в трех положениях циркуляционного клапана.

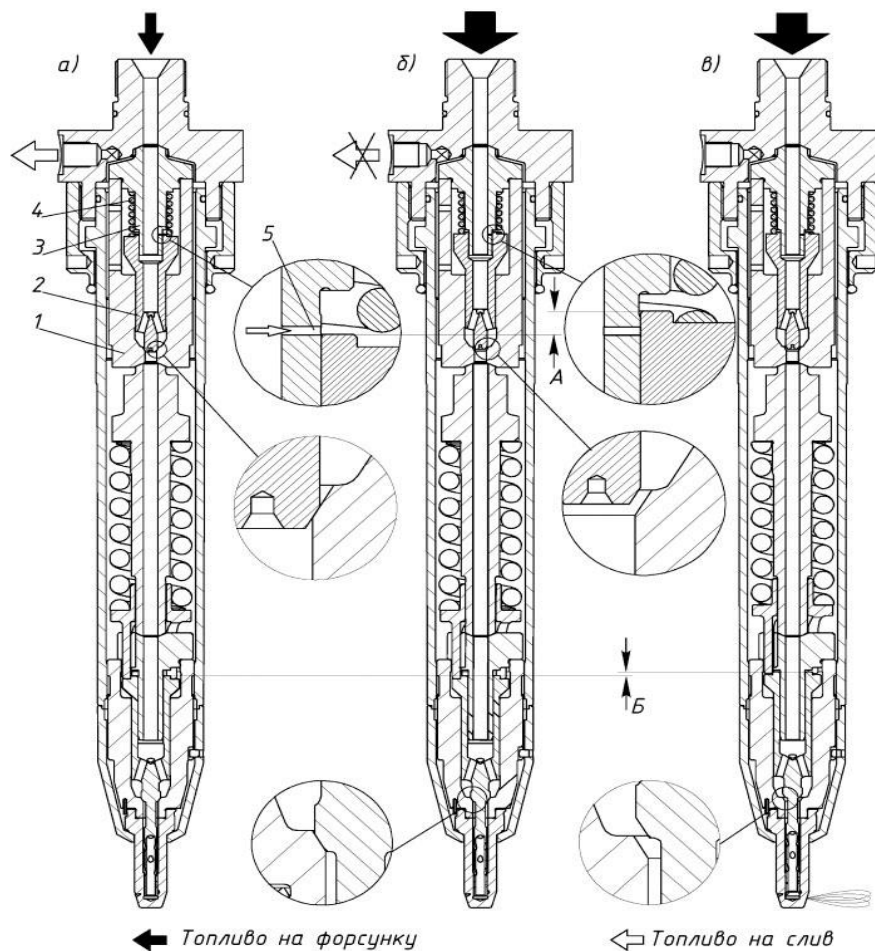


Рисунок 5.2. Принцип работы топливной форсунки двигателя 6ДКРН 75/280

На рис 5.2 (а) циркуляционный клапан (2) закрыт, топливо через дренажное отверстие (5) поступает на слив. На рис. (б) давление в полости циркуляционного клапана возрастает, клапан открывается, поднимается вверх и перекрывает циркуляционное отверстие (5). На рис. (в) показано открытие циркуляционного клапана, давление в его полости возрастает, клапан поднимается вверх, открывая доступ топлива в полость распылителя, а жестко связанный с главным клапаном золотник открывает сопловые отверстия.

5.2. Основные неисправности топливных форсунок

Неисправности форсунок и их распылителей легко обнаружить во время работы двигателя. Признаками, как правило, служат появление дымного выхлопа на частичных нагрузках, падение мощности двигателя, стуки и повышение температуры отработавших газов [14].

Основные неисправности форсунок:

- 1) нарушение герметичности запирающего конуса распылителя;
- 2) зависание и износ игл распылителей;
- 3) падение давления начала впрыска;
- 4) закоксовывание и износ распыливающих отверстий распылителя.

По статистике форсунки выходят из строя, в основном, из-за потери герметичности запирающего конуса распылителя и заклинивания игл в направляющих. Зависание игл, происходит, как правило, в начальный период работы (до 300-500 ч) из-за низкого качества распылителя [15].

5.2.1. Нарушение герметичности запирающего конуса распылителя

Герметичность запорного конуса распылителя достигается благодаря высокой точности изготовления деталей и разницей в углах рабочих частей конусов в 1° . Ширина уплотнительного пояска у нового распылителя равна 0,4 мм рис.5.2.а.

По мере износа контактных поверхностей запорного конуса, увеличивается ширина уплотнительного пояска рис.5.3.б, а так же уменьшается давление по контактной поверхности и топливо проходит по запорному конусу распылителя.

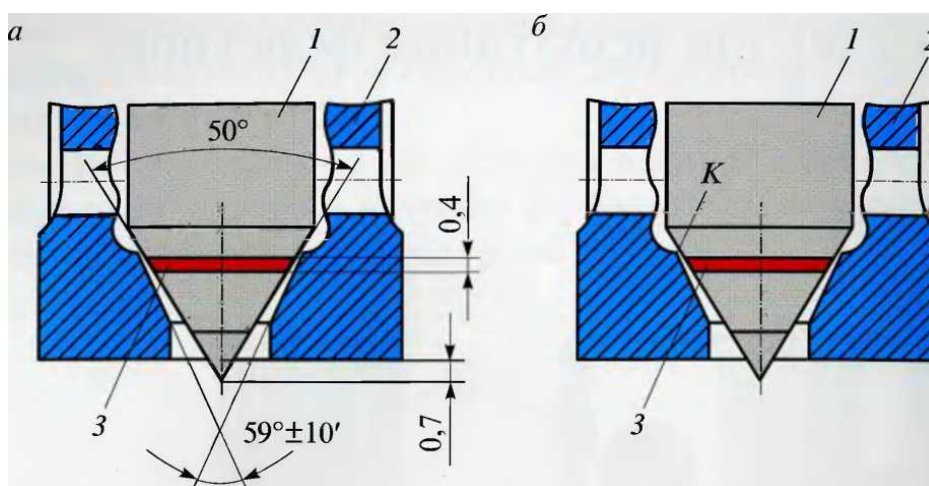


Рисунок 5.3. Запорный конус распылителя новый (а) и изношенный (б):

1-игла;2-корпус распылителя;3-притирочный поясок;K-уступ на конической части иглы

Геометрию запорного конуса корпуса распылителя, как правило, восстанавливают набором конических притиров.

5.2.2. Зависание и износ игл распылителей

Попадание твердых частиц с топливом приводит к заеданию (зависанию) иглы. Это является наиболее серьезным дефектом. Заедание иглы обычно полностью выводит из строя распылитель вследствие того, что при удалении иглы на ее рабочей поверхности и поверхности отверстия распылителя появляются глубокие задиры.

Признаком зависания иглы является повышение температуры отработавших газов данного цилиндра и нагрев форсуночного топливопровода.

Игла зависает чаще всего, вследствие плохой очистки топлива. Так же зависание иглы может происходить вследствие: излишнего (или неравномерного) затяга форсунки в крышке цилиндра; чрезмерного обжима гайки распылителя или установки резиновых уплотнений большего, чем нужно, диаметра; деформации корпуса форсунки, в частности, из-за нарушения режима охлаждения вследствие закоксовывания каналов при охлаждении топливом или забивания каналов накипью и продуктами коррозии при охлаждении водой.

Устранение этого дефекта может быть достигнуто исключением оговоренных факторов влияния. Однако в ряде случаев дефект требует замены отдельных узлов или форсунки в сборе.

5.2.3. Падение давления начала впрыска

Падение давления начала впрыскивания p_0 в процессе эксплуатации – наиболее распространенная неисправность в работе форсунок любых дизелей.

Причинами падения давления p_0 являются нестабильное положение (по высоте) регулировочного винта, а также износ сопрягаемых опорных поверхностей регулировочного винта, пружины и ее тарелок, штанги, иглы и запирающего конуса распылителя. Это важно, в связи с этим имеют шероховатость, геометрическая форма и твердость сопрягаемых поверхностей, а также качество выполнения пружины и соосность всех деталей запирающей иглы.

При штатной работе форсунки, в соответствии с рекомендациями производителя, производятся плановые технические обслуживания с обязательной регулировкой давления начала подъема иглы распылителя. Кроме того, производители ограничивают ресурсы эксплуатации, как распылителей форсунок, так и корпусов форсунок. Именно поэтому все ведущие производители настоятельно рекомендуют производить замену форсунок в сборе по истечении назначенного ресурса. Такой подход обеспечивает поддержание энергетических, экономических и экологических характеристик работы двигателя.

5.2.4. Закоксовывание и износ сопловых отверстий распылителя

Применение тяжелого топлива при высокой температуре распылителя, приводит к образованию вокруг сопловых отверстий раструбов, состоящих из кокса и других продуктов неполного сгорания. Эти образования нарушают протекание процессов распыливания и сгорания топлива.

Закоксовывание сопловых отверстий распылителя возникает вследствие не герметичности запирающих конусов и длительного протекания конечной фазы подачи топлива, а также, в результате воздействия газов, нагретых до высокой температуры на топливо, часть которого остается в распылителе между запирающим конусом и сопловыми отверстиями после окончания впрыскивания. Закоксовывание происходит, когда давление топлива в распылителе после окончания впрыскивания, ниже давления газов в цилиндре дизеля, и последние проникают в карман корпуса распылителя.

При неплотности запорного конуса иглы, создаются условия для коксования топлива в канале под иглой, в сопловых отверстиях и на наружной поверхности распылителя возникает перегрев, сопровождающийся усилением нагарообразования. В итоге возможны зависание иглы, растрескивание распылителя, закупорка сопловых отверстий или их усиленный износ.

5.3. Технология ремонта форсунок

1. Снять верхнюю крышку головки блока цилиндра и крышку закрывающий топливный насос высокого давления (ТНВД) и топливную магистраль высокого давления;
2. Снять топливопровод высокого давления и топливопровод указывающий на протечки. Открутить и снять трубопровод;
3. Открутить гайки, снять втулки и снять уплотняющую вставку;
4. При помощи специального инструмента (рис.5.4) демонтировать форсунку;

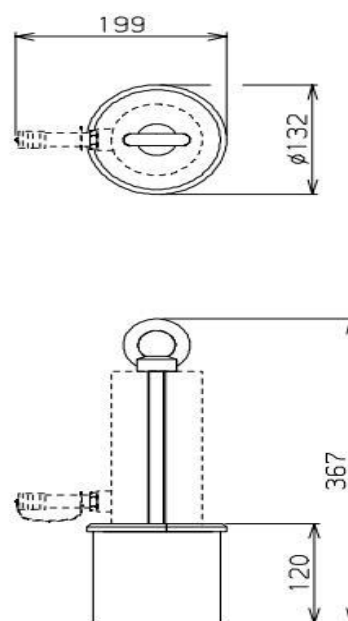


Рисунок 5.4. Инструмент для извлечения форсунки

5. Посадочное место форсунки, отверстие для крепления трубопроводов необходимо защитить (закрыть) от попадания мусора и грязи;
6. Провести внешний осмотр распылителя форсунки;
7. После внешнего осмотра провести тест форсунки на стенде (пункт 5.4).

В случае обнаружения дефектов, в ходе проведения испытания, форсунка подлежит разборки для проведения детальной дефектации.

Для этого необходимо:

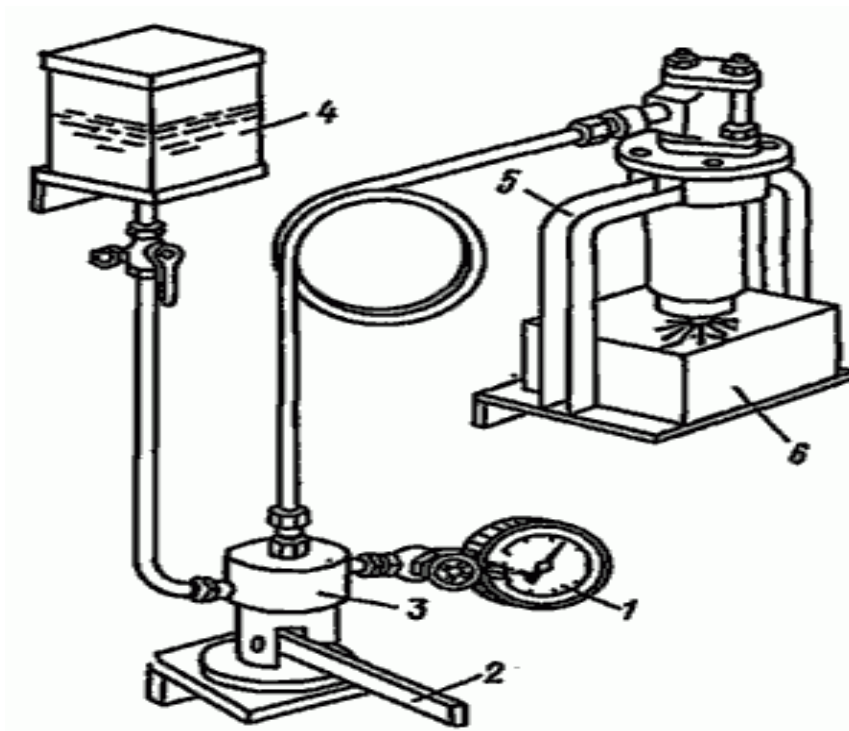
1. Открутить гайку. Следует аккуратно откручивать распылитель, чтобы он не упал. Кокс может быть причиной затрудненного откручивания гайки и

- снятия распылителя. Не допускаются удары по наконечнику распылителя;
2. После снятия распылителя следует проверить движение иглы распылителя. При нормальной работе игла движется без заклиниваний. Следует обратить на состояние поверхности иглы и ее направляющей, недопустимо наличие натиров и задиров, такой распылитель необходимо заменить;
 3. При очистке деталей форсунки рекомендуется использовать химический раствор для удаления отложений углерода. В случае отсутствия данного раствора, можно применять дизельное топливо, а после очистить детали без применения жестких щеток или абразивных инструментов;
 4. После устранения выявленных дефектов сборку форсунки следует производить в обратном порядке;
 5. Произвести повторное испытание на прессе.

5.4. Испытание форсунки на стенде

Операция по техническому обслуживанию и ремонту форсунок завершается их испытанием и регулированием на стенде (рис.5.5), которым оборудовано любое судно [16]. Стенд для механических форсунок представляет собой ручной насос плунжерного типа (поз.3), к которому подключена емкость с запасом топлива (поз. 4) и подсоединяется испытываемая форсунка. Давление, развиваемое насосом, контролируется манометром (поз.1), установленным в магистрали высокого давления. Благодаря стенду можно произвести регулировку давления начала подъема иглы распылителя, а также проверить правильность сборки форсунки, и произвести оценку выполненного ремонта, тем самым проверить следующие показатели:

- проток топлива через канал форсунки;
- давление открытия;
- проверка на протечку, проверка уплотнений.



Помимо этого, при распыливании можно визуально оценить правильность формирования факела и подтекание уплотнительного конуса после завершения впрыска (посадки иглы).

Рисунок 5.5. Стенд для опрессовки форсунок

Оценка износа уплотняющих поверхностей иглы и направляющей производится, как правило, по интенсивности утечек топлива через отверстие, к которому присоединена сливная трубка.

Проверка гидроплотности пар иглы подобно испытанию плунжерной пары. Для этого форсунку устанавливают на стенд и удаляют из магистрали воздух. Иглу следует нагрузить затяжной пружиной несколько больше, чтобы давление открытия форсунки превысило рекомендуемое давление начала впрыска для этого типа форсунки на 10-15 бар. После этого фиксируется время падения давления в установленном изготовителем диапазоне. Измеренное время падения давления не должно превышать рекомендуемой величины.

Гидроплотность комплекта форсунок для дизеля указывают в правилах технической эксплуатации. Разница в показателе плотности не должна

превышать ± 25 % его средней величины. После проведения теста на гидроплотность, окончательные испытания и регулировка форсунки производится в следующей последовательности:

- Форсунку закрепляют в штативе (поз.5 на рис.5.5), присоединяют трубку и прокачиванием удаляют воздух. Далее, прокачивая форсунку и регулируя натяжение пружины, устанавливают рекомендуемое давление распыливания. Перед контрольным впрыском тщательно обтирают кончик сопла;
- Затем медленно нажимают на рукоятку пресса, наблюдая за манометром и за кончиком сопла;
- Сопло должно быть сухим до момента подъема иглы, при котором манометр покажет давление распыливания;
- После впрыска вновь вытирают кончик сопла, впоследствии, если игла садится плотно, сопло должно быть сухим;
- При обнаружении подтекания иглу в первую очередь необходимо промыть, а затем, если подтекание продолжается, притереть к уплотняющей поверхности;

Прошедшая испытания форсунка может быть установлена на двигатель и проверена в работе.

6. АВТОМАТИЗАЦИЯ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

6.1. Назначение системы автоматизации

Рассматриваемый танкер согласно Российскому Морскому Регистру Судоходства (РМРС) соответствует знаку автоматизации AUT1- ICS [17].

Выбор знака автоматизации обуславливается такими параметрами, как повышение уровня безопасности экипажа и судна, повышение надежности работы судна. Уровень безопасности по большей части повышается за счет введения системы сигнализации неполадок, аварийных остановок, нарушений в работе механизмов и т.п. Высокий уровень надежности работы судна достигается за счет снижения влияния человеческого фактора на работу судовых систем.

В итоге, это обеспечивает наличие ряда плюсов, таких как:

- экономичность работы судовой энергоустановки;
- повышение эффективности работы энергоустановки;
- упрощение труда обслуживающего персонала;
- экономическая выгода за счет сокращения численности экипажа;
- отсутствие необходимости несения постоянной вахты в машинном отделении в период переходов;
- значительное повышение уровня безопасности судна.

Для обеспечения условий присвоения указанного класса автоматизации на проектируемое судно устанавливается единая система автоматизации (Integrated computer system, ICS) «Kongsberg K-Chief 600 Automation System», в состав которой входит система управления главной энергетической установкой «Kongsberg AutoChief 600 Propulsion Control System» [18].

Устанавливаемая на борт судна ICS призвана осуществлять функции контроля и мониторинга следующих систем:

- Системы «Kongsberg AutoChief 600 Propulsion Control System» мониторинга, управления и контроля главного двигателя;
- Автоматизированной системы мониторинга и управления вспомогательными дизель генераторами;

- Системы автоматизированного управления топливными и масляными сепараторами фирмы «Alfa-Lawal»;
- Системы управления и мониторинга автоматизированной котельной установкой фирмы «Aalborg»;
- Автоматизированной системы управления компрессорами сжатого воздуха;
- Управления работой самоочищающихся топливных и масляных фильтров;
- Управления работой автоматических терморегуляторов в составе систем охлаждающей воды, масла, топлива и пара;
- Дистанционного управления вспомогательными механизмами, такими как насосы и вентиляторы;
- Систем автоматизированного управления рефрижераторными установками и установками кондиционирования воздуха;
- Системы управления аварийного дизель-генератора;
- Систем пожарной безопасности;
- А также систем безопасности и защиты главной и вспомогательных установок.

6.2. Описание системы автоматизации главного двигателя

С начала 2000-х годов на морских судах в качестве главных двигателей устанавливаются малооборотные дизели с электронным управлением (англ. – Electronically Controlled Engine) серии ME, разработанные фирмой MAN B&WB. В 2003 году были построены и установлены на танкерах первые двигатели с электронным управлением, подобные описанному в текущем проекте. Прежде всего, разработано и заложено в основу электронной системы программное обеспечение, включающее решение задач по анализу состояния двигателя и управлению топливоподачей, движением выпускных клапанов, смазкой цилиндров и турбонаддувом.

Для решения этих задач двигатель оснащен микропроцессорной системой управления (МПСУ), именуемой в оригинале “Engine Control System (ECS)”. В

двигателях с электронным управлением распределительный вал отсутствует, а его функции по управлению процессами подачи топлива, открытия выпускного клапана, подачи пускового воздуха, смазки цилиндра, возложены на микропроцессорную систему управления.

Функции, выполняемые микропроцессорной системой управления:

- Формирует управляющее воздействие, задающее момент начала подачи топлива в цилиндр, цикловую подачу топлива и закон подачи топлива в функции угла ПКВ;
- При пуске дизеля формирует управляющее воздействие, задающее порядок открытия пусковых клапанов цилиндров, моменты и длительность их открытого состояния, заменяя тем самым распределитель пускового воздуха в обычном дизеле;
- Формирует управляющее воздействие на открытие и закрытие выпускного клапана в функции угла ПКВ;
- Формирует управляющее воздействие в лубрикаторы цилиндровой смазки;
- Обеспечивает управление вспомогательным оборудованием.

На рис. 6.1 ниже приведена упрощенная схема работы МПСУ.

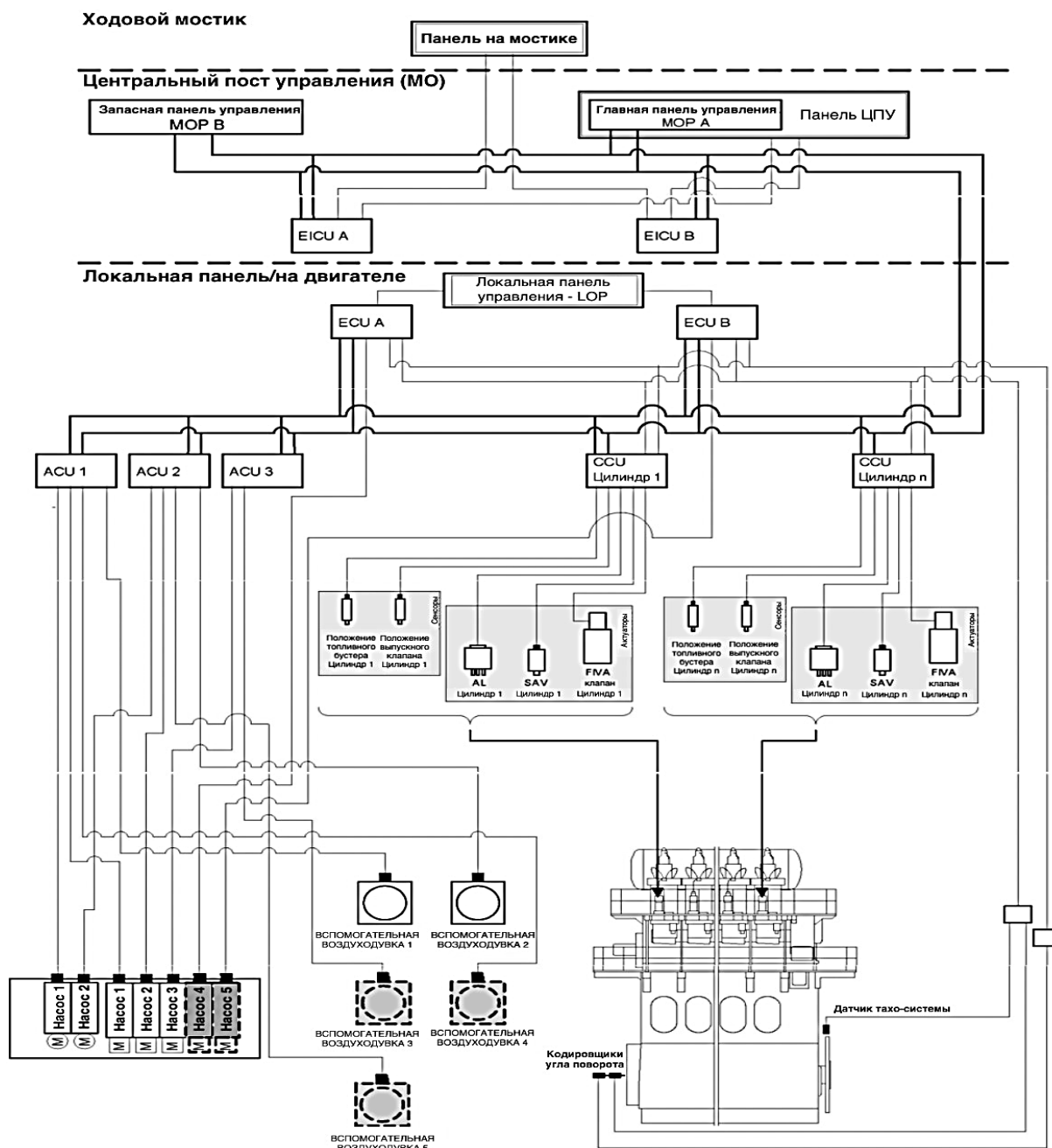


Рис. 6.1. Наглядная схема работы микропроцессорной системы управления главным двигателем

Основные блоки МПСУ:

- Многоцелевой контроллер (MPC - Multi Purpose Controller);
- главный пост управления двигателем (Main Operation Panel –MOP);
- Местные посты управления (Local Operating Panel –LOP);
- Интерфейсные блоки EICU (Engine Interface ControlUnit);
- Блок управления двигателем ECU (Engine Control Unit);

- Блоки управление вспомогательным оборудованием ACU (Auxiliary Control Unit);
- Блоки гидравлической системы питания HPS (Hydraulic Power Supply Unit);
- Блоки управления цилиндрами CCU (Cylinder Control Unit);
- Блоки гидравлики цилиндров HCU (Hydraulic Cylinder Unit);
- Тахо-система - А и В TS (Tacho System).

Посты управления двигателем: Есть главный пост управления двигателем (*Main Operation Panel – MOP*), выполненный на основе компьютера с монитором и манипулятором, который расположен в центральном посту управления СЭУ. Отсюда инженер – механик может подавать команды управления на двигатель, настраивать его параметры, задавать режим работы, контролировать состояние системы управления. В случае неисправности *MOP* управление может осуществляться с резервного поста управления, также расположенного в ЦПУ и выполненного на основе стандартного персонального компьютера. Предусмотрен также резервный - местный пост управления (*Local Operating Panel*), который может быть смонтирован прямо на двигателе или в другом месте машинного отделения. С этого поста обеспечиваются все основные функции управления двигателем – пуск, управление частотой вращения, остановка, реверс, контроль рабочих параметров двигателя. Так же для ведения вахты, только на мостике, расположен еще один пост управления (*Bridge Panel*) [19].

Интерфейсные блоки EICU (Engine Interface Control Unit) обеспечивают связь системы управления с другими системами автоматики. Команды на управление двигателем с главного поста управления *MOP* поступают в блок управления двигателем ECU (Engine Control Unit). Для обеспечения надежности используются два таких блока (ECU. А и ECU В), работающих в параллель, один из которых находится в резерве [19].

Блок управления ECU решает следующие задачи:

- выполняет функции регулятора частоты вращения дизеля, пуск и остановку двигателя, задает временные характеристики;
- через блоки Auxiliary Control Unit осуществляет управление вспомогательным оборудованием;
- обеспечивает интерфейс (связь) с системой защиты двигателя и системой контроля его параметров;
- обеспечивает изменение режима работы двигателя и программ управления.

Управление вспомогательным оборудованием осуществляется тремя блоками *ACU*, при этом неисправность одного из них не нарушает работу этой части системы управления. Блоки *ACU* обеспечивают пуск, управление и остановку вспомогательных воздухонагнетателей, насосов с электрическим приводом и насосов с приводом от двигателя, входящих в состав гидравлической системы питания.

Управление рабочим процессом в цилиндре:

Каждый цилиндр имеет собственный блок управления цилиндром (Cylinder Control Unit – *CCU*). В соответствии с командами, поступающими от блока *ECU*, он управляет в функции угла ПКВ: впрыском топлива в цилиндр, подачей масла через лубрикаторы цилиндровой смазки, открытием выпускного клапана. С этой целью блоком *CCU* формируются электрические сигналы управления, поступающие на электрические клапаны.

Они, в свою очередь, с помощью механизмов золотникового типа управляют подачей масла под давлением 200 бар в гидравлические усилители поршневого типа. Масло под давлением поступает от системы гидравлического питания *HPS*. Конструктивно гидравлическая часть системы управления топливоподачей и выпускным клапаном объединена в блок гидравлики цилиндра Hydraulic Cylinder Unit – (*HCU*).

Сигнал управления пусковым клапаном поступает от блока *CCU* на

электромагнитный клапан, который установлен перед пусковым клапаном цилиндра и непосредственно, без использования гидравлики, пропускает к нему пусковой воздух. Блоки ССУ не дублированы, поэтому отказ блока вызывает выключение соответствующего цилиндра из работы.

Выбор клапана FIVA.

Клапан FIVA введен с 2006 года путем замены 2 клапанов: ELVA/ELFI, - управляющими, соответственно, топливоподачей и газораспределением. Однако осенью 2006 года в полномасштабную эксплуатацию на серии двигателей 12K98ME была запущена собственная версия клапана FIVA.

Для версии с подпитываемым клапаном FIVA (на основе первых 70 двигателей в эксплуатации) опыт можно изложить следующим образом:

- в целом, клапаны FIVA столкнулись с гораздо меньшим количеством проблем, связанных с вибрацией, чем клапаны ELFI и ELVA. С самого начала была применена упругая монтажная конструкция на основе расширенных вибрационных испытаний (до 1 кГц);
- в нескольких случаях наблюдался рост размера основной катушки в клапане FIVA, диаметр которой вырос на 6 мкм. Причина была объяснена неправильной термической обработкой основной катушки, и процесс был исправлен;
- имели место несвоевременный впрыск и срабатывание выпускного клапана;
- при остановленном двигателе были обнаружены два наблюдения. Либо выпускной клапан движется сам по себе, либо происходит как впрыск топлива, так и движение выпускного клапана.

Вышеуказанные явления были идентифицированы как вызванные элементом на печатной плате FIVA, который отключает или искажает сигнал обратной связи FIVA, вызванный перегревом элемента (защита).

На рис.6.2 показаны диаграммы правильного функционирования клапана, а также результат неисправной обратной связи контроллера.

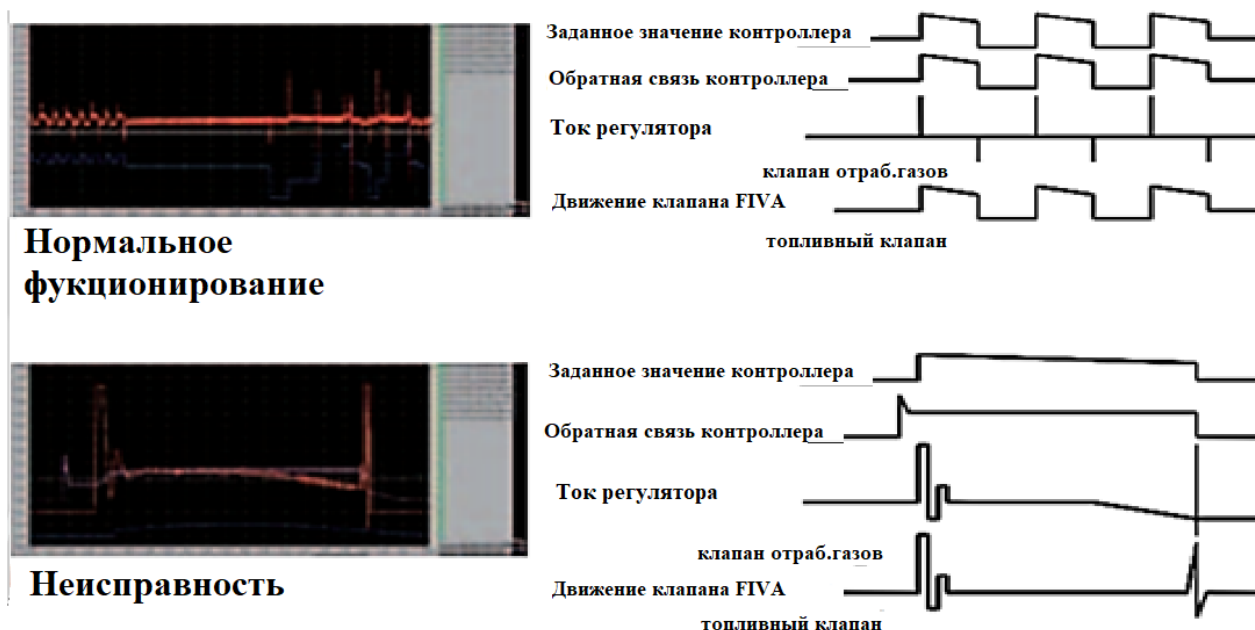


Рис.6.2. Сравнение характеристик клапана FIVA при нормальном функционировании и при неисправности данного клапана

Было установлено, что высокая температура окружающей среды печатной платы FIVA приводит к описанной выше неисправности. Поэтому были проверены все клапаны FIVA, находящиеся в эксплуатации, а также при новых поставках при температуре окружающей среды 70°C. В случае неверного функционирования клапан FIVA возвращается субподрядчику. В настоящее время проводится редизайн печатной платы FIVA, снижающий внутреннее тепловыделение.

Электромагнитные клапаны FIVA, управляющие подачей масла в гидроусилители лубрикаторов, также контролируют топливоподачу и открытие выпускных клапанов.

На рисунке 6.3 представлена наглядная схема принципа действия клапана FIVA

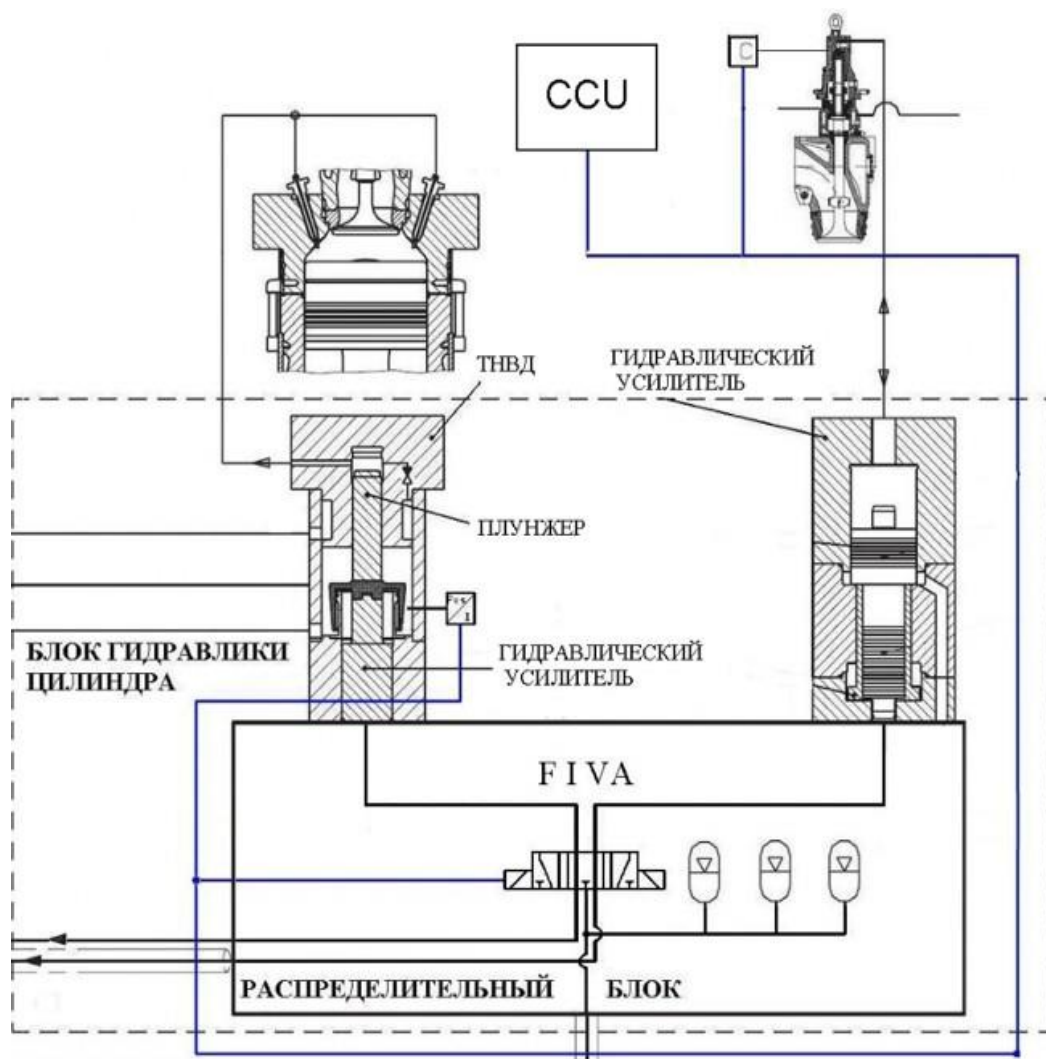
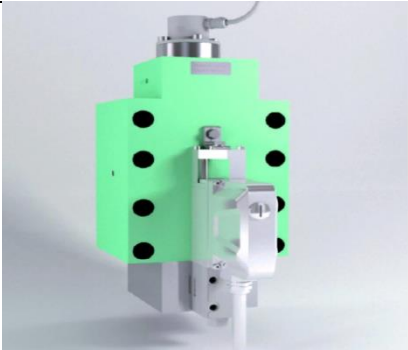


Рис. 6.3. Наглядная схема принципа действия клапана FIVA

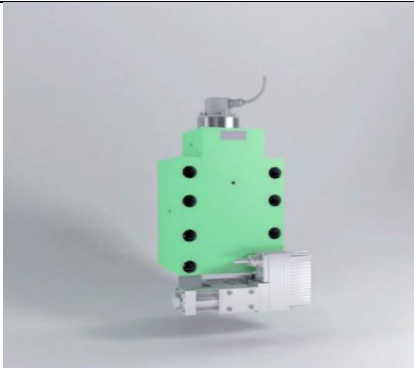
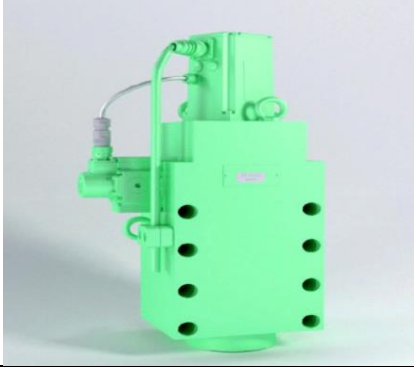

Ниже приведены варианты исполнения многоходового клапана FIVA различными фирмами (таблица 6.1): фирмой MAN Diesel & Turbo совместно с фирмами Parker и MOOG; фирмами Bosch, Nabtesco.

Таблица 6.1

Клапаны FIVA

№	Производитель	Вид клапана
1.	MAN Diesel & Turbo FIVA I and II with Parker proportional valve	

Продолжение таблицы 6.1

2.	MAN Diesel & Turbo FIVA I and II with Moog proportional valve	
3.	Bosch FIVA	
4.	Nabtesco FIVA	

Порядок работы системы управления

Сигналы об угловом положении коленчатого вала дизеля поступают от двух тахо-систем (одна находится в горячем резерве) и подаются к блокам управления двигателем ECU и к блокам управления цилиндрами CCU. Все блоки системы управления двигателя микропроцессорными блоками объединены в локальную вычислительную сеть, которая для надежности продублирована.

С поступлением от блока CCU сигнала на впрыск топлива, быстродействующий электромагнитный пропорциональный клапан (FIVA-клапан) открывает перепуск масла от гидравлического аккумулятора к гидравлическому усилителю (схема действия клапана FIVA приведена на

рисунке 6.3). Масло под давлением 200 бар перемещает вверх поршень гидроусилителя, который, в свою очередь, толкает плунжер ТНВД, вытесняющий цикловую порцию топлива через форсунки в цилиндр. После снятия электрического сигнала с FIVA-клапана, масло сливается из подпоршневой полости гидроусилителя. При этом поршень гидроусилителя, а вместе с ним и плунжер перемещаются вниз, обеспечивая поступление в ТНВД очередной порции топлива из топливной системы дизеля. Гидравлический аккумулятор обеспечивает постоянство давления масла в процессе впрыска топлива. Масло в него подается от системы питания гидравлики HPS.

Таким образом, в результате разработок вопросов автоматизации СЭУ был выполнен выбор знака автоматизации в символе класса судна, были изучены схемные и детальные решения системы управления «Kongsberg AutoChief 600 Propulsion Control System». Дополнительно рассмотрены эксплуатационные особенности работы системы и некоторые усовершенствования клапана FIVA, вызванные опытом его эксплуатации.

7. БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ

7.1. Техника безопасности при ремонте топливной форсунки

Перед началом работ механик должен:

- Переодеться в специальную рабочую одежду;
- Использовать средства индивидуальной защиты;
- Проверить состояние рабочего места, исправность и эффективность работы вентиляции используемого оборудования;
- Выявленные недостатки устранить самостоятельно до начала работы или доложить механику о неисправностях и добиться устранения их;
- Ознакомиться с предстоящими заданиями на смену и приступить к их выполнению.

Во время работы:

- Топливная аппаратура должна быть очищена от грязи и вымыта в моющих средствах (керосине) в специальном помещении, оборудованном приспособлениями для мойки деталей;
- Обслуживание и ремонт аппаратуры проводить в соответствии с утвержденным технологическим процессом;
- Использовать исправный инструмент и оборудование рекомендованное заводом изготовителем;
- Работу выполнять при работающей принудительной вентиляции, для того что бы ни вдохнуть токсичные пары при работе;
- Неисправные и выбракованные детали и использованный обтирочный материал хранить в специальных местах вне рабочего места.

7.2. Система углекислотного пожаротушения

Для борьбы со сложным пожаром в машинном отделении, в дополнение к переносным пожарным рукавам и портативным огнетушителям, имеется система объемного тушения. Через систему распылителей подается углекислый газ. Подача газа производится после удаления людей из машинного отделения, если локальными средствами пожар устранить не удалось.

Системы углекислого газа должны отвечать следующим требованиям[20]:

- должны быть предусмотрены два отдельных средства управления подачей углекислого газа в защищаемое помещение и для обеспечения срабатывания сигнализации о пуске газа. Одно должно использоваться для выпуска газа из резервуаров для его хранения. Другое должно использоваться для открытия клапана на трубопроводе, осуществляющем подачу газа в защищаемое помещение;
- эти два средства управления должны находиться внутри шкафа, легко определяемого для конкретного защищаемого помещения. Если шкаф со средством управления закрывается на замок, ключ от шкафа должен находиться в футляре с разбивающейся крышкой на видном месте рядом со шкафом.

Система состоит из следующих элементов:

1. баллонов для хранения углекислого газа (рис 7.1);
2. баллонов пусковых (при дистанционном управлении системой);
3. коллекторов: сигнальных, сборных, групповых и распределительных;
4. трубопроводов (труб и арматуры);
5. выпускных сопел;
6. пусковых и сигнальных устройств;
7. контрольно-измерительных приборов.



Рисунок 7.1. Хранение углекислого газа в баллонах

Углекислый газ наиболее удобный и часто используемый как огнетушащее средство. При минимальной концентрации в воздухе (около 5%) и нормальных атмосферных условиях представляет собой сухой нейтральный газ без цвета и запаха. Так же не вызывает повреждений груза и механизмов, что является немало важным условием для эксплуатации судна. Поскольку углекислота в 1,5 раза тяжелее воздуха, она может проникать в места, труднодоступные для других средств пожаротушения: под плиты машинного и котельного отделения, в ограниченные пространства грузовых трюмов, танков, топливных цистерн и т.д.

Система углекислотного пожаротушения, как правило применяется для защиты от пожара в следующих помещениях судна:

1. МО;
2. насосное отделение;
3. помещение аварийного дизельного генератора (АДГ);
4. грузовой трюм;
5. помещение главного двигателя;
6. рефрижераторные помещения.

Систем углекислотного пожаротушения помимо положительных сторон имеет так же ряд недостатков:

- большая концентрация CO_2 опасна для жизни людей;
- неэффективность применения системы для тушения пожаров на открытых палубах;
- существенные утечки газа из баллонов (особенно в летний период);
- большие габариты, масса и стоимость углекислотной системы;
- невозможность пополнять его запасы в рейсе.

Принцип действия основан в создании в районе очага пожара среды с содержанием кислорода, недостаточным для горения. Углекислый газ, поступает в необходимое помещение, уменьшая тем самым процентное содержание кислорода до нужной величины, при которой процесс горения невозможен. При содержании кислорода от 12 до 15% прекращается процесс горение многих веществ, а при содержании до 5% прекращается тление.

Для того что бы добиться такого содержания кислорода, необходима полная герметизация помещения, в котором применяется углекислота.

В соответствии с требованиями РМРС [21] количество углекислоты для тушения пожара на судне рассчитывается по формуле:

$$Q_{\text{CO}_2} = 1,79 \cdot \varphi \cdot V,$$

где: Q_{CO_2} - количество углекислоты, кг;

φ -безразмерный коэффициент, равный 0,3 - 0,4;

V -полный объем наибольшего на судне помещения, м^3 .

В данном случае МО является наибольшем помещением на судне, его V равен 7950 м^3 , тогда:

$$Q_{\text{CO}_2} = 1,79 \cdot 0,4 \cdot 7950 = 4980 \text{ кг.}$$

Масса углекислоты в одном баллоне рассчитывается по формуле:

$$G = K \cdot V_b \text{ кг.}$$

где K - коэффициент заполнения баллонов CO_2 ;

$K=0,675 \text{ кг/л.}$

V_b - объем баллона.

$$G = 0,675 \cdot 63 = 42,5 \text{ кг.}$$

Количество баллонов с углекислым газом определяется по формуле:

$$n = \frac{Q_{CO_2}}{G} = \frac{4980}{42,5} = 117 \text{ шт.}$$

Таким образом, можно сделать вывод, что для тушения пожара в МО необходимо 4980 килограмма углекислоты. Для рассматриваемого судна берем 117 баллона.

Для сбора протечек предусмотрен сигнальный трубопровод, который оканчивается индикатором протечки и свистком на верхней палубе. Для обеспечения безопасности личного состава в охраняемых помещениях предусмотрена сигнализация, сброкированная с крышкой пускового шкафа:

1) световой сигнал «ГАЗ! УХОДИ!» в МО (2 шт.);

2) воздушные тифоны в МО (2 шт.);

3) электрические звонки с мигающей лампой – в МО

Сигнализация в помещениях срабатывает при открытии дверцы пускового шкафа.

7.2.1. Ввод в действие и порядок работы

Обнаружив следы дыма в пробах из грузовых трюмов срабатывает оповещение, вахтенный помощник обязан:

- организовать проверку сигнала;
- организовать эвакуацию персонала из помещения;
- закрыть крышки трюмов, лазы и остановить вентиляцию;
- открыть дистанционно клапан к данному помещению, открыть секционный клапан, открыть нужное количество баллонов вручную.

При пожаре в МО, старший механик принимает решение об использовании системы CO_2 для этого:

- Необходимо остановить топливные масляные насосы, закрыть дистанционные клапана топливных и масляных систем, закрыть двери МО;

- Остановить вентиляцию и закрыть вентиляционные люки;
- В помещении CO₂ открыть шкаф с баллонами и клапанами для управления пуском;
- Срабатывает звуковая и световая сигнализация «ГАЗ! УХОДИ!»;
- Открывается клапан подачи углекислоты от пусковых баллонов на открытие запорных клапанов баллонов и открытие пусковых клапанов.

7.3. Охрана морской среды

7.3.1. Требования Международной Конвенции МАРПОЛ 73/78

Условия сброса нефтесодержащих смесей за борт судов валовой вместимостью 400 регистровых тонн и больше в соответствии с Международной Конвенцией МАРПОЛ 73/78 [1].

Запрещается любой сброс в море нефти или нефтесодержащей смеси с судов, за исключением, когда соблюдаются одновременно все представленные условия:

1) С нефтяного танкера:

- танкер находится вне пределов особых районов;
- танкер находится на расстоянии более 50 морских миль от ближайшего берега;
- танкер находится в пути; - мгновенная интенсивность сброса нефти не превышает 30 литров на морскую милю;
- общее количество сброшенной с танкеров в море нефти не превышает 1/15000 общего количества данного вида груза, частью которого является остаток, а с новых танкеров – 1/30000 общего количества данного вида груза, частью которого является остаток;
- на танкере находится в действии система автоматического замера, регистрации и управления сбросом нефти в отстойный танк.

2) Из льял машинного отделения нефтяного танкера, за исключением льял отделения грузовых насосов, если только стоки машинных льял не смешаны с остатком нефтяного груза:

- танкер находится вне пределов особых районов;
- танкер находится в пути; содержание нефти в стоке без его разбавления не превышает 15 частей на миллион;
- на судне находится в действии оборудование фильтрации нефти с оборудованием прекращающем сброс в автоматическом режиме.

Сброс в море сточных вод запрещен, кроме случаев когда:

1. Судно сбрасывает измельченные и обеззараженные сточные воды на расстоянии более 4 морских миль от ближайшего берега, или сбрасывает неизмельченные и необеззараженные сточные воды на расстоянии более 12 морских миль от ближайшего берега. При условии, что в любом случае накопленные в сборных танках сточные воды сбрасываются не сразу, а постепенно, когда судно находится в пути, имея скорость не менее 4 узлов;
2. На судне действует одобренная установка для обработки сточных вод, и сток не дает видимых плавающих твердых частиц и не вызывает изменения цвета окружающей воды;
3. Судно, находится в водах и под юрисдикцией какого либо Государства, и сбрасываются сточные воды в соответствии с менее строгими требованиями, которого могут быть установлены этим Государством.

На борту судна установлен инсинератор модели MAXI 1200 SL WS производителя Hyundai Marine Machinery для сжигания производимого на судне твердого мусора и масляных отходов. Максимальная производительность инсинератора согласно сертификату – 1 000 000 ккал/ч (1,163 кВт), что соответствует сжиганию:

- твердых отходов (solid waste) с энергией сгорания 2400 ккал/кг со скоростью 230 кг/ч;
- жидких отходов (liquid waste) с энергией сгорания 8600 ккал/кг со скоростью 116 кг/ч.

Для обеспечения соответствия существующим требованиям на судно установлен сепаратор льяльных вод марки TURBULO Mechanical Phase Breaker – MPB (ТВМР-5) компании Blohm + Voss Industries.

Сепаратор льяльных вод обладает автоматическим контролем содержания нефти в сбрасываемой воде с возможностью регулирования установки 0 – 15 ppm. При фиксации системой превышения заданной установки она автоматически перенаправляет сброс обработанной воды в танк сбора льяльных вод, не допуская попадания воды с повышенным содержанием масла за борт.

Сепаратор такого типа способен обеспечить высокий уровень очистки льяльных вод, поддерживать стабильную работу в автоматическом режиме и легок в обслуживании и эксплуатации. Для обслуживания требуется лишь через определенные интервалы работы менять коалесцеры обеих частей установки на чистые. В случае невозможности работы сепаратора льяльных вод, предусмотрена возможность настройки системы для откачки льял насосом на берег.

8. ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ

Выбранный прототип Главного Двигателя на проектируемое судно, изготовлен с учетом работы на тяжёлом высокосернистом топливе (IFO-380HS). Цена данного топлива в порту Санкт-Петербурга на 15 Июля 2020 года составляет 305 \$US за тонну. Также двигатель может работать на дистиллятных сортах топлив, к примеру, Ultra Low Sulphur Fuel Oil (ULSFO). Цена на ULSFO в порту Санкт-Петербурга на 10 Июля 2020 года составляет 360 \$US за тонну [13].

Использование тяжелого высокосернистого топлива экономически выгоднее, но применение его без дополнительного оборудования (Скруббер) невозможно. Из-за новых ограничений по выбросам оксидов серы в атмосферу. В связи с этим было принято решение, установить на проектируемое судно систему очистки отработавших газов (Скруббер).

Цена на скрубберы варьируется в зависимости от типа скруббера, размеров, производительности, а также в зависимости от того устанавливается скруббер на новое судно или модернизируется старое. Сумма для установки скруббера на новое судно лежит в диапазоне от 2 до 10 млн. долларов [22]. Возьмем примерную цену, с учетом размеров судна и типа скруббера, в размере 5 млн. долларов.

Среднесуточный расход тяжелого дизельного топлива составляет:

$$Q_{\text{сут}} = g_e \cdot N_e \cdot 24 = 0,176 \cdot 18034 \cdot 24 = 76,176 \frac{\text{т}}{\text{сут}}$$

Для расчета берем 17 дней, как среднее количество дней в месяц, когда судно будет находиться в пути:

$$n_{\text{в год}} = n_{\text{в пути}} \cdot 12 = 17 \cdot 12 = 204 \text{ суток.}$$

В год судно находится в пути 204 дня.

За это время при суточном расходе топлива $Q_{\text{сут}}=76,176$ т./сут., судно израсходует:

$$Q_{\text{год}} = Q_{\text{сут}} \cdot n_{\text{в год}} = 76,176 \cdot 204 = 15540 \text{ тонн.}$$

Судно примерно израсходует 15540 тысяч тонн топлива для главного двигателя на полном ходу. Это число без учета швартовых операций, выхода судна на номинальные обороты, простоев судна и любых других факторов, которые могут увеличить данное число.

При использовании тяжелого топлива, в год будет затрачено:

$$R_{\text{ТТ}} = Q_{\text{Год}} \cdot U_{\text{ТТ}} = 15540 \cdot 305 = 4739700(\$US).$$

При использовании, ULSFO в год будет затрачено:

$$R_{\text{ТТ}} = Q_{\text{Год}} \cdot U_{\text{ULSFO}} = 15540 \cdot 360 = 5283600(\$US).$$

Разница в цене будет равна 855 тыс. долларов.

Так же необходимо добавить к этому затраты на эксплуатацию в виде 10 тысяч долларов в год. Получается, что в год при использовании скруббера вместе с тяжелым высокосернистым топливом, экономия составит 865 тыс. долларов в год, по сравнению с использованием Ultra Low Sulphur Fuel Oil.

Не стоит забывать, что сейчас из-за принятых ограничений и запрете в использовании тяжелого высокосернистого топлива без оборудования по обработке отработавших газов, произойдет избыток тяжелого высокосернистого топлива на бункеровочном рынке. По этой причине возможен спад в цене на данные сорта топлива, что не стоит ожидать от цен на дистиллятные сорта.

Из проделанных расчетов видно, что при цене на скруббер в 5 млн. долларов его окупаемость будет составлять семь лет, после ввода судна в эксплуатацию. При правильной логистике судовой компании, использования более дешевых мест для бункеровки, а также с возможным спадом в цене на тяжелое топливо и ростом цен на дистиллятное топливо, период окупаемости может наступить гораздо раньше.

Подводя итоги, считаю, что целесообразно в экономическом плане применение скруббера для реализации требований по сокращению выбросов оксида серы 2020 года.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Достижение цели разработки определялось решением ряда поставленных задач. В ходе выполнения ВКР и решения поставленных задач были достигнуты следующие результаты:

1. Поставленная задача по достижению судном скорости в 15 узлов при дедвейте 60000 тонн решалась в ходе расчета ходкости судна. На основании расчета была определена мощность пропульсивного комплекса с прямой передачей – не менее 14635 кВт при частоте вращения коленчатого вала двигателя 90 оборотов в минуту, а также заданы параметры движителя – винта фиксированного шага: количество лопастей – 4, диаметр винта – 7,9 м, H/D – 0,77.
2. В качестве прототипа главного двигателя был принят шестицилиндровый двухтактный двигатель фирмы «MAN Diesel & Turbo» серии K80MC. На основе выбранного прототипа, был разработан проект главного двигателя 6ДКРН 75/280, произведен расчет рабочих процессов, в ходе которого, с учетом запаса мощности агрегата, были определены основные параметры главной энергетической установки: $N_e=18300$ кВт; $p_e=16,4$ бар, $g_e=0,174$ кг/кВт · ч.
3. В ходе расчета судовой электростанции были выбраны три вспомогательных дизель - генератора 6L23/30H фирмы CSSC MARINE POWER мощностью 960 кВт при частоте вращения коленчатого вала 900 об/мин. Так же был выбран аварийный автоматизированный дизель-генератор типа 6СТ/СТА-D(M) мощностью 145 кВт.
4. В обеспечение экологической безопасности СЭУ танкера на основании выполненного анализа известных способов ограничения выбросов оксидов серы (SO_x) в атмосферу с учетом специфики предполагаемой эксплуатации судна, предпочтение было отдано технологии скрубберной системы гибридного типа как наиболее подходящей для проектируемого судна, главный двигатель которого предназначен для работы на тяжелом

высокосернистом топливе (IFO-380HS). Оборудованное данной системой судно полностью удовлетворяет нововведенным правилам «ИМО 2020».

5. В работе уделено внимание надежности отдельных элементов конструкции главного двигателя. Рассмотрены основные неисправности наиболее изнашиваемых и уязвимых узлов топливной аппаратуры – топливных форсунок, проработаны методы поиска неисправностей и технологии ремонта.
6. Осуществлен выбор оборудования для обеспечения безвахтенного обслуживания и соответствия знаку автоматизации AUT1-ICS. Для этого была выбрана единая интегрированная система автоматизации (Integrated automation system, IAS) «Kongsberg K-Chief 600 Automation System», в состав которой входит система управления главной энергоустановкой «Kongsberg AutoChief 600 Propulsion Control System».
7. Отдельное внимание в работе уделено безопасности жизнедеятельности. Разработана система пожаротушения, в частности, для тушения пожаров в МО была выбрана углекислотная система пожаротушения.
8. Выполненное технико-экономическое обоснование свидетельствует, что установка скруббера является более выгодной, чем замена на альтернативные виды топлива. Расчет показал, что экономия составит 865 тыс. долларов в год. Так же в ходе расчета было посчитано, что окупаемость установки скруббера наступает после 5 лет эксплуатации, при этом анализ состояния и динамики рынка указывает на возможность выйти на окупаемость гораздо раньше благодаря ожидаемому росту существующего разрыва между стоимостью традиционного и совместимого с ним альтернативного, соответствующего требованиям ИМО топлива.

Основываясь на вышесказанном можно утверждать, что цель выпускной квалификационной работы достигнута.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Конвенция МАРПОЛ 73/78. // СПб, ЦНИИМФ. – 2012. – 762 с.
2. ИМО 2020: как снизить уровень серы в судовом топливе. [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <https://seacomm.ru/dokumentacija/14324> (дата обращения:10.02.2021).
3. Милькин Г.Т. Расчёт сопротивления воды движению судна и буксировочной мощности // СПб.: Изд-во ГМА им. адм. С.О. Макарова. – 2012. – 52 с.
4. Милькин Г.Т. Учебно-методическое пособие «Расчет элементов гребных винтов, скорости хода и потребной мощности силовой установки судна» // Изд-во ГМА им. адм. С.О. Макарова. – 2014. – 55 с.
5. Пунда А. С., Веселков Н. А., Пальтов С.А. Расчет рабочих процессов судовых дизелей // СПб.: Изд-во ГМА им. адм. С.О. Макарова. – 2011. – 68 с.
6. Руководство по эксплуатации и техническому обслуживанию двигателя MAN B&W K80MC. // MAN. – 2014. – 387 с.
7. Правила РМРС Правила классификации и постройки морских судов, часть XI «Электрическое оборудование» НД:2-020101-124 от 08.04.2020 – 90 с.
8. Соединений серы и азота в атмосфере [Электронный ресурс] - Режим доступа <https://ecoportal.su/public/atmosphere/view/756.html> (дата обращения 1.03.2021).
9. Петров А. П. Экологическая безопасность. Ограничение выбросов серы судовыми энергетическими установками / А. П. Петров, Г. Е. Живлюк // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. — 2019. — Т. 11. — № 1. — С. 130–145. DOI: 10.21821/2309-5180-2019-11-1-130-145.
10. ISO 8217 Национальный стандарт российской федерации топлива судовые [Электронный ресурс] <https://docs.cntd.ru/document/1200084349> (дата обращения 1.03.2021).
11. Иванченко А.А. Энергетическая эффективность судов и регламентация выбросов парниковых газов / А.А. Иванченко, А.П. Петров, Г.Е Живлюк // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени

адмирала С.О Макарова -2015.-№3 (31).-С. 103-112. DOI: 10.21821/2309-5180-2015-7-3-103-112.

12. Пьяе П. А. Анализ способов снижения содержания соединений серы в выпускных газах судовых двигателей / П. А. Пьяе // Вестник Государственного университета морского и речного флота имени адмирала С. О. Макарова. - 2018. - Т. 10. - № 4. - С. 793–803. DOI: 10.21821/2309-5180-2018-10-4- 793-803.
13. Bunker fuel prices [Электронный ресурс] — Режим доступа: <https://www.oilmonster.com/bunker-fuel-prices> (дата обращения: 1.03.2021)
14. Возницкий И.В. Топливная аппаратура судовых дизелей./ И.В. Возницкий,- М.: Моркнига, 2007.-122с.
15. Никитин А.М., Черепнин В.В. Система технического обслуживания судов. Определение периодичности регламентных работ по техническому обслуживанию судовых технических средств // Спб.: Изд-во ГМА им. адм. С.О. Макарова. – 2012. – 24 с.
16. Форсунки судовых дизелей [Электронный ресурс]. — Режим доступа:<https://mirmarine.net/dvs/toplivnye-sistemy/sistemy-vpryska-topliva-neposredstvennogo-dejstviya-s-mekhanicheskim-privodom/399-forsunki-sudovykh-dizelej> (дата обращения:14.03.2021).
17. Правила РМРС Правила классификации и постройки морских судов, часть XV «Автоматизация» НД:2-020101-124 от 08.04.2020 – 90 с
18. Руководство по эксплуатации AutoChief 600. // Kongsberg Maritime AS. – 2013. – 46 с.
19. Шадрин А.Б. Автоматизированные системы управления судовыми энергетическими установками // СПб: Изд-во ГМА им. адм. С.О. Макарова. – 2018. – 207 с.
20. Система Углекислотного пожаротушения высокого давления правила и нормы проектирования. РД5Р.30.031-84 [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://pandia.ru/text/78/081/94468.php> (дата обращения 15.03.2021 год).

21. Правила РМРС [Электронный ресурс] – Режим доступа: <https://rs-class.org/> (дата обращения 15.03.201год).
22. Аппараты газоочистки на судах гражданского и военного морского флота [Электронный ресурс] — Режим доступа <https://gas-cleaning.ru/article/morskoi-skrubber> (дата обращения:19.03.2021).