

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

Институт энергетики и электротехники

(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»

(наименование кафедры)

13.03.03 «Энергетическое машиностроение»

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Двигатели внутреннего сгорания

(направленность (профиль/специализация))

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

на тему Повышение экологических и экономических показателей
силовой установки на базе дизельного двигателя

Студент

Д.А. Зотов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

Д.А. Павлов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Консультанты

М.И. Фесина

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

А.Г. Егоров

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

О.Н. Брега

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Допустить к защите
Заведующий кафедрой

к.т.н. Д.А. Павлов

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

(личная подпись)

« ___ » _____ 2017 г.

Тольятти 2017

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Тольяттинский государственный университет»
Институт энергетики и электротехники
(наименование института полностью)
Кафедра «Энергетические машины и системы управления»
(наименование кафедры)

УТВЕРЖДАЮ
Зав. кафедрой ЭМиСУ
Д.А. Павлов
(подпись) (И.О. Фамилия)
« ____ » _____ 2017г

ЗАДАНИЕ
на выполнение бакалаврской работы

Студент Зотов Денис Александрович

1. Тема Повышение экономических и экологических показателей
силовой установки на базе дизельного двигателя

2. Срок сдачи студентом законченной бакалаврской работы 26-28 июня

3. Исходные данные к бакалаврской работе : $V_{л}=25,9$ л

4. Содержание выпускной квалификационной работы (перечень подлежащих разработке
вопросов, разделов)

5. Ориентировочный перечень графического и иллюстративного материала _____
6 чертежей формата А 1

6. Консультанты по разделам Аннотация; Безопасность жизнедеятельности и экология

7. Дата выдачи задания « 28 » марта _____ 2017 г.

Руководитель бакалаврской работы _____ Д.А. Павлов
(подпись) (И.О. Фамилия)

Задание принял к исполнению _____ Д.А.Зотов
(подпись) (И.О. Фамилия)

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Тольяттинский государственный университет»

Институт энергетики и электротехники

(наименование института полностью)

Кафедра «Энергетические машины и системы управления»

(наименование кафедры)

УТВЕРЖДАЮ

Зав. кафедрой ЭМиСУ

_____ Д.А. Павлов

(подпись) (И.О. Фамилия)

« ____ » _____ 2017г

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН
выполнения бакалаврской работы

Студента Зотова Дениса Александровича

Повышение экономических и экологических показателей

по теме _____

силовой установки на базе дизельного двигателя

Наименование раздела работы	Плановый срок выполнения раздела	Фактический срок выполнения раздела	Отметка о выполнении	Подпись руководителя
Состояние вопроса				
Тепловой расчет				
Динамический и кинематический расчет				
Специальная часть				
Безопасность жизнедеятельности				
Защита ВКР				

Руководитель бакалаврской работы

_____ (подпись)

Д.А. Павлов

_____ (И.О. Фамилия)

Задание принял к исполнению

_____ (подпись)

Д.А. Зотов

_____ (И.О. Фамилия)

АННОТАЦИЯ

Тема данной дипломной работы является повышение экономических и экологических показателей дизельного двигателя. Автор Зотов Денис Александрович. Проект посвящен разработке новой системы выхлопа, для того, чтобы улучшить экологические показатели и снизить расход топлива двигателя ЯМЗ 850.10. Выпускная работа состоит из пояснительной записки на 68 страниц, включая 7 рисунков, 6 таблиц, списка 28 источников, в том числе 5 источников на иностранном языке и 2 приложений, и чертежей на 6 листах формата А1.

Цель работы – сообщить сведения о системе выпуска отработавших газов дизельного двигателя внутреннего сгорания.

Объектом дипломной работы является процесс очистки выхлопных газов с помощью сажевого фильтра и работы дизельного двигателя внутреннего сгорания.

Дипломная работа может быть разделена на следующие логические взаимосвязанные части: общая информация о проблеме дизельных генераторов, проектирование чертежей деталей и обоснование рационального использования новой выхлопной системы двигателя ЯМЗ 850.10.

Мы начинаем с постановки задачи, а затем логически переходим к ее возможным решениям.

Сначала мы обсуждаем экологические проблемы дизельных генераторов. Мы используем официальные данные от производителей и поставщиков. Выбирая конкретный двигатель, мы производим анализ показателей и модернизируем данный двигатель. Также мы изучаем дизельный двигатель и его системы. Мы анализируем и сравниваем основные компоненты двигателя для его дальнейшего совершенствования. Далее мы делаем тепловой расчет двигателя.

В итоге, мы проектируем систему выпуска отработавших газов, тем самым улучшая экологические и экономические показатели двигателя.

ABSTRACT

The topic of the given diploma paper is increasing economic and environmental indicators of diesel engine. The author dwells on Zotov Denis Alexandrovich. The project is devoted to designing a new exhaust system, in order to improve environmental performance and reduce fuel consumption of the engine YaMZ 850.10. The graduation work consists of an explanatory note on 67 pages, including 7 figures, 6 tables, the list of 28 reference including 5 foreign sources and 2 appendices, and the graphic part on 6 A1 sheets.

The aim of the work is to give some information about the exhaust system of a diesel internal combustion engine.

The object of the diploma paper is the process of cleaning the exhaust gases with a particulate filter and the subject is work of the diesel engine of internal combustion.

The graduation work may be divided into several logically connected parts which are: general information on the problem of diesel generators, the design part drawings and substantiation of rational use of the new exhaust system on this engine.

We start with the statement of the problem and then logically pass over to its possible solutions.

We first discuss the environmental problems of diesel generators. We use the official data of the manufacturers and suppliers. Choosing a specific engine we produce the analysis of indicators and modernize it. We also study how the diesel engine and its systems. We analyze and compare the main components of the engine to further improve its performance. Next we do a thermal calculation engine.

In the end, we are designing the exhaust system, thereby improving environmental and economic performance of this engine.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	7
1 АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА.....	8
1.1 Нейтрализация отработавших газов в выпускной системе двигателей, работающих на дизельном топливе.	10
1.2 Комплексная очистка отработавших газов дизельного ДВС.	10
1.3 Сажевые фильтры.	10
1.4 Принцип действия.....	11
1.5 Регенерация сажевого фильтра с каталитическим покрытием.....	12
2 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ И ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА ДИЗЕЛЬНОМ ТОПЛИВЕ	15
2.1. Топливо	15
2.2. Процесс впуска:.....	17
2.3. Процесс сжатия	19
2.4. Процесс сгорания	20
2.5. Процесс Расширения	22
2.6. Индикаторные параметры рабочего цикла	23
2.7. Эффективные показатели двигателя.....	24
2.8. Основные параметры двигателя	25
2.9. Тепловой баланс.....	25
2.10. Построение индикаторной диаграммы.....	26
3 КИНЕМАТИКА.....	32
4. ДИНАМИКА.....	35
5 СПЕЦИАЛЬНАЯ ЧАСТЬ.....	43
6 БЕЗОПАСНОСТЬ ЖИЗНЕДЕЯТЕЛЬНОСТИ И ЭКОЛОГИЯ	61
ЗАКЛЮЧЕНИЕ	66
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	67
ПРИЛОЖЕНИЕ А	70
ПРИЛОЖЕНИЕ Б.....	71

ВВЕДЕНИЕ

Для развития технологического прогресса изобретение двигателя внутреннего сгорания играло важную роль. Для транспортной индустрии появление двигателя внутреннего сгорания сыграло решающее значение. После создания ДВС конструкторы использовали все свои ресурсы для увеличения экономических и экологических показателей двигателей. Было важно, чтобы двигатели работали в разных климатических условиях безотказно.

Со временем двигатель внутреннего сгорания стал занимать лидирующее место в транспорте, а также чуть позже в промышленности и домашнем хозяйстве.

После создания экологических стандартов, заводам - изготовителям двигателей было важно увеличение не только мощностных и экономических показателей, но и увеличение экологических показателей двигателя.

Для улучшения экологических показателей транспортных средств в настоящее время в промышленности реализуются программы по установке катализаторов и сажевых фильтров. Они позволяют повысить экологические показатели.

Данная работа посвящена влиянию впускной и выпускной системы на показатели ДВС.

С учетом вышесказанного были спроектированы впускная и выпускная системы стационарной установки на базе дизельного двигателя ЯМЗ 850.10

1 Состояния вопроса

Все виды двигателей внутреннего сгорания наносят большой ущерб биосфере.

В наше время одной из важнейших проблем, которая стоит перед всем человечеством, является уменьшение загрязнения атмосферного воздуха вредными выбросами, содержащиеся в отработавших газах двигателей. Единственным способом ее решения является снижение токсичных веществ, выбрасываемых в атмосферу ДВС. В разы снизить токсичность отработавших газов позволяют системы нейтрализации, которые играют важную роль [1]. Актуальность этой проблемы объясняет выбор моей темы.

Загрязнения воздуха и выбросы в окружающую среду окислов азота, серы, углерода, углеводородов и альдегидов, а также взвешенных частиц – аэрозолей является следствием загрязнения окружающей среды при работе двигателей внутреннего сгорания [2]. Целью работы было повысить экологические показатели двигателя ЯМЗ 850.10. В связи с этим было принято решение о постановке следующей задачи: исследовать способы нейтрализации вредных веществ в системах дизельных двигателей, их реализацию и выбор наиболее рациональных способов решения данной проблемы.

Было создано много способов и методов, которые позволяли уменьшить содержание вредных веществ в отработавших газах, а также снизить их токсичность [3]. Разработаны стандарты токсичности выхлопных газов двигателей внутреннего сгорания. В данный момент создаются и воплощаются разнообразные меры по снижению загрязнения окружающей среды токсичными выбросами двигателей. Они включают в себя:

- повышение качества изготовления в результате усовершенствование конструкций ДВС [4];
- использование разнообразных присадок к топливу;
- создание новых видов топлива;

-разработка энергетических установок, которые выбрасывают значительно меньше вредных веществ;

-изобретение устройств, которые снижают содержание вредных веществ в выхлопных газах [5].

На практике стало понятно, что достичь необходимого уровня токсичности выхлопных газов, которое требует законодательство развитых стран, тремя первыми способами практически невозможно. В связи с этим нейтрализация отработавших газов в системе выпуска получила большое распространение [6]. Так как вышедшие из цилиндров двигателя токсичные пары, нейтрализуются до их выброса в окружающую среду.

В настоящее время существует несколько способов нейтрализации выхлопных газов в выпускной системе автомобиля [7]:

-окисление отработавших газов, с помощью подачи к ним дополнительного воздуха в термических реакторах. Термические реакторы устанавливаются на многих двигателях, которые производят по всему Миру. Он представляет собой теплоизолированный объем со специальной организацией течения уходящих газов, устанавливаемый в выпускной системе ДВС и осуществляющий до окисления токсичных компонентов за счет собственного тепла отходящих газов. Таким образом, от наличия присадок и вида сжигаемого топлива термическая нейтрализация не зависит. Однако уменьшив тепло потери, путем применения приставок - экранов, теплоизоляцией корпуса реактора, с использованием тепла реакции окисления, а также кратковременным уменьшением угла опережения зажигания можно повысить температуру отработавших газов в реакторе. Реакторы очень эффективны при работе на режимах богатой смеси при больших нагрузках, не выходят из строя со временем, однако не дают полного окисления СО и СН и не восстанавливают NO_x , поэтому применяются перед каталитическим нейтрализатором как дополнительные устройства.

-поглощение токсичных компонентов жидкостью в жидкостных нейтрализаторах. Из-за необходимости частой замены жидкости и низкой эффективности, широкого распространения этот способ не получил.

-установка каталитических нейтрализаторов и сажевых фильтров (на автомобилях, работающих на дизельном топливе) – Наиболее актуальный способ.

1.1 Нейтрализация отработавших газов в выпускной системе двигателей, работающих на дизельном топливе.

В таком двигателе топливо впрыскивается в цилиндр, уже наполненный сжатым воздухом. В этом случае времени на образование "правильной" горючей смеси просто не остается. При тончайшем распылении не все микрочастицы топлива могут успеть обзавестись необходимым количеством молекул кислорода из-за чего и появляется сажа. Уменьшение температуры в цилиндрах, как это делают в бензиновых ДВС только ухудшает ситуацию.

1.2 Комплексная очистка отработавших газов дизельного ДВС.

Современные системы комплексной очистки выхлопных газов для дизельных двигателей состоят из нейтрализаторов (жидкостных и каталитических) и сажевых фильтров.

1.3 Сажевые фильтры.

В современных фильтрах принцип остался прежним. Чтобы добиться необходимой температуры для сгорания частиц сажи необходимо разместить фильтр после выпускного коллектора. Контроллер включает режим многофазного впрыска через каждые 400-550 км пробега, тем самым увеличивается количество подающегося топлива. Поверхность фильтрующего

элемента покрыта тонким слоем катализатора, который дополнительно увеличивает температуры отработавших газов до 550-610°C.

Фильтрующий элемент состоит, как правило, из керамического (карбид кремния) микропористого материала. Фильтрующая поверхность достаточно большая так как, толщина стенок между ее каналами не больше 0,5 мм. Часто такую поверхность изготавливают из сверхтонкого стального материала, который покрывают новым катализатором. Фильтрующий элемент настолько плотный, и это позволяет удерживать до 79% частиц размером 21-99 н м.

Современные сажевые фильтры активно участвуют в управлении работы ДВС. Обогащение топливной смеси включается по сигналу от датчиков давления, которые установлены на входе и выходе сажевого фильтра. В случае существенной разности показаний, электронный блок управления двигателем (ЭБУ) принимает это как признак закупоренного фильтрующего элемента частицами сажи. Датчик температуры позволяет контролировать выжигание.

1.4 Принцип действия

Рассмотрев двигатель ЯМЗ 850.10, выявили у него ряд его особенностей. Данный двигатель оснащён двумя турбокомпрессорами. Поэтому целесообразно установить сажевый фильтр с каталитическим покрытием после турбокомпрессора в непосредственной близости от двигателя. В данном случае применяется сажевый фильтр с каталитическим покрытием, который конструктивно объединен с нейтрализатором окислительного типа. Таким образом имеющий общий корпус агрегат выполняет функции как фильтра, так и нейтрализатора.

Сажевый фильтр задерживает содержащиеся в ОГ частицы сажи. Функция нейтрализатора заключается в окислении углеводородов (НС) и оксида углерода (СО) до воды (H₂O) и диоксида углерода (СО₂). Структура фильтра представляет собой структуру в виде ячеек, которые состоят из керамики на основе карбида кремния. Керамическая матрица заключена в

корпус, сделанный из металла. Через неё Она проходит большое количество параллельно расположенных каналов с малым сечением, которые закрыты попеременно с одной из сторон. Соответственно есть впускные и выпускные каналы, которые между собой разделены фильтрующими стенками.

Эти стенки изготавливают из пористого карбида кремния, покрывают смесью оксидов алюминия и церия, которые выполняют функцию подложки для катализатора. Платина используется в качестве катализатора. Каналы сажевого фильтра закрыты попеременно со стороны впуска или выпуска. Газы, содержащие частицы сажи проходят через пористые стенки из карбида кремния. Частицы сажи остаются во впускных каналах. Газ легко проходит через поры стенок каналов.



Рисунок 1 - Сажевый фильтр с каталитическим покрытием

1.5 Регенерация сажевого фильтра с каталитическим покрытием

Существует активная и пассивная регенерация в режимах работы сажевых фильтров с каталитическим покрытием.

За счет действия катализатора и высокой температуры выхлопных газов (360-510°C) происходит непрерывное окисление сажи в фильтрующем элементе. Химические преобразования при пассивной регенерации происходят следующим образом:

- в реакцию с кислородом вступают оксиды азота, (с присутствием катализатора) образуется диоксид азота;
- диоксид азота вступает в реакцию с частицами сажи, (углеродом) образуется оксид азота и угарный газ;
- оксид азота и угарный газ вступают в реакцию с кислородом. Образуется диоксида азота и углекислого газа.

Процесс активной регенерации происходит при температуре 610-660° С, которая создается с помощью ЭБУ дизеля. На основании оценки пропускной способности сажевого фильтра определяется потребность интенсивной регенерации. Она выполняется при помощи датчиков управления ДВС: расходомера воздуха; температуры выхлопных газов до сажевого фильтра; температуры выхлопных газов после сажевого фильтра; перепада давления в сажевом фильтре.

ЭБУ делает дополнительную подачу топлива в камеру сгорания, уменьшает подачу воздуха в двигатель (уменьшает коэффициент избытка воздуха) и прекращает рециркуляцию ОГ. Эти процессы контролируются ЭБУ на основании показателей электрических сигналов датчиков. В следствии этого температура выхлопных газов поднимается до требуемой для рециркуляции величины.

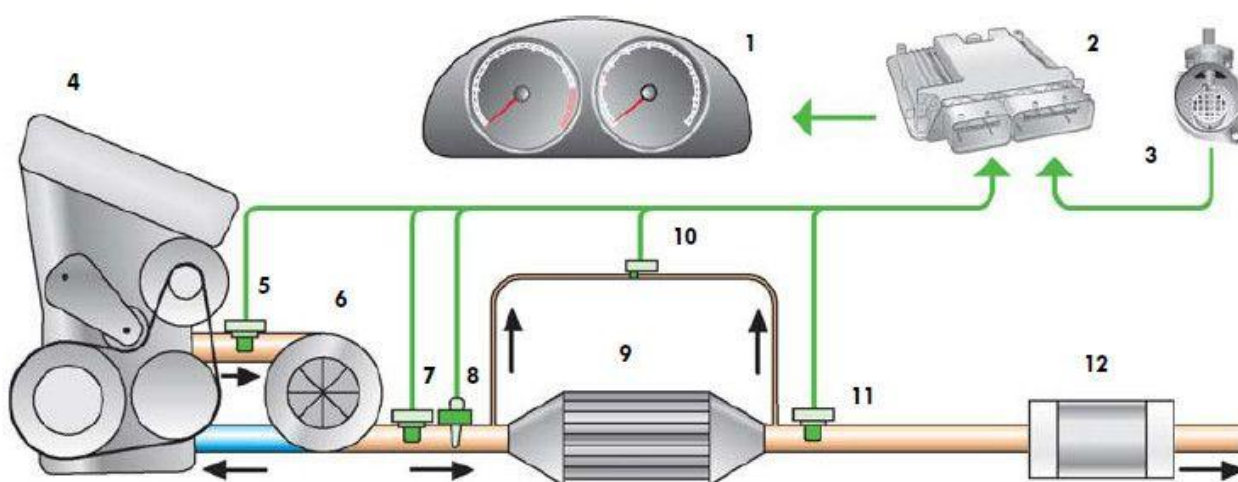


Рисунок 2 - Схема расположения системы нейтрализации отработавших газов

1-Панель приборов; 2-Блок управления двигателем; 3-Расходомер воздуха;
4-Дизельный двигатель; 5-Датчик температуры отработавших газов перед турбокомпрессором; 6-Турбокомпрессор; 7-Датчик температуры отработавших газов перед сажевым фильтром; 8-Кислородный датчик; 9-Сажевый фильтр; 10-Прибор показывающий изменение давления в сажевом фильтре; 11-Датчик температуры отработавших газов после сажевого фильтра; 12-Глушитель.

2 Тепловой расчет и тепловой баланс двигателя внутреннего сгорания, работающего на дизельном топливе

Тепловой расчет выполнен по методике Вибе. Исходные данные: Двигатель ЯМЗ 850.10 двенадцатицилиндровый, $i = 12V_d=25,9$ л, частота вращения коленчатого вала $n = 2200$ об/мин. Степень сжатия $\varepsilon = 15,2$.

При проведении теплового расчёта для нескольких скоростных режимов обычно выбирают 3-4 основных режима. Для дизельных двигателей такими режимами являются:

- режим минимальной частоты вращения $n_{\min} = 600 \text{ мин}^{-1}$
- режим максимально крутящего момента при $n_m = 2200 \text{ мин}^{-1}$
- режим максимальной (номинальной) мощности $n_N = \text{мин}^{-1}$
- режим максимальной скорости движения автомобиля при $n_m = \text{мин}^{-1}$

2.1. Топливо

Элементный состав дизельного топлива:

$C = 0,870$; $H = 0,126$; $O = 0,004$ [8],

где C , H и O - массовые доли углерода, водорода и кислорода в 1 кг топлива.

Низшая теплота сгорания топлива:

$$H_u = 33,91C + 125,60H - 10,89(O - S) - 2,51(9H + W) = 33,91 \times 0,874 + 125,60 \times 0,126 - 10,89 \times 0,004 - 2,51 \times 9 \times 0,126 = 42\,437 \text{ кДж/кг} \quad (1)$$

Необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива (теоретическое)

$$L_0 = \frac{1}{0,208} \frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} = \frac{1}{0,208} \frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} + \frac{0,004}{32} = 0,500 \text{ кмоль возд./кг топл.}; \quad (2)$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \frac{8}{3} C + 8H - O = \frac{1}{0,23} \frac{8}{3} 0,87 + 8 \cdot 0,126 - 0,004 = 14,452 \text{ кг возд./кг топл.}; \quad (3)$$

Количество свежего заряда:

$$\text{при } \alpha = 1,7; M_1 = \alpha \cdot L_0 = 1,7 \cdot 0,5 = 0,85 \text{ кмоль св. зар. / кг топлива}, \quad (4)$$

где α - коэффициент избытка воздуха [9];

α определяет состав топливо - воздушной смеси.

Количество отдельных компонентов продуктов сгорания:

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} = \frac{0,87}{12} = 0,07 \text{ кмоль } CO_2 / \text{кг топл.}; \quad (5)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} = \frac{0,126}{2} = 0,06 \text{ кмоль } H_2O / \text{кг топл.};$$

$$M_{O_2} = 0,208 \cdot \alpha - 1 \cdot L_0 = 0,208 \cdot 1,7 - 1 \cdot 0,5 = 0,0728 \text{ кмоль} \quad (6)$$

$$M_{N_2} = 0,792 \cdot \alpha \cdot L_0 = 0,792 \cdot 1,7 \cdot 0,5 = 0,6732 \text{ кмоль } N_2 / \text{кг топл.} \quad (7)$$

Общее количество продуктов сгорания:

$$M_2 = M_{CO_2} + M_{H_2O} + M_{O_2} + M_{N_2} = 0,0725 + 0,063 + 0,0728 + 0,6732 = 0,8815 \text{ кмоль пр. сг./кг топл.} \quad (8)$$

Параметры окружающей среды и остаточные газы:

$$p_0=0,1013 \text{ МПа}; T_0= 302\text{К}.$$

$$p_k=0,2 \text{ МПа}$$

Температура окружающей среды:

$$T_k = T_0(p_k/p_0)^{(n_k-1)/n_k} = 293 \cdot (0,17/0,1)^{\frac{1,65-1}{1,65}} = 396,828 \text{ К}, \quad (9)$$

где n_k – показатель поли тропы сжатия

Температура и давление остаточных газов.

$$T_r = 880\text{К}; p_r=0,95; p_k= 0,95 \cdot 0,2 = 0,19 \text{ МПа}.$$

2.2. Процесс впуска:

$$\rho_k = p_k \cdot \frac{10^6}{R_B T_k} = 0,2 \cdot \frac{10^6}{287 \cdot 396,828} = 1,7585 \text{ кг/м}^3, \quad (10)$$

где $R_B = 287 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{град})$ – постоянная газовая воздуха (удельная).

Потери давления на впуске в двигателе внутреннего сгорания:

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{вп}) \omega_{вп}^2 \rho_k \cdot 10^{-6} / 2 = 2,7 \cdot 70^2 \cdot 1,7585 \cdot 10^{-6} / 2 = 0,0241 \text{ МПа} \quad (11)$$

где, β - коэффициент затухания скорости движения заряда в рассматриваемом сечении цилиндра [10];

$\xi_{ВП}$ - коэффициент сопротивления впускной системы, отнесенный к наиболее узкому ее сечению [11];

$\omega_{ВП}$ - средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы (как правило, в клапане или продувочных окнах), м/с [12];

ρ_k - плотность заряда на впуске (при отсутствии наддува $\rho_k = \rho_0$), кг/м³ [13].

Давление в конце впуска

$$p_a = p_k - \Delta p_a = 0,2 - 0,00241 = 0,18 \text{ МПа} [14]. \quad (12)$$

Коэффициент остаточных газов

$$y_r = \frac{T_{k+\Delta T}}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r} = \frac{396,828+10}{880} \cdot \frac{0,19}{15,2 \cdot 0,18 - 0,95} = 0,2461, \quad (13)$$

где ΔT - температура подогрева свежего заряда при его контакте со стенками впускного трубопровода и цилиндра [15];

Температура в конце впуска

$$T_a = (T_k + \Delta T + \gamma_r T_r) / (1 + \gamma_r) = (396,828 + 10 + 0,0261 \cdot 880) / (1 + 0,0261) = 489,21 \text{ К} [16]. \quad (14)$$

Коэффициент наполнения:

$$\eta_v = T_k(\varepsilon p_a - p_r) / [(T_k + \Delta T) (\varepsilon - 1) p_k] = 396,828 \cdot (15,2 \cdot 0,18 - 0,19) / [(396,828 + 10) \cdot (15,2 - 1) \cdot 0,2] = 0,592. \quad (15)$$

2.3. Процесс сжатия

$$k_1 = 1,35; n_1 = 1,36$$

При $\varepsilon = 15,2$ и $T_a = 489,21$ К

Давление и температура в конце сжатия

$$p_c = p_a \varepsilon^{n_1} = 0,18 \cdot 15,2^{1,36} = 7,12 \text{ Мпа} [17]; \quad (6)$$

$$T_c = T_a \varepsilon^{n_1 - 1} = 489,21 \cdot 15,2^{1,36 - 1} = 1303,06 \text{ К}. \quad (17)$$

$$t_c = T_c - 273 = 1030,06 \text{ }^\circ\text{С}. \quad (18)$$

Средняя молярная теплоёмкость в конце сжатия:

а) воздуха:

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot t_c; \quad (19)$$

$$(mc_v)_{t_0}^{t_c} = 20,6 + 2,638 \cdot 10^{-3} \cdot 1030,06 = 23,317 \text{ кДж / (к моль} \cdot \text{град)}. \quad (20)$$

б) остаточных газов;

– при $\alpha = 1,7$ и $t_c = 1030,06$ °C

$$(mc_v'')_{t_0}^{tc} = 25,15 \text{ кДж / (к моль} \cdot \text{град)}; \quad (21)$$

в) рабочей смеси

$$(mc_v')_{t_0}^{tc} = [1/(1+\gamma_r)] \cdot [(mc_v)_{t_0}^{tc} + \gamma_r (mc_v'')_{t_0}^{tc}] = [1/(1+0,2461)] \cdot (23,317 + 0,2461 \cdot 25,15) = 23,68 \text{ кДж / (к моль} \cdot \text{град)}; \quad (22)$$

2.4. Процесс сгорания

Коэффициент молекулярного изменения свежей смеси:

$$\mu_0 = M_2/M_1 = 0,88/0,85 = 1,037. \quad (23)$$

Коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси

$$\mu = (\mu_0 + \gamma_r) / (1 + \gamma_r) = (1,035 + 0,2461) / (1 + 0,2461) = 1,0297 \quad (24)$$

Теплота сгорания рабочей смеси

$$H_{\text{раб. см}} = H_u [M_1 (1 + \gamma_r)] = 42437 \cdot [0,85 \cdot (1 + 0,2461)] = 44948,63 \text{ кДж / кмоль раб. см.} \quad (25)$$

Средняя молярная теплоёмкость продуктов сгорания

$$mc_{t_0}^{t_z} = \frac{1}{M_2} M_{CO_2} mc_{vCO_2}^{t_z} + M_{H_2O} mc_{vH_2O}^{t_z} + M_{O_2} mc_{vO_2}^{t_z} + M_{N_2} mc_{vN_2}^{t_z}; \quad (26)$$

$$(mc_{v''})_{t_0}^{t_z} = (1/0,8815)[0,0725(39,123 + 0,003349t_z) + 0,063(26,67 + 0,004438t_z) + 0,0728(23,723 + 0,00155t_z) + 0,6732(21,951 + 0,001457t_z)] = 23,847 + 0,00183t_z; \quad (27)$$

$$(mc''_p)_{t_0}^{t_z} = 23,847 + 0,00183t_z + 8,315 = 32,162 + 0,00183t_z. \quad (28)$$

Температура в конце видимого процесса сгорания:

$$\xi_z H_{\text{раб.см}} + [(mc'_v)^{t_z}_{t_0} + 8,315\lambda]t_c + 2270(\lambda - \mu) = \mu(mc''_p)_{t_0}^{t_z} \cdot t_z \quad (29)$$

или

$$0,86 \cdot 44948 + [23,68 + 8,315 \cdot 1,5] \cdot 1030,06 + 2270 \cdot (1,5 - 1,0297) = 1,0297 \cdot (32,162 + 0,00183t_z) t_z,$$

где ξ_z - коэффициент использования теплоты [18];

$\lambda = p_z / p_c$ - степень повышения давления [19].

или

$$0,00188t_z^2 + 33,117t_z - 76962,565 = 0,$$

откуда

$$t_z = 2078,67 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$T_z = 2351,67 \text{ K}$$

Максимальное давление сгорания

$$p_z = \lambda p_c = 1,5 \cdot 7,12 = 10,68 \text{ МПа.} \quad (30)$$

Степень предварительного расширения

$$\rho = \mu T_z / (\lambda T_c) = 1,0297 \cdot 2351,67 / (1,5 \cdot 1303,06) = 1,238. \quad (31)$$

2.5. Процесс Расширения

Степень последующего расширения:

$$\delta = \epsilon / \rho = 15,2 / 1,489 = 10,21 \quad (32)$$

$$k_2 = 1,279$$

$$n_2 = 1,268$$

Давление и температура в конце расширения:

$$p_b = p_z / \delta^{n_2} = 10,68 / 12,278^{1,268} = 0,4442 \text{ МПа;} \quad (33)$$

$$T_b = T_z / \delta^{n_2-1} = 2351,67 / 12,278^{1,268-1} = 1201,057 \text{ К.} \quad (34)$$

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов:

$$T_r = T_b / \sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}} = 1201,057 / \sqrt[3]{\frac{0,4442}{0,19}} = 903,05 \text{ К} \quad (35)$$

Погрешность:

$$\Delta = 100 \cdot (903,05 - 880) / 903,05 = 2,55\%, \quad (36)$$

что допустимо.

2.6. Индикаторные параметры рабочего цикла

Теоретическое среднее индикаторное давление

$$p'_i = \frac{p_c}{\varepsilon-1} - \left[\lambda p - 1 + \frac{\lambda p}{n_2-1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right] \quad (37)$$

или

$$p'_i = \frac{7,12}{15,2-1} - \left[1,5 \cdot 1,238 - 1 + \frac{1,5 \cdot 1,238}{1,268-1} \left(1 - \frac{1}{12,278^{1,268-1}} \right) - \frac{1}{1,36-1} \left(1 - \frac{1}{15,2^{1,268-1}} \right) \right] = 1,008 \text{ МПа}$$

Среднее индикаторное давление для дизелей

$$p_i = \varphi_n p'_i = 0,95 \cdot 1,008 = 0,9576 \text{ МПа,} \quad (38)$$

где φ_{II} - коэффициент полноты диаграммы, который принимается равным: $\varphi_{II} = 0,95$

Индикаторный КПД:

$$\eta_i = p_i l_o \alpha / (H_u \rho_k \eta_v) = 0,9576 \cdot 14,452 \cdot 1,7 / (42,437 \cdot 1,7585 \cdot 0,592) = 0,5325 \quad (39)$$

Индикаторный удельный расход топлива

$$g_i = 3600 / (H_u \eta_i) = 3600 / (42,437 \cdot 0,5325) = 159,3 \text{ г / (кВт·ч)}. \quad (40)$$

2.7. Эффективные показатели двигателя

Среднее давление механических потерь:

$$P_M = 0,089 + 0,0118 v_{п.ср} = 0,089 + 0,0118 \cdot 10,2 = 0,212 \text{ МПа}, \quad (41)$$

где средняя скорость поршня предварительно принята $v_{ср} = 10,2 \text{ м/с}$.

Среднее эффективное давление и механический КПД:

$$p_e = p_i - p_M = 0,9576 - 0,212 = 0,7456 \text{ МПа}; \quad (42)$$

$$\eta_m = p_e / p_i = 0,7456 / 0,9576 = 0,779. \quad (43)$$

Эффективный КПД и эффективный удельный расход топлива:

$$\eta_e = \eta_m \eta_i = 0,779 \cdot 0,5325 = 0,415; \quad (44)$$

$$g_e = 3600 / (H_u \eta_e) = 3600 / (42,437 \cdot 0,415) = 204 \text{ г / (кВт} \cdot \text{ч)}. \quad (45)$$

2.8. Основные параметры двигателя

$$V_{\text{л}} = 25,9 \text{ л}$$

$$N_e = p_e \cdot V_{\text{л}} \cdot n / (30 \cdot \tau) = 0,7456 \cdot 25,9 \cdot 2200 / (30 \cdot 4) = 410,08 \text{ кВт}; \quad (46)$$

$$M_e = 3 \cdot 10^4 \cdot N_e / (\pi \cdot n) = 3 \cdot 10^4 \cdot 410,08 / (3,14 \cdot 2200) = 1781 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (47)$$

$$G_{\tau} = N_e \cdot g_e = 410,08 \cdot 0,204 = 83,656 \text{ кг/ч}; \quad (48)$$

$$N_{\text{л}} = N_e / V_{\text{л}} = 410,08 / 25,9 = 14 \text{ кВт/дм}^3. \quad (49)$$

2.9. Тепловой баланс

Общее количество теплоты, введённой в двигатель с топливом:

$$Q_o = H_u G_{\tau} / 3,6 = 42437 \cdot 83,656 / 3,6 = 1747 \text{ Дж/с}. \quad (50)$$

Теплота, эквивалентная эффективной работе за 1 с:

$$Q_e = 1000 \cdot N_e = 1000 \cdot 410,08 = 410080 \text{ Дж/с.} \quad (51)$$

Теплота, передаваемая охлаждающей среде:

$$Q_B = C_i D^{1+2m} n^m (1/\alpha) = 0,45 \cdot 12 \cdot 140^{1+2 \cdot 0,68} \cdot 2200^{0,68} \cdot (1/1,7) = 246926,32 \text{ Дж/с,} \quad (52)$$

$$Q_r = (G_r/3,6) \cdot [M_2 \cdot (mc_p'')_{t_0}^{tr} \cdot t_r - M_1 \cdot (mc_p)_{t_0}^k \cdot t_k] = (83,656/3,6) \cdot [0,88 \cdot 31,9435 \cdot 607 - 0,85 \cdot 29,191 \cdot 123,828] = 325110,68 \text{ Дж/с,} \quad (53)$$

$$(mc_p'')_{t_0}^{tr} = (mc_v'')_{t_0}^t + 8,315 = 23,6285 + 8,315 = 31,9435, \quad (54)$$

$$(mc_p)_{t_0}^{tr} = (mc_v)_{t_0}^t + 8,315 = 20,876 + 8,315 = 21,191, \quad (55)$$

$$Q_{\text{ост.}} = Q_0 - (Q_e + Q_B + Q_r) = 4024 \text{ Дж/с} [2]. \quad (56)$$

Результаты теплового баланса двигателя представлены на плакате 1.

2.10. Построение индикаторной диаграммы

Индикаторную диаграмму строят для номинального режима работы двигателя, т.е. при $N_e = 418$ и $n = 2200$

Масштабы диаграммы: масштаб хода поршня $M_s = 1$ мм; масштаб давлений $M_p = 0,07$ мм

Приведенные величины, соответствующие рабочему объему цилиндра и объему камеры сгорания:

$$AB = \frac{S}{M_s} = \frac{140}{1} = 140 \text{ мм}; \quad (57)$$

$$OA = \frac{AB}{\varepsilon - 1} = \frac{140}{14,2} = 9,8 \text{ мм}; \quad (58)$$

При аналитическом методе построения поли троп сжатия и расширения вычисляется ряд точек для промежуточных объемов, расположенных между V_c и V_a и между V_z и V_b по уравнению поли тропы $p V_n = \text{const}$ [20].

Для поли тропы сжатия

$$p_x \cdot V_x^{n_1} = p_a \cdot V_a^{n_1} \quad (60)$$

,откуда

$$p_x = p_a \left(V_a / V_x \right)^{n_1}, \quad (61)$$

где p_x и V_x – давление и объем в искомой точке процесса сжатия.

Аналогично для поли тропы расширения

$$p_x = p_b \cdot \left(V_b / V_x \right)^{n_2}. \quad (62)$$

Ординаты расчетных точек указаны в таблице 1.

Индикаторная диаграмма в координатах P-S изображена на рисунке в приложении А. Индикаторная диаграмма в координатах P-φ изображена на рисунке в приложении Б.

Полученная индикаторная диаграмма является расчетной и индикаторной диаграммами, по которым можно определить p_{ip} .

$$p_{ip} = F_p \cdot M_p / AB, \quad (63)$$

где F_p – площадь диаграммы $aczb$, мм²;

M_p – масштаб давлений (МПа в мм);

AB – отрезок, мм.

Для правильного определения местоположения указанных точек необходимо иметь взаимосвязь между углом φ поворота коленчатого вала и перемещением поршня S_x в виде:

$$S_x = A_x = \frac{AB}{2} \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (64)$$

где λ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

При построении индикаторной диаграммы значение λ принимается среднее значение указанных пределов.

Таблица 1 - Определение ординат расчетных точек

φ,	S, мм	P, МПа	φ	S, мм	P, МПа	φ	S, мм	P, МПа	φ	S, мм	P, МПа
0	9,28699	0,11	190	140,6602	0,196268	360	10,16136	10,85566	540	138,9554	0,3
10	10,23574	0,11	200	138,7321	0,199987	370	9,288523	10,83463	550	140,7333	0,29
20	13,0546	0,11	210	134,9694	0,207607	380	10,31312	10,83553	560	140,6191	0,28
30	17,66233	0,11	220	129,4808	0,219666	390	13,20562	10,89325	570	138,616	0,27
40	23,92608	0,11	230	122,4244	0,237062	400	17,88262	7,125455	580	134,7817	0,26
50	31,66525	0,11	240	114,0037	0,261188	410	24,20928	4,481366	590	129,2269	0,25
60	40,65673	0,11	250	104,4614	0,294159	420	32,00321	3,145676	600	122,1116	0,24
70	50,64128	0,11	260	94,07272	0,339197	430	41,0397	2,294862	610	113,641	0,23
80	61,33106	0,11	270	83,13708	0,401275	440	51,05823	1,739691	620	104,0593	0,22
90	72,41786	0,11	280	71,96978	0,488246	450	61,76995	1,36645	630	93,64281	0,21
100	83,58204	0,11	290	60,8928	0,612848	460	72,86605	1,108198	640	82,69174	0,2
110	94,50175	0,11	300	50,22547	0,796354	470	84,02661	0,924994	650	71,52186	0,19
120	104,8622	0,11	310	40,27535	1,075249	480	94,92988	0,792415	660	60,4552	0,18
130	114,3646	0,11	320	31,3293	1,513107	490	105,2615	0,695123	670	49,81082	0,17
140	122,735	0,11	330	23,64525	2,21856	500	114,7236	0,623246	680	39,89559	0,16
150	129,7322	0,11	340	17,44471	3,355057	510	123,0434	0,570303	690	30,99539	0,15
160	135,1544	0,11	350	12,90647	5,054339	520	129,9811	0,531985	700	23,36681	0,14
170	138,8452	0,11	360	10,16136	6,834532	530	135,3365	0,505435	710	17,22978	0,13
180	140,6983	0,11	360	10,16136	10,85566	540	138,9554	0,488803	720	12,76123	0,12

Для правильного определения местоположения указанных точек необходимо иметь взаимосвязь между углом φ поворота коленчатого вала и перемещением поршня S_x в виде:

$$S_x = A_x = \frac{AB}{2} \cdot \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right], \quad (64)$$

где λ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

При построении индикаторной диаграммы значение λ принимается среднее значение указанных пределов.

Расчеты ординат точек r' , a' , a'' , c' , f и b' сводятся в таблицу 2.

Таблица 2 - Расчеты ординат точек r' , a' , a'' , c' , f и b'

Точки	Φ_0, \square	grad	$A_x, \text{мм}$
b'	55	125	63,09559
r'	18	18	2,364429
a'	25	25	4,503628
a''	60	120	60,73988
c'	35	35	8,608157
f	30	30	6,410865

При расчете ординат указанных точек угол φ_0 поворота коленчатого вала отсчитывается от положения поршня в верхней мертвой точке (в.м.т.).

Положение точки «с''» определяется из выражения

$$p_{c''} = 1,2 \cdot p_c = 1,2 \cdot 2,61 = 3,132. \quad (65)$$

Ордината точки «с''» будет равна $p_{c''}/M_p$ (мм).

$$c'' = \frac{p_{c''}}{M_p} = \frac{3,132}{0,07} = 44,74 \text{ мм}; \quad (66)$$

Действительное давление сгорания для карбюраторных двигателей принимается равным:

$$p_{z_d} = 0,85 \cdot p_z = 7,5 \cdot 0,85 = 6,375. \quad (67)$$

Ордината точки z_d равна p_{z_d}/M_p (мм)

$$z_d = \frac{p_{z_d}}{M_p} = \frac{6,375}{0,07} = 91,1 \text{ мм}; \quad (68)$$

Соединяя плавными кривыми точки $r c a'$, $c' c''$ и далее $c z d$ и кривой расширения $b' c b''$, (точка «b''» располагается обычно между точками b и a) и линией выпуска $b'' r$, получим скругленную действительную индикаторную диаграмму $r a' a c' f c'' z d b' b'' r$. По индикаторной диаграмме для проверки теплового расчета и правильности построения диаграммы определяется

$$p_i = \frac{F}{AB} \cdot M_p = \frac{1921}{140} \cdot 0,07 = 1,007 \text{ МПа}, \quad (69)$$

где F - площадь диаграммы $a c' f c'' z d b' b'' a$.

Завершается тепловой расчет внешней скоростной характеристикой, изображенной на плакате 2.

3 КИНЕМАТИКА

Выбор λ и длины шатуна $L_{ш}$. С целью уменьшения высоты, берем (оставляем) значение $\lambda = 0,270$, следовательно

$$L_{ш} = R / \lambda = 50 / 0,270 = 185 \text{ мм.} \quad (70)$$

Перемещение поршня дизельного ДВС. Изменение ходов поршня по углу поворота коленчатого вала строят графическим методом в масштабе $M_s = 2 \text{ мм}$ в мм и $M_\varphi = 2^\circ$ в мм через каждые 30° .

Поправка (Брикса):

$$R\lambda / (2M_s) = 50 \cdot 0,270 / (2 \cdot 2) = 3,375 \text{ мм.} \quad (71)$$

Угловая скорость вращения коленчатого вала

$$\omega = \pi n / 30 = 3,14 \cdot 2200 / 30 = 230,3 \text{ рад/с.} \quad (72)$$

Скорость поршня. Изменение скорости поршня по углу поворота коленчатого вала строят графическим методом в масштабе

$M_v = 0,4 \text{ м/с}$ в мм [1]:

$$\omega R \lambda / M_v = 230,3 \cdot 0,05 \cdot 0,27 / 0,4 = 25,6 \text{ мм;} \quad (73)$$

$$\omega R \lambda / (2M_v) = 230,3 \cdot 0,05 \cdot 0,270 / (2 \cdot 0,4) = 4,9 \text{ мм;} \quad (74)$$

$$\pm v_{\text{пmax}} \approx \omega R \sqrt{1 + \lambda^2} = 230,3 \cdot 0,05 \sqrt{1 + 0,27^2} = 15,2 \text{ м/с} \quad (75)$$

Ускорение поршня. Изменение ускорения поршня по углу поворота коленчатого вала строят графическим методом в масштабе $M_j = 100 \text{ м/с}^2$ в мм:

$$\omega^2 R / M_j = 230,3^2 \cdot 0,05 / 100 = 42,6 \text{ мм}; \quad (76)$$

$$\omega^2 R \lambda / M_j = 230,3^2 \cdot 0,05 \cdot 0,270 / 100 = 11,6 \text{ мм}; \quad (77)$$

$$j_{\text{max}} = \omega^2 R (1 + \lambda) = 230,3^2 \cdot 0,05 (1 + 0,27) = 5455 \text{ м/с}^2; \quad (78)$$

$$j_{\text{min}} = -\omega^2 R \left(\lambda + \frac{1}{8\lambda} \right) = -230,3^2 \cdot 0,05 \left(0,27 + \frac{1}{8 \cdot 0,27} \right) = 3148 \text{ м/с}^2. \quad (79)$$

Значения S_x , $v_{\text{п}}$ и j в зависимости от φ , полученные на основании построенных графиков, заносят в таблицу 3.

При $j = 0$; $v_{\text{п}} = \pm v_{\text{пmax}} = \pm 15,2 \text{ м/с}$, а точки перегиба s соответствуют повороту кривошипа на 76 и 284° .

Таблица 3 - Значения S , v и j в зависимости от φ .

φ°	$S, \text{ мм}$	$V_{\text{п}}, \text{ м/с}$	$j, \text{ м/с}$	φ°	$S, \text{ мм}$	$V_{\text{п}}, \text{ м/с}$	$j, \text{ м/с}$
0	0	0	+5630	210	93	-6,4	-3251
30	8,1	+10,2	+4440	240	89	-12,3	-2821
60	30,5	+16,1	+1610	270	60	-16,2	-1201
90	59,7	+16,4	-1201	300	30,5	-16,1	+1621
120	88,3	+12,3	-2821	330	8,1	-10,0	+4451
150	92,8	+6,2	-3251	360	0	0	+5641
180	140,0	0	-3241				

При $j=0; v_{\text{п}} = \pm v_{\text{п max}} = \pm 15,2 \text{ м/с}$, а точки перегиба s соответствуют повороту кривошипа на 76 и 284° .

4. ДИНАМИКА

Приведение масс частей кривошипно-шатунного механизма. С учётом диаметра цилиндра, отношения S/D , V-образного расположения цилиндров и достаточно высокого значения p_z устанавливаются:

– масса поршневой группы (для поршня из алюминиевого сплава $m_{\text{п}} = 260 \text{ кг/м}^2$)

$$m_{\text{п}} = m_{\text{п}} \cdot F_{\text{п}} = 260 \cdot 0,00785 = 2,04 \text{ кг}; \quad (80)$$

$$m_{\text{ш}} = m_{\text{ш}} \cdot F_{\text{п}} = 300 \cdot 0,00785 = 2,36 \text{ кг}; \quad (81)$$

Масса неуравновешенных частей одного колена вала без противовесов (для стального кованого вала $m_{\text{к}} = 320 \text{ кг/м}^2$)

$$m_{\text{к}} = m_{\text{к}} \cdot F_{\text{п}} = 320 \cdot 0,00785 = 2,51 \text{ кг}. \quad (82)$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси поршневого пальца:

$$m_{\text{ш.п}} = 0,275 m_{\text{ш}} = 0,275 \cdot 2,36 = 0,649 \text{ кг}. \quad (83)$$

Масса шатуна, сосредоточенная на оси кривошипа:

$$m_{ш.к}=0,725m_{ш}=0,725 \cdot 2,36=1,711 \text{ кг.} \quad (84)$$

Массы, совершающие возвратно-поступательное движение:

$$m_j=m_{п}+m_{ш.п} = 2,04 + 0,649 = 2,689 \text{ кг.} \quad (85)$$

Массы, совершающие вращательное движение:

$$m_{R\Sigma}=m_{к}+2m_{ш.к}=2,51 + 2 \cdot 1,711 = 5,932 \text{ кг.} \quad (86)$$

Полные и удельные силы инерции:

Силы инерции возвратно-поступательно движущихся масс определяют по таблице 3.

– полные силы:

$$P_j= -jm_j \cdot 10^{-3} = -j \cdot 2,689 \cdot 10^{-3} \text{ кН;} \quad (87)$$

– удельные силы

$$p_j=P_j/F_{п}=P_j \cdot 10^{-3}/0,00785 \text{ МПа.} \quad (88)$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс шатуна одного цилиндра

$$K_{R\omega} = -m_{\text{ш.к}} R \omega^2 \cdot 10^{-3} = -1,711 \cdot 0,05 \cdot 293,1^2 \cdot 10^{-3} = -7,3 \text{ кН.} \quad (89)$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс кривошипа

$$K_{Rk} = -m_k R \omega^2 \cdot 10^{-3} = -2,51 \cdot 0,05 \cdot 293,1^2 \cdot 10^{-3} = -10,8 \text{ кН.} \quad (90)$$

Центробежная сила инерции вращающихся масс, действующая на кривошип:

$$K_{R\Sigma} = K_{Rk} + 2K_{R\omega} = -10,8 + 2(-7,3) = -25,4 \text{ кН.} \quad (91)$$

Удельные суммарные силы. Удельная суммарная сила (МПа), сосредоточенная на оси поршневого пальца :

$$p = \Delta p_r + p_j. \quad (92)$$

Удельные силы p_N, p_S, p_K и p_T определяют аналитическим методом.

Расчёт значения этих сил для различных φ сводят в таблицу 4.

Таблица 4 - Удельные силы p_N , p_S , p_K и p_T .

φ°	p , МПа	$\operatorname{tg} \beta$	p_N , МПа	$1/\cos \beta$	p_S , МПа	$\cos(\varphi+\beta) / \cos \beta$	p_K , МПа	K , кН	$\sin(\varphi+\beta) / \cos \beta$	p_T , МПа	T , кН	$M_{\text{кр.ц}}$, Н·м	$R_{\text{ш.ш}}$, кН
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
0	-1,871	0	0	1	-1,871	+1	-1,871	-21,14	0	0	0	0	32,0
30	-1,466	+0,136	-0,199	1,009	-1,479	+0,798	-1,170	-13,22	+0,618	-0,906	-10,24	-610	26,1
60	-0,496	+0,239	-0,119	1,028	-0,510	+0,293	-0,145	-1,64	+0,985	-0,489	-5,53	-330	13,8
90	+0,470	+0,278	+0,131	1,038	+0,488	-0,278	-0,131	-1,48	+1	+0,470	+5,31	+315	13,5
120	+1,025	+0,239	+0,245	1,028	+1,054	-0,707	-0,725	-8,19	+0,747	+0,766	+8,66	+520	21,0
150	+1,173	+0,136	+0,160	1,009	+1,184	-0,934	-1,096	-12,38	+0,382	+0,488	+5,06	+300	23,9
180	+1,169	0	0	1	+1,169	-1	-1,169	-13,21	0	0	0	0	24,1
210	+1,194	-0,136	-0,162	1,009	+1,205	-0,934	-1,115	-12,60	-0,382	-0,456	-5,15	-310	24,3
240	+1,096	-0,239	-0,262	1,028	+1,127	-0,707	-0,775	-8,76	-0,747	-0,819	-9,25	-555	21,7
270	+0,651	-0,278	-0,181	1,038	+0,676	-0,278	-0,181	-2,05	-1	-0,651	-7,36	-440	15,0
300	+0,135	-0,239	-0,032	1,028	+0,139	+0,293	+0,040	+0,45	-0,985	-0,133	-1,50	-90	10,8
330	+0,785	-0,136	-0,107	1,009	+0,792	+0,798	+0,626	+7,07	-0,618	-0,485	-5,48	-330	6,7
360	+6,636	0	0	1	+6,636	+1	+6,636	+74,99	0	0	0	0	64,1

Продолжение таблицы 4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
370	+9,346	+0,047	+0,439	1,001	+9,355	+0,977	+9,131	+103,18	+0,220	+2,056	+23,23	+1390	95,2
380	+6,153	+0,093	+0,572	1,004	+6,178	+0,908	+5,587	+63,13	+0,429	+2,640	+29,83	+1790	60,2
390	+4,535	+0,136	+0,617	1,009	+4,576	+0,798	+3,619	+40,89	+0,618	+2,803	+31,67	+1900	33,8
420	+1,475	+0,239	+0,353	1,028	+1,516	+0,293	+0,432	+4,88	+0,985	+1,453	+16,42	+985	17,5
450	+1,341	+0,278	+0,373	1,038	+1,392	-0,278	-0,373	-4,21	+1	+1,341	+15,15	+910	21,5
480	+1,526	+0,239	+0,365	1,028	+1,569	-0,707	-1,079	-12,19	+0,747	+1,140	+12,88	+770	26,4
510	+1,504	+0,136	+0,205	1,009	+1,518	-0,934	-1,405	-15,88	+0,382	+0,575	+6,50	+390	27,5
540	+1,330	0	0	1	+1,330	-1	-1,330	-15,03	0	0	0	0	25,9
570	+1,254	-0,136	-0,171	1,009	+1,265	-0,934	-1,171	-13,23	-0,382	-0,479	-5,41	-325	24,7
600	+1,028	-0,239	-0,246	1,028	+1,057	-0,707	-0,727	-8,22	-0,747	-0,768	-8,68	-520	21,0
630	+0,473	-0,278	-0,131	1,038	+0,491	-0,278	-0,131	-1,48	-1	-0,473	-5,34	-320	13,5
660	-0,493	-0,239	+0,118	1,028	-0,507	+0,293	-0,144	-1,63	-0,985	+0,486	+5,49	+330	13,7
690	-1,463	-0,136	+0,199	1,009	-1,476	+0,798	-1,167	-13,19	-0,618	+0,904	+10,22	+615	26,1
720	-1,871	0	0	1	-1,871	+1	-1,871	-21,14	0	0	0	0	32,0

Графики изменения удельных сил p_N , p_S , p_K и p_T в зависимости от φ представлены на рисунке 3, где $M_p = 0,08$ МПа в мм и $M_\varphi = 3^\circ$ в мм.

По данным теплового расчёта среднее значение удельной тангенциальной силы за цикл:

$$p_{T\text{cp}} = 2p_j / (\pi\tau) = 2 \cdot 1,203 / (3,14 \cdot 4) = 0,192 \text{ МПа}; \quad (93)$$

По площади, заключённой под кривой P_T среднее значение удельной тангенциальной силы за цикл:

$$p_{T\text{cp}} = (\sum F_1 - \sum F_2) M_p / OB = (1350 - 770) \cdot 0,08 / 240 = 0,193 \text{ МПа}; \quad (94)$$

$$\text{ошибка} = (0,193 - 0,192) \cdot 100 / 0,192 = 0,52\%.$$

(95)

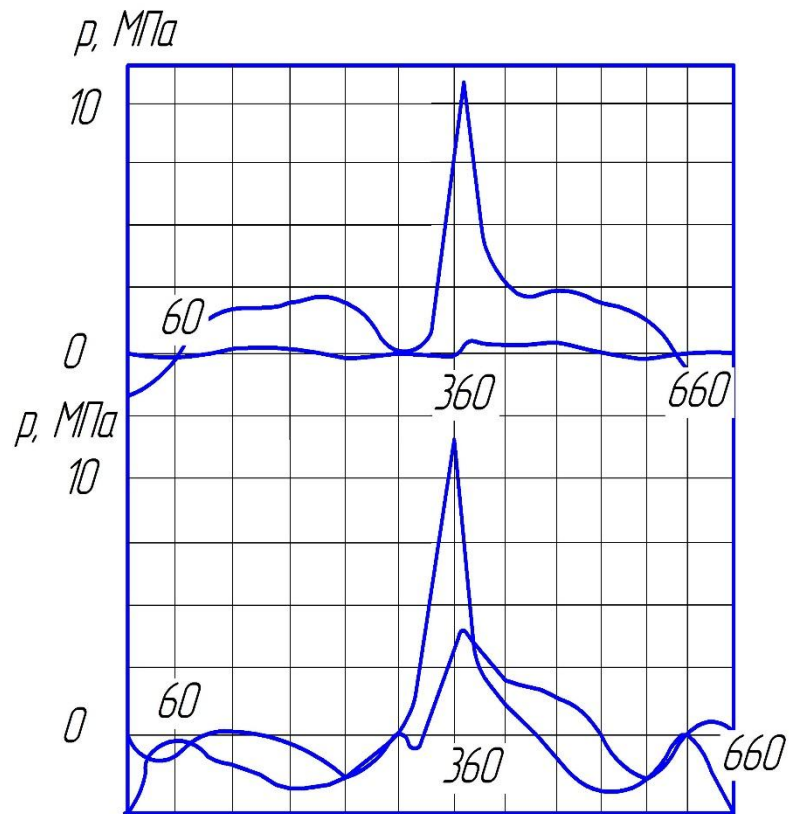


Рисунок 3 - Графики изменения удельных сил p_N , p_S , p_K , p_T

Крутящие моменты.

Крутящий момент одного цилиндра

$$M_{\text{кр.ц}} = TR = T \cdot 0,05 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

(96)

Изменение крутящего момента цилиндра в зависимости от φ выражает кривая p_T (рисунок 3 и таблица 4), но в масштабе

$$M_M = M_p F_n R = 0,08 \cdot 0,00785 \cdot 0,05 \cdot 10^3 = 0,0314 \text{ кН} \cdot \text{м в мм},$$

(97)

Или

$$M_M = 31,4 \text{ Н}\cdot\text{м в мм.} \quad (98)$$

Период изменения крутящего момента четырёхтактного дизеля с равными интервалами между вспышками

$$\Theta = 720/i = 720 / 12 = 60^\circ. \quad (99)$$

Суммирование значений крутящих моментов всех двенадцати цилиндров двигателя производится табличным методом через каждые 10° угла поворота коленчатого вала.

По полученным данным строят кривую $M_{кр}$ (рисунок 4) в масштабе

$$M_M = 25 \text{ Н}\cdot\text{м в мм и } M_\phi = 1^\circ \text{ в мм.} \quad (99)$$

Средний крутящий момент двигателя:

– по данным теплового расчёта

$$M_{кр.ср} = M_i = M_e (1/\eta_m) = 1781 \cdot (1/0,779) = 2286,3 \text{ Н}\cdot\text{м;} \quad (100)$$

-по площади F'_m , заключенной

под кривой $M_{кр}$:

$$M_{кр.ср.} = F'_m M_M / OA = 6235 \cdot 31,4 / 90 = 2302,2 \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (101)$$

$$\text{Ошибка} = (2302,2 - 2286,3) / 2286,3 \cdot 100\% = 0,53\% \quad (102)$$

Максимальное и минимальное значения

Крутящего момента:

$$M_{кр. max} = 2650 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{кр. min} = 1900 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

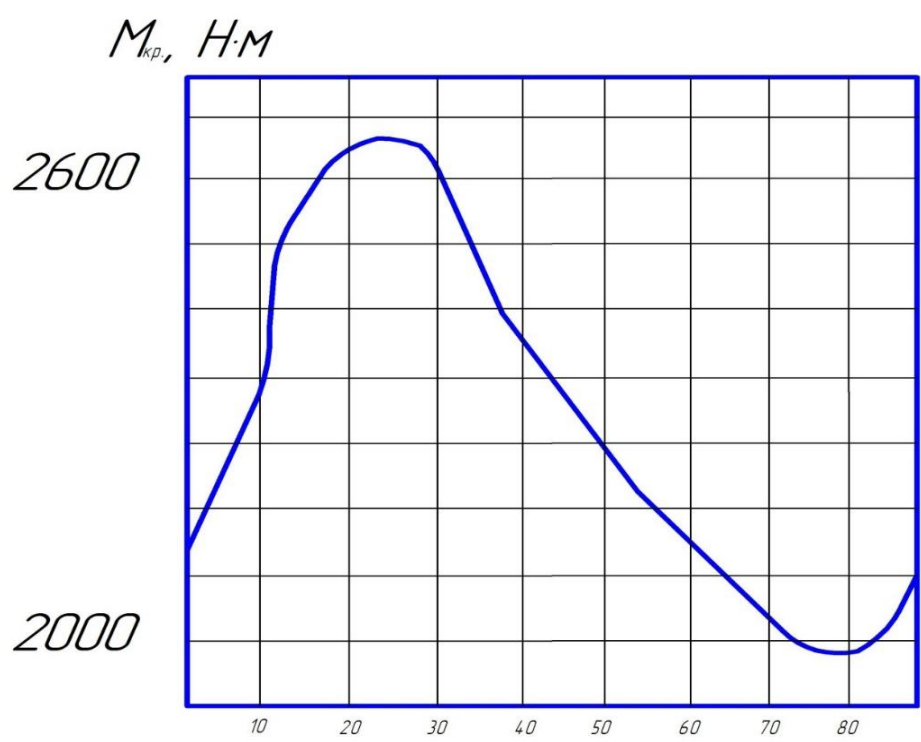


Рисунок 4 - Суммарный крутящий момент дизеля

5 СПЕЦИАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

Воздухозаборная система

Воздухозаборная система предназначена для обеспечения двигателя холодным чистым воздухом в целях уменьшения перепада давления на турбокомпрессоре [21]. Хорошо спроектированная система должна обеспечивать доступ для текущего технического обслуживания и осмотров. Система должна быть на удалении от выпускных труб (включая выпускную трубу двигателя), сильно загрязненных участков, химикатов, промышленных отходов и других материалов, которые могут нагревать или загрязнять забираемый воздух. По возможности температура воздуха вокруг воздухозаборника, должна быть в пределах 15 – 32° С (60– 90°F).

Воздухоочистители

Посторонние частицы являются основной причиной износа двигателя [22]. Для предотвращения их проникновения в двигатель с забираемым воздухом предусмотрены воздухоочистители. Воздухоочистители могут устанавливаться на стене, на полу, на основании или на крыше заборным отверстием вниз. Стандартные воздухоочистители состоят из высокоэффективных сухих бумажных фильтрующих элементов, располагающихся в корпусах, защищенных от воздействия погодных условий. Они задерживают 99,5 % мелкой пыли, как показано в таблице 5. Инерционно-масляные сетчатые воздушные фильтры и сетчатые воздушные фильтры с масляной пропиткой использоваться не должны [23]. Их эффективность редко превышает 95 %. Всегда сохраняется вероятность того, что они будут неправильно обслуживаться, что приведет к еще более низкой эффективности фильтрации или к проникновению масла в систему воздух о забора двигателя.

Таблица 5 - Характеристики мелких пылевых частиц

Размер частиц, мкм	Процент от общей
	массы
0 – 5	39 ± 2
6 – 10	18 ± 3
11 – 20	16 ± 3
21 – 40	18 ± 3
41 – 80	9 ± 3

Чистые фильтры оказывают небольшое сопротивление воздуху; так, исходное общее сопротивление фильтров и впускного воздухопровода вплоть до турбокомпрессора не должно превышать 1,3 кПа (5 дюймов вод. ст.).

Если кожух воздухоочистителя располагается вне помещения, рекомендуется установить защитный козырек, чтобы в воздухоочиститель не попадала дождевая вода.

Первичные воздухоочистители

Установка первичных воздухоочистителей перед основными позволяет увеличить срок службы фильтров. Первичный воздухоочиститель повышает сопротивление на 0,25 – 0,75 кПа (1 – 3 дюйма вод. ст.), но может продлить срок службы фильтра в 3 – 7 раз. При использовании двигателя в условиях большой запыленности или присутствия большого количества посторонних частиц рекомендуется устанавливать первичный воздухоочиститель.

Воздухоочистители с инерционно-масляными фильтрами

Инерционно-масляные сетчатые воздушные фильтры и сетчатые воздушные фильтры с масляной пропиткой использоваться не должны. Их эффективность редко превышает 95 %. Всегда сохраняется вероятность того, что они будут неправильно обслуживаться, что приведет к еще более низкой эффективности фильтрации или к проникновению масла в систему воздухозабора двигателя. При проникновении масла охладитель надувочного воздуха

может засориться, что вызовет увеличение температуры воздуха и, возможно, детонацию.

Двигатель ни при каких обстоятельствах не должен эксплуатироваться без воздухоочистителей.

Воздуховоды

Когда для получения более холодного и чистого воздуха необходимо предусмотреть воздуховоды, фильтры на двигателе следует сохранить для предотвращения проникновения грязи в двигатель через стыки в воздуховодах. Если воздухоочистители приходится устанавливать отдельно, то крайне важно обеспечить герметичность всех соединений во избежание всасывания грязи внутрь.

Особое внимание следует уделить разводке и креплению воздуховодов, особенно подводящих воздух к большим двигателям, для технического обслуживания которых используются мостовые краны. Воздухопроводы должны крепиться таким образом, чтобы не нагружать воздухоочистители в случае, если они расположены на двигателе, или турбокомпрессор, если воздухоочистители расположены отдельно. Необходимо избегать резких поворотов в воздуховодах, чтобы обеспечить наиболее плавное течение потока воздуха. Поддерживайте значение общей потери напора в воздуховоде (сопротивление воздуховода) ниже 0,5 кПа (2 дюйма вод. ст.) для максимального продления срока службы фильтра. Появление любого дополнительного сопротивления будет уменьшать срок службы фильтра. Об этом подробнее см. в подразделе "Сопротивление воздухозабора".

Проектирование воздуховодов должно вестись в расчете на сохранение их конструкционной целостности при разрежении 12,5 кПа (50 дюймов вод. ст.).

При необходимости проектирование и крепление всех воздухопроводов должно вестись с учетом требований сейсмостойкости.

Регулирование температуры воздуха

Один из способов регулирования температуры подаваемого воздуха, регулирование температуры воздуха машинного зала. Однако использовать

такой метод не рекомендуется. Трудно отрегулировать температуру в машинном зале таким образом, чтобы она была достаточно комфортной для рабочего персонала и достаточно высокой для того, чтобы обеспечивать постоянную температуру воздуха для двигателя. Например, для установки, работающей при температуре окружающего воздуха 32 °C (90 °F), потребуется постоянно поддерживать в машинном зале температуру 38 °C (100 °F). Кроме того, машинные залы имеют большие двери для проведения технического обслуживания, которые иногда должны быть открыты при работающих двигателях, при этом необходимое воздушно-топливное соотношение не может быть выдержано.

Предпочтительным методом является использование системы воздухопроводов для подачи регулируемого по температуре воздуха в двигатель. Эта система использует обратную воду для подогрева воздуха до температуры, заданной терморегулятором. Если для подачи регулируемого по температуре воздуха к нескольким двигателям используется одна воздухозаборная система, следует обеспечить прохождение нагретой воды через теплообменник при работающих двигателях. Если используется обратная вода, то тот двигатель, от которого она отбирается, должен работать во время работы любого другого двигателя.

Теплообменник типа "воздух-газ"

Если на данной установке нецелесообразно использовать систему воздухопроводов, то можно установить теплообменник типа "воздух-газ" (рис.9). При правильно выполненной системе можно избежать влияния колебаний температуры газа или воздуха на воздушно-топливное соотношение. Систему следует спроектировать таким образом, чтобы газ проходил через теплообменник прежде, чем попадал в регулятор подачи газа. Падение давления на теплообменнике при полной нагрузке необходимо добавить к минимальному давлению подачи газа, требуемому для двигателя. Проектирование теплообменника следует проводить из расчета обеспечения минимального падения давления истечения газа, и воздуха при одновременном

обеспечении достаточной теплопередачи для выдерживания $V\Delta T$ в заданных пределах.

Очистка системы

При отдельно устанавливаемых воздухоочистителях в воздуховодах не должно быть никаких посторонних частиц. Не следует использовать готовые воздуховоды или такой крепеж как, например, заклепки. Воздухопроводы должны изготавливаться из таких материалов, которые при длительной эксплуатации не приведут к проникновению оторвавшихся от них частиц в турбокомпрессор. Для предотвращения попадания посторонних частиц в турбокомпрессор при предварительной установке воздухозабора поставьте перед турбокомпрессором предохранительную пластину с соответствующей маркировкой. Перед запуском двигателя удалите эту пластину. Предусмотрите возможность осмотра воздуховодов для проверки их чистоты непосредственно перед предварительным запуском.

Воздуховоды

В обычных условиях воздух для сжигания топлива должен забираться вне машинного зала. Это особенно важно при работе на большой высоте, где и без того разреженный воздух попадает под влияние температуры машинного зала. Воздуховоды должны располагаться вдали от выпускных труб двигателей, трубопроводов систем обогрева и любых других источников тепла. Это позволит исключить всасывание грязного воздуха.

При разводке и установке воздуховодов нужно учитывать необходимость использования мостовых кранов для технического обслуживания двигателей. Опора для воздуховодов должна быть смонтирована таким образом, чтобы их масса не приходилась на воздухоочиститель или турбокомпрессор.

Важно, чтобы сопротивление воздуховода, или потеря напора, не превышало 0,5 кПа (2 дюйма вод. ст.). Наиболее предпочтителен короткий прямой воздуховод. Резкие изгибы впускного воздуховода увеличивают потерю напора. Если повороты необходимы, то рекомендуются изгибы с большим радиусом, как можно дальше по потоку от турбокомпрессоров. Для максимального

снижения сопротивления воздухопроводы должны изготавливаться из сварных или бесшовных труб. Наиболее эффективны полихлорвиниловые трубы, поскольку они легкие и не ржавеют. Если используются железные трубы, то их нужно предварительно очистить и соответствующим образом обработать для защиты от коррозии и окалины. Фланцевые соединения с прокладками более предпочтительны, чем резьбовые. Такие крепежные элементы, как заклепки, применять не следует. Воздуховоды должны сохранять свою конструкционную целостность при минимальном разрежении 12,5 кПа (50 дюймов вод. ст.). При необходимости, проектирование и крепление всех воздухопроводов должно вестись с учетом требований сейсмостойкости.

Изоляция впускного воздуховода

Изоляция воздухопроводов может быть необходима в случае отдельной установки воздухоочистителей. Изоляция снижает уровень шума, излучаемого турбокомпрессорами в машинный зал.

Очистка системы

Для предотвращения проникновения посторонних частиц в турбокомпрессор при предварительной установке воздухозаборной системы перед турбокомпрессором следует установить пластину-заглушку с соответствующей маркировкой. К пластине должна быть прикреплена табличка с предупреждением о том, что пластину необходимо удалить перед запуском двигателя. В качестве пластины можно использовать транспортировочную крышку фирмы Caterpillar. Необходимо предусмотреть возможность осмотра для проверки чистоты воздухопроводов непосредственно перед предварительным запуском. Если трубопроводы загрязнены, перед вводом двигателя в эксплуатацию их необходимо очистить [24]. При этом трубопроводы возможно придется демонтировать.

Гибкие соединения

Гибкие соединения предназначены для изоляции системы воздухопроводов от вибрации и снижения уровня шума двигателя. Гибкое соединение должно располагаться как можно ближе к двигателю. Оно должно заходить на

воздуховод не менее чем на 50 мм (2 дюйма) и не более чем на 200 мм (8 дюймов). Необходимо принять меры к тому, чтобы резиновые гибкие соединения не выходили из строя из-за воздействия тепловыделения от выпускных трубопроводов.

Конструкция впуска турбокомпрессора

Между подводимыми к турбокомпрессору трубопроводами и переходной муфтой впуска турбокомпрессора, а также переходной муфтой корпуса воздухоочистителя должен быть предусмотрен зазор 101,6 мм (4 дюйма). Соединители с резиновыми чехлами из комплекта поставки должны использоваться вместе с зажимами из того же комплекта. Для каждого стыкового соединения должно использоваться четыре зажима так, чтобы с каждой стороны резинового стыкового соединения располагалось по два зажима. Как правило, трубопроводы должны обеспечивать ровную подачу воздуха к турбокомпрессору. Если поток воздуха ударяется о крыльчатку компрессора под углом, это может привести к пульсации, вызывающей преждевременный выход его из строя.

Приводимые ниже указания определяют допустимые размеры двух вариантов конструкции впуска, которые сводят к минимуму неблагоприятные параметры потока на входе компрессора.

Перед поставляемым коленчатым патрубком необходимо установить прямой отрезок трубопровода. Перед воздухозаборным коленчатым патрубком должен быть установлен прямой отрезок трубопровода минимальной длины L . Длина L должна быть не менее чем в два раза больше диаметра прямого трубопровода.

Для изменения площади сечения потока перед поставляемым коленчатым патрубком может быть установлена переходная муфта. Максимальная площадь сечения потока в разрезе может в 1,3 раза превышать площадь сечения потока в разрезе. Площадь сечения потока не может быть меньше, чем площадь сечения потока в разрезе. Переходная муфта может иметь прямоугольное сечение или сечение, переходное от круглого к прямоугольному.

Воздухозаборные трубы не должны иметь выступающих кромок, которые могли бы образовать сопло.

Обледенение воздухоочистителя

Обледенение воздухоочистителей может происходить в условиях насыщенного воздуха, когда точка росы наружного воздуха приближается к температуре замерзания. Такие небольшие возмущения воздушного потока, как изменения скорости и давления на входе в воздухозаборник, снижают способность воздуха удерживать влагу, что приводит к ее конденсации и образованию кристаллов льда. Ледяной нарост уменьшает площадь сечения потока и увеличивает перепад давления на воздухоочистителе. В конечном счете достигается такое положение, когда перепад давлений остается постоянным даже тогда, когда нарастание льда продолжается. При этом мощность падает, а расход топлива увеличивается.

Есть несколько способов предотвращения обледенения воздухоочистителей. Одно из решений предполагает подогрев воздуха на впуске. При этом нет необходимости в нагревании воздуха выше температуры замерзания. Воздух нужно подогреть только до температуры, которая выше точки росы.

Тепло может подаваться к корпусу воздухоочистителя от различных источников: забор воздуха из машинного зала, отбор нагретого воздуха от выпускных трубопроводов, от электронагревательного элемента.

Работа в условиях крайне низких температур

Нагретый воздух машинного зала может потребоваться (только для целей запуска) при использовании двигателей в условиях очень низких наружных температур, а именно $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($-13\text{ }^{\circ}\text{F}$). Это предполагает, что воздух горения забирается снаружи здания машинного зала, а использование подогревателей позволяет двигателю работать при температуре металлических частей, воды и масла $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($32\text{ }^{\circ}\text{F}$). Использование воздуха машинного зала допускается, если исключена возможность попадания загрязнений и посторонних частиц в воздухозаборную систему двигателя.

Выпускные системы

Выпускные системы предназначены для сбора отработавших газов от цилиндров двигателя и быстрого и бесшумного, насколько это возможно, выпуска их наружу. Основной целью выпускной системы является обеспечение минимального значения противодействия, поскольку затрудненный выпуск отработавших газов вызывает потерю мощности и возрастание температуры отработавших газов.

Противодавление выпускной системы

У двигателей серии ЯМЗ850.10 противодействие выпускной системы ограничено значением 6,7 кПа (27 дюймов вод. ст.) в варианте с турбо наддувом. Чрезмерное противодействие может вызвать слишком большую температуру отработавших газов и привести к потере мощности.

Выпускные трубопроводы для V-образного двигателя должны проектироваться с одинаковыми ограничениями для каждой группы клапанов во избежание неравного противодействия в них. Измерять противодействие выпускной системы необходимо на прямом участке выпускной трубы на расстоянии, равном не менее чем 3 – 5 диаметрам трубы от последнего перехода на другой размер. Противодействие следует измерять как можно ближе к двигателю.

Трубопроводы

Размеры машинного зала определяют планировку выпускной системы. Трубопроводы выпускной системы следует проектировать из расчета минимального значения противодействия, учитывая удобство проведения технического обслуживания двигателя. Трубопроводы выпускной системы должны быть надежно закреплены с использованием резиновых амортизаторов или пружин в обвязке для гашения вибрации.

Проектирование трубопроводов должно вестись с учетом обеспечения удобства технического обслуживания двигателя. Очень часто для обслуживания тяжелых составных узлов двигателя приходится использовать мостовой кран.

При проектировании трубопроводов выпускной системы следует учитывать следующие рекомендации [25]:

- Все трубопроводы должны устанавливаться на расстоянии не менее 229 мм (9 дюймов) от горючих материалов.
- Для предотвращения излучения тепла трубопроводы выпускной системы следует изолировать, используя подходящие высокотемпературные материалы.
- Необходимо поставить защитные гильзы на трубопроводы выпускной системы, проходящие через деревянные перегородки или крышу. Диаметр гильз должен быть на 305 мм (12 дюймов) больше, чем диаметр выпускных трубопроводов
- Удлините выпускные трубы в направлении вверх и выведите их за пределы машинного зала для отвода тепла, вредных газов и запахов.
- Располагайте выпускные трубы подальше от воздухозаборной системы. Засорение воздухоочистителей, турбокомпрессоров и охладителей наддувочного воздуха двигателями продуктами сгорания может привести к преждевременным отказам.
- Торцы выпускных отверстий труб лучше отрезать под углом 30 – 45°, а не 90°, это уменьшит турбулентность газа и снизит уровень шума.
- Открывающиеся под давлением отработавших газов дождевые козырьки препятствуют попаданию воды в выпускную систему.

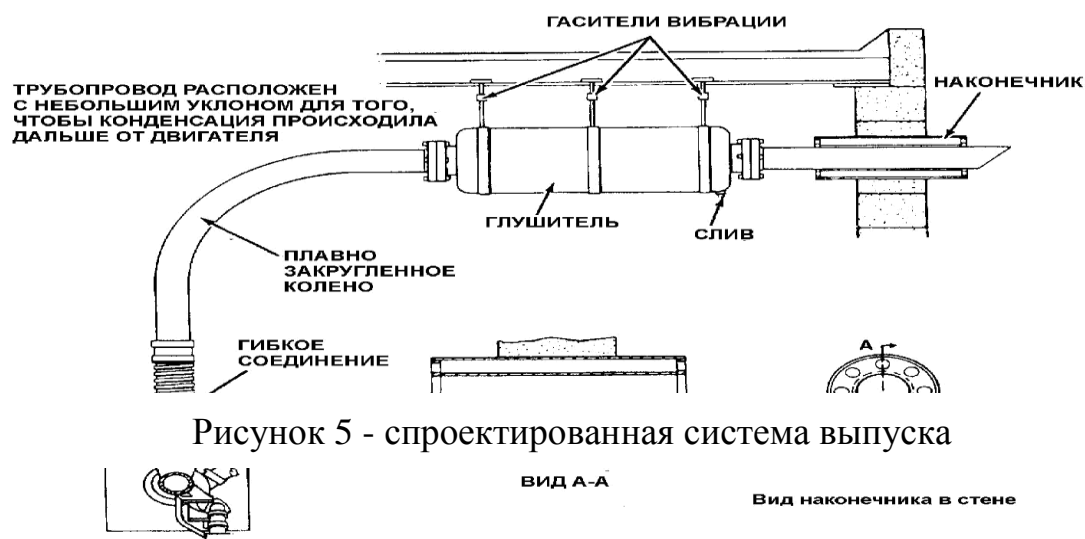


Рисунок 5 - спроектированная система выпуска

Выпускная система неработающих двигателей должна быть закрыта и вентилироваться.

Объединение отдельных выпусков для отработавших газов в V-образных двигателях с использованием сборных конструкций может создавать определенные проблемы. Такая конструкция может послужить причиной неравномерного теплового расширения и неравного противодействия групп клапанов. Неравномерное тепловое расширение может послужить причиной нежелательного на грузёные крепления турбокомпрессора или гибких сильфонов. Неравное противодействие может оказать отрицательное влияние на эксплуатацию и характеристики двигателя. Эти проблемы могут быть сведены к минимуму путем установки гибкого соединения на каждом участке при равной их длине.

Гибкие соединения

Выпускная труба должна быть изолирована от двигателя с помощью гибких соединений. Устанавливайте гибкие соединения ближе к выпуску отработавших газов двигателя. Гибкое выпускное соединение выполняет три основных функции:

- изолирует массу выпускных трубопроводов от двигателя;
- снимает чрезмерные вибрационные усталостные напряжения с элементов выпускной системы;
- обеспечивает возможность относительного смещения элементов выпускной системы.

Смещение имеет различные причины. Оно может вызываться температурным расширением или сжатием; связанными процессами ползучести, которые имеют место на протяжении всего срока службы любой конструкции; противодействием крутящему моменту, когда генераторная установка устанавливается на виброизолирующие опоры пружинного типа.

Для компенсации термического расширения предварительно растяните выпускные сильфоны во время установки. Между двумя концевыми фланцами могут быть наварены швом четыре небольших планки для жесткой фиксации

выпускного сифона двигателя во время установки выпускных трубопроводов. Это предотвратит возможность установки сифона с перегибом. Необходимо прикрепить к сифону табличку с предупреждением о необходимости удаления наварных планок перед запуском двигателя.

Тепловое расширение

Во избежание чрезмерной нагрузки на опорные конструкции необходимо учесть тепловое расширение выпускных трубопроводов в направлении от двигателя. Стальной выпускной трубопровод удлиняется на 1,13 мм/м (0,0076 дюйма на фут) при возрастании температуры отработавших газов на каждые 100 °C (100 °F). Таким образом, удлинение составляет 16,5 мм (0,65 дюйма) на каждые 3,05 м (100 футов) трубопровода при возрастании температуры от 35 до 510 °C (от 100 до 950 °F).

На длинных отрезках трубопроводов необходимо предусмотреть компенсирующие стыки. Каждая секция закрепляется с одного конца и может расширяться с другого конца. Опоры располагают так, чтобы расширение шло в направлении от двигателя, сопряженное оборудование не нагружалось и не деформировалось и чтобы оборудование можно было снимать без использования дополнительных опор. Для фиксации концов длинной трубы в определенном положении часто используется ограничительное звено, которое направляет все тепловое расширение в сторону компенсирующих стыков.

Гибкие трубные соединения, если они изолированы, должны свободно расширяться и сокращаться внутри изоляции. Это обычно требует применения мягкого изоляционного материала или изоляционной гильзы для изоляции стыка.

Трубопроводы, соединяющиеся с генераторными установками, требуют изоляции, особенно, если эти установки смонтированы на виброизолирующих опорах пружинного типа. В противном случае эти трубопроводы могут передавать вибрации на большие расстояния. Виброизолирующие подвески трубопроводов, если они используются, должны иметь пружины для гашения низкочастотных вибраций, а резина или пробка должны гасить

высокочастотные вибрации. Для предотвращения нарастания резонансных колебаний трубопроводов располагайте опоры длинных участков трубопроводов на неравных расстояниях друг от друга.

Очистка системы

Для предотвращения попадания посторонних частиц в турбокомпрессор при установке перед турбокомпрессором следует установить пластину-заглушку с соответствующей маркировкой. Для этой цели можно использовать транспортировочную крышку фирмы Caterpillar. Устанавливайте ее непосредственно на верхнюю часть корпуса турбины. Прикрепите к пластине табличку с предупреждением о том, что пластину необходимо удалить перед запуском двигателя.

Количество выбрасываемых картерных газов

Обычно утечка газов через поршневые кольца на новом двигателе составляет $0,02 \text{ м}^3 / (\text{ч кВт})$ { $0,5 \text{ куб. футов} / (\text{ч брит. л. с.})$ }. Выбирайте размер труб исходя из того, что на изношенном двигателе утечка газов через поршневые кольца будет составлять $0,04 \text{ м}^3 / (\text{ч кВт})$ { $(1 \text{ куб. фут} / (\text{ч брит. л. с.}))$ }. Выбирайте размер вентиляционных труб из расчета максимального падения давления при полной нагрузке, равного 13 мм вод. ст. ($0,5 \text{ дюйма вод. ст.}$). Измерение количества выбрасываемых картерных газов и их разбавление. Ниже приводится порядок действий для разбавления картерных газов чистым воздухом. При этом измеряется количество газов, прорывающихся картер через поршневые кольца. Эта информация нужна для проектирования вентиляционных систем картера двигателя.

Для разработки системы нужен индикатор прорыва газов/ расхода воздуха (приспособление 8T2700).

1. Измерьте количество газов, прорывающихся в картер через поршневые кольца, для данного двигателя. Для этого нужно закрыть вентиляционный клапан картера, заблокировать воздушный фильтр картера и установить индикатор прорыва газов на маслоразливную горловину. Показание индикатора будет соответствовать количеству прорывшихся газов. Все

измерения необходимо производить при работе двигателя на номинальной частоте вращения, нагрузке и температуре.

2. Снимите заглушку с воздушного фильтра картера и подсоедините к нему индикатор прорыва газов. Медленно открывайте вентиляционный клапан до тех пор, пока индикатор не даст те же показания, что и при выполнении действий пункта 1.

Описанные выше действия обеспечат подачу в картер то же количество воздуха, которое прошло через поршневые кольца. Это позволит достаточно разбавить газы и увеличить срок службы масла.

Эти действия необходимо выполнять на каждом двигателе. Произведите окончательную проверку давления в картере для того, чтобы убедиться, что разрежение в двигателе составляет менее 25,4 мм вод. ст. (1 дюйм вод. ст.).

Иногда бывает трудно правильно определить размер нагнетателя для приводной системы. Если имеющийся нагнетатель слишком велик, он может создавать большее разрежение на вентиляционных клапанах картера, что усложняет регулирование. Для решения этой проблемы можно подсоединить к нагнетателю разгруженный клапан со стороны разрежения всасывания воздуха в систему и снижения давления разрежения на регулирующих клапанах.

Дополнительно может использоваться предохранительный клапан для ограничения давления в картере значением 0,14 кПа (0,5 дюйма вод. ст.). Это делается в том случае, если не задействован вентилятор системы вентиляции картера.

Выбор и установка глушителя

Ниже приводятся рекомендации общего характера, которые помогут вам правильно выбрать глушитель.

Используйте данные завода-изготовителя, соответствующие нужной температуре и скорости отработавших газов на выпуске. Определите размер и тип глушителя, который удовлетворяет критериям снижения уровня шума при максимальном падении давления от 0,5 до 0,75 кПа (от 2 до 3 дюймов вод. ст.). После подсчета потери давления может оказаться, что нужно подыскать другой

глушитель или взять трубу другого размера, прежде чем будет достигнута оптимальная комбинация.

Установка

Для максимального уменьшения турбулентности и противодействия предусмотрите прямой трубопровод длиной не менее 5 диаметров выше впуска глушителя и не менее 2,5 диаметра ниже выпуска глушителя.

Если возможно, глушитель лучше располагать вертикально и использовать его боковые впуски так, чтобы избежать установки дополнительных впускных и выпускных патрубков. Если это нецелесообразно, позаботьтесь о том, чтобы радиус каждого патрубка был в два раза больше диаметра трубы. Если для уменьшения тепловыделения на глушителе используется тепловая изоляция, которая должна быть выполнена из термостойкого материала. Рассмотрите возможность использования глушителя со сдвоенным выпуском на V-образных двигателях вместо резкого расширения конфигураций "Y", "T" или 180 °. Установленная гильза отделяет выпускной трубопровод от стен или потолка и обеспечивает механическую и тепловую изоляцию. Одинарные гильзы должны иметь диаметр, не менее чем на 12 дюймов (305 мм) превышающий диаметр выпускного трубопровода. У двойных гильз (состоящих из двух манжет) наружный диаметр должен не менее чем на 6 дюймов (152 мм) превышать диаметр выпускного трубопровода.

Ввод наружного воздуха в картер

Удаление прорвавшихся через поршневые кольца газов из картера двигателя может оказаться недостаточным для очистки картера. Возможно, нужно будет разбавить воздух внутри картера, введя в него дополнительно чистый наружный воздух. Объем вводимого наружного воздуха должен быть приблизительно в два раза больше объемного расхода картерных газов. Единственный риск при добавлении чистого воздуха в картер состоит в том, что холодный наружный воздух может охладить картер настолько, что вызовет конденсацию присутствующих в нем картерных газов. Поэтому перед вводом в картер воздух, возможно, придется подогреть.

Вентиляция машинного зала

От 3 до 6 % потребляемого двигателями топлива теряется в окружающую среду в форме теплового излучения, поглощаемого наружным воздухом. Кроме того, тепловые потери связанные с неэффективной работой генератора и тепловыделением от выпускных трубопроводов, могут быть вполне сравнимы с общим количеством тепла, выделяемого генератором. Использование теплоизолированных выпускных трубопроводов, глушителя и трубопроводов оборотной воды позволяет уменьшить количество тепла, выделяемого вспомогательными источниками.

Повышение температуры

Повышение температуры в машинном зале в результате выделения тепла данными источниками может оказывать отрицательное воздействие на рабочий персонал, коммутационную аппаратуру и рабочие характеристики генераторной установки.

Возрастание температуры на 7 – 10 °C (15 – 20 °F) вполне допустимо для машинных залов. В холодном климате неудобства может причинить поток холодного воздуха. Ограничивайте его лишь том случае, если имеется достаточное количество воздуха для сгорания топлива.

Установка радиаторов на двигателе

Установка радиаторов на двигателях, использующих для охлаждения воздух машинного зала, обычно обеспечивает больше воздуха, чем это необходимо для эффективной вентиляции. Высокий расход воздуха в комбинации с низкой температурой окружающей среды, ниже 21 °C (70 °F), может привести к конденсации влаги на таких открытых деталях двигателя, как клапанные крышки. Это может вызвать проблемы, связанные с маслом и техническим обслуживанием. Поэтому не рекомендуется использовать систему вентиляции.

Есть два способа решения этой проблемы:

Существуют отдельно устанавливаемые и устанавливаемые на двигателе вентиляторы, которые не требуют забора воздуха из машинного зала для

охлаждения. Одно из преимуществ такой системы - использование для охлаждения воздуха, предварительно не нагретого двигателем; таким образом генераторная установка может более эффективно работать в условиях данной окружающей среды (или можно уменьшить ее размер). Недостаток этой системы - необходимость установки приводных вентиляторов для вентиляции двигателя, что удорожает систему. Для рециркуляции части выходящего из радиатора воздуха для поддержания прохождения через двигатель потока теплого воздуха можно установить терморегулируемые вентиляционные решетки. Это также позволит поддерживать комфортные рабочие условия для обслуживающего персонала. Необходимо позаботиться о том, чтобы рециркулирующий воздух вводился выше по потоку от двигателя и был хорошо перемешан к моменту попадания в радиатор. Во всех схемах, где для вентиляции машинного зала используется вентилятор радиатора, создаваемое в машинном зале разрежение не должно превышать 0,12 кПа (0,5 дюйма вод. ст.). Всякое превышение этого предела снизит расход воздуха через радиатор и приведет к перегреву двигателя. Очень важно обеспечить правильную разводку вентиляционных трубопроводов. В противном случае подаваемый воздух не сможет надлежащим образом поддерживать комфортную температуру в машинном зале. Располагайте воздуховоды в помещении таким образом, чтобы обеспечить поступление максимального количества охлаждающего воздуха к генераторной установке, исключив скапливания горячего неподвижного воздуха в других зонах. Впускные отверстия воздухозаборной системы должны располагаться как можно ниже и забирать наиболее прохладный и чистый воздух. Прежде всего воздух должен попадать в установку со стороны генератора. Это не всегда возможно из-за расположения глушителей, воздухоочистителей, труб отвода вредных газов и т.п. Располагайте выпуски как можно выше на противоположной стене или на крыше. Если необходимы автоматические задвижки для впуска холодного воздуха и воздуха для сгорания топлива, их логические схемы управления должны обеспечивать открытие задвижек сразу после запуска двигателя.

При использовании многодвигательных установок в одном здании необходимо предусмотреть прохождение потока воздуха между отдельными генераторными установками. Приточные и вытяжные вентиляторы могут снабжаться подвижными или неподвижными вентиляционными решетками для защиты от плохих погодных условий. Если используются подвижные вентиляционные решетки, то они должны иметь пневматический, электрический или гидравлический привод. Никогда не полагайтесь на то, что создаваемого вентилятором давления воздуха будет достаточно для открытия направляющих решетки. Машинный зал необходимо охлаждать прежде всего для защиты различных узлов оборудования от нагревания выше допустимых температур. Охлаждающий воздух требуется для охлаждения: элементов электрических систем, таких как индуктор, распределительная коробка, регулятор синхронизации двигателя; впускного патрубка воздухоочистителя; демпфера крутильных колебаний; генератора или другого приводного оборудования; а также для поддержания температуры, приемлемой для работы оператора установки и обслуживающего персонала.

На установках с большим количеством двигателей ограничение возрастания температуры в машинном зале на 7 – 10 °C (15 – 20°F) может потребовать недостижимых или нецелесообразных скоростей движения воздушного потока. Для таких установок вентиляционная система, которая обеспечивает приоритетное выполнение требований пяти вышеуказанных пунктов по охлаждению узлов машинного зала и прохождение потока воздуха в машинном зале в направлении снизу вверх, может проектироваться из расчета повышения температуры до 17 °C (30 °F).

На основании вышесказанного можно спроектировать выпускную систему, изображенную на рисунке 5 и на плакате 3.

6 Безопасность жизнедеятельности и экология

В этой главе рассмотрены факторы удовлетворения требованиям действующего в РФ технического регламента данной конструкторской разработки.

Согласно статье 1 «Цели технического регламента», данный регламент предусматривает использование организационно-технических мероприятий для обеспечения защиты жизни и здоровья граждан, охраны окружающей среды, жизни и здоровья животных и растений при эксплуатации [26].

Автомобили, дизель-генераторы, стационарные установки являются источниками загрязнения окружающей среды, так как они работают на двигателях внутреннего сгорания. Производство ДВС растет, следовательно, растёт и количество вредных выбросов в окружающую среду.

Основной состав отработавших газов ДВС показан в таблице 6 [27].

Таблица 6 - Состав отработавших газов ДВС

Компонент	Объемная доля компонента, %		Примечание
	Бензиновый ДВС	Дизельный двигатель	
Азот	74...77	76...78	Не токсичны
Кислород	0,3...0,8	2...18	
Пары воды	3,0...5,5	0,5...4,0	
Диоксид углерода	5,0...12,0	1,0...10,0	
Водород	0...5,0	-	
Оксид углерода	0,5...12,0	0,01...0,5	Токсичны
Оксиды азота	До 0,8	0,0002...0,5	
Углеводороды	0,2...3,0	0,009...0,5	
Альдегиды	До 0,2мг/л	0,001...0,9мг/л	
Сажа	0...0,04г/м	0,01...1,1г/м	
Бензопирен	10...20 мкг/м	До10 мкг/м	

От режима работы ДВС меняется количество вредных веществ в отработавших газах.

Установка модернизированной системы выпуска с сажевым фильтром на ДВС дизель-генераторной установки значительно снизит содержание токсичных вредных веществ в отработавших газах.

Для соответствия стационарной установки с ГОСТ 12.1.003-83. «Шум. Общие требования безопасности», используется разработанная (модернизированная) система выпуска, содержащая штатный выхлопной коллектор, компенсатор колебаний сильфонного типа и глушитель шума отработавших газов. Глушитель способствует снижению уровню шума выхлопных газов. Компенсатор колебаний сильфонного типа снижает вибрации стенок корпусных узлов систем выпуска, и тем самым снижается уровень структурного корпусного шума. Так же смонтированы дополнительные звукоизолирующие элементы, расположенные на стеновых и потолочных элементах технического помещения, в котором расположена дизель-генераторная установка.

В техническом помещении смонтирована эффективная общеобменная система вентиляции (вытяжная с механическим побуждением) как помещения, так и система вентиляции, которая будет забирать отработавшие газы из выхлопной системы дизельной установки в соответствии с ГОСТ 12.1.005-88. Так же должны быть дверные проёмы в соответствии с требованиями к помещению в которых установлены электростанции.

В комнате смонтированы автоматические системы пожаротушения в соответствии с требованиями к пожарной безопасности (ГОСТ-12.2.047). А так же рядом с дизель-генератором должны находится индивидуальные средства пожаротушения. А именно огнетушители, ведро песка (объёмом 15 л) с лопатой и пожарный гидрант с рукавом. В соответствии с ГОСТ 12.1.004-91.

Заправка охлаждающей системы возможна как антифризом, так и дистиллированной водой. В случае заправки водой, она должна соответствовать общим техническим требованиям. Оператор должен визуально следить за

отсутствием загрязнений в воде (пыль, мусор и т.д.), предназначенной для заправки охлаждающей системы дизельного ДВС данной установки. Замена жидкости должна производиться каждые 1000-1100 часов.

Для соблюдения правил техники безопасности в помещении не должно быть посторонних лиц. Для этого установлена система видеонаблюдения (три цилиндрические камеры HD качества и один компьютер), которая будет помогать следить охране за этим.

Заправку дизельного ДВС производит только оператор, соблюдая технику безопасности. Ему категорически запрещается проливать топливо мимо заливной горловины топливного бака, а так же заправлять работающий ДВС. В случае проливания топлива, его необходимо протереть. Одежду, пропитанную топливом или маслом необходимо хранить в специально отведённом месте.

В случае контакта топлива с кожей под давлением необходимо сразу обратиться к врачу. Необходимо избегать контактов дизельного топлива с кожей и глазами. Необходимо использовать защитные перчатки. В случае попадания дизельного топлива, масла или охлаждающей жидкости в глаза необходимо незамедлительно обратиться к врачу в ближайший медицинский пункт.

Запрещается подходить близко к работающему дизель-генератору в свободной одежде. Вращающиеся лопасти вентилятора сложно увидеть.

Запрещается запускать стационарную установку, не установив защитные решетки.

Дизель-генераторная установка оборудована кнопкой аварийной остановки, которая принудительно прекращает подачу топливовоздушной смеси в двигатель в соответствии с ГОСТ 12.4.040-78.

Комната оборудована достаточным освещением в соответствии с СанПиНом 2.2.1/2.1.1.1278-03 [27].

Для использования дизель-генератора техническое помещение должно удовлетворять требованиям по размеру помещения, чтобы обеспечить безопасную заправку топливом, замену масла и возможность обслуживания и

ремонта в соответствии с ГОСТ 12.2.049-80. Зона обслуживания дизель-генератора находится на расстоянии более 1 метра от самой установки.

Дизель генераторная установка оборудована системой сигнализации и защитой ДВС по ГОСТ 11928 от не санкционированного запуска посторонними людьми (не оператором) [28].

Генератор удовлетворяет требованиям ГОСТ 14965 и ГОСТ 183 и имеет систему автоматического регулирования напряжения.

Ёмкости с топливом, маслом и расширительные бачки воды системы охлаждения оборудованы датчиками системы сигнализации максимального и минимального уровня.

Запрещается делать чистку и наладку установки на работающем двигателе.

Усилия на механизмах управления дизель – генераторной установкой соответствуют ГОСТ 21753.

Символы на органах управления стационарной установкой соответствуют ГОСТ 12.4.040.

Категорически запрещается курить в баковой и в техническом помещении, где установлена дизель-генераторная установка.

Для того, чтобы дизель был в состоянии постоянной готовности к пуску, он оборудован подогревом системы охлаждения, смазки и рабочего воздуха. Данное оборудование удовлетворяет все требования по безопасности.

Расходные баки топлива, масла и баки промежуточного склада оборудованы приборами слива отстоя, а так же на сливных трубопроводах последовательно установлены две задвижки с ручным приводом и устройствами, предотвращающими несанкционированное их открытие.

Техническое помещение, в котором установлена дизель-генераторная установка, оборудовано средствами защиты от грызунов (СМЕРЧ Уно 185). А так же комната защищена от проникновения животных, которые могут нанести вред не только стационарной установке, но и оператору данной установки

(универсальный ультразвуковой отпугиватель животных с датчиком движения Банзай GX-033).

Горючие расходные баки с топливом ёмкостью более 0,9 м³ и масла объёмом более 6 м³ размещаются в отдельном помещении (баковой), предназначенном для их хранения, которое отвечает всем требованиям по пожарной безопасности. Если баковая размещена на втором этаже или выше, из неё должен быть предусмотрен дополнительный выход на лестницу третьего типа по СНиП 21-01-97. В баковой запрещается делать проёмы кроме вентиляционных и дверных.

Баковую отделена от остальных помещений противопожарными перегородками, у которых предел огнестойкости не менее 1,6 ч. Дверные проёмы этих перегородок оборудованы дверьми с функцией само закрывания и с пределом огнестойкости не менее 0,76 часа. Так же данное помещение оборудовано датчиками автоматического обнаружения пожара и системой автоматического пожаротушения (ЗАРЯ 22).

Поверхность, на которой установлена дизельная электростанция является ровной и горизонтальной.

Для каждого вспомогательного оборудования в техническом помещении и баковой предусмотрены поддоны, у которых высота борта не менее 0,06 м (не горящие).

Отработанные моторные масла, трансмиссионные масла и охлаждающие жидкости утилизируются без ущерба для окружающей среды в соответствии с ГОСТ Р 55832-2013.

В своей работе я предлагаю установить модернизированный впуск, который будет забирать воздух с улицы. Это приведет к уменьшению расхода топлива. А дизельное топливо это ограниченный ресурс. Тем самым будет решаться проблема экологии, т.к. будет расходоваться меньше топлива. Так же предложено поставить модернизированную систему выпуска ДВС с сажевым фильтром с каталитическим покрытием, который будет уменьшать содержание токсичных веществ и сажи в отработавших газах.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной работе произведена оценка возможности и эффективности использования сажевого фильтра на стационарной установке на базе дизельного ДВС. После проведенных работ были сделаны следующие выводы:

- предложено использовать сажевый фильтр в выпускной системе дизельного двигателя;
- спроектирована выпускная система стационарной установки.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1 Каменев, В.Ф. Научные основы и пути совершенствования токсических характеристик автомобильных двигателей с искровым зажиганием: Дисс. .докт.техн.наук: 05.04.02 ГНЦ НАМИ / Каменев Владимир Федорович. - Москва, 1996. - 454 с.
- 2 Машиностроение. Энциклопедия : в 40 т. / гл. ред. К.В. Фролов (пред.) и др.— М.: Машиностроение, 2013.- Т. IV-14: Двигатели внутреннего сгорания.- 784с.
- 3 Рахимов, Р.Р. Улучшение показателей двигателей с искровым зажиганием путем интенсификации сгорания бедных смесей : автореферат дис. ... кандидата технических наук / Р. Р. Рахимов. - Волгоград: ВолГТУ, 1999
- 4 Орлин, А.С. «Конструкция и расчет поршневых и комбинированных ДВС»./ А.С. Орлин, Д.Н. Вырубов, М.Г. Круглов - М.: Машиностроение,1971
- 5 Дашенко, А. И. Технология двигателестроения / Под ред. А. И. Дашенко Издательство: Высшая школа 2005.- с. 609
- 6 Кутенёв, В.Ф. Комплексное решение проблем снижения выбросов вредных веществ и расхода топлива автомобильными двигателями. Автореф. дисс. докт. техн. наук. 05.04.02 / Кутенёв Вадим Федорович. - М.: МАМИ. - 1990. - 45 с.
- 7 Луканин, В.Н. «Промышленная транспортная экология». М.: Высшая школа, 2001.
- 8 Ховаха, М.С. Автомобильные двигатели – 2-е изд., переработана. и доп. [Текст] /Под редакцией М.С. Ховаха// М.: Машиностроение, 1977. - с.636.
- 9 Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов втузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» [Текст] /Д.Н. Вырубов, С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко и др.; Под общей редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова. –4-е издание, переработана. И доп. – М.: Машиностроение, 1984. – с.384

- 10 Вибе, И.И. Уточненный тепловой расчет двигателя [Текст] / И.И. Вибе// М. Машиностроение, 1971. - с.282
- 11 Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» [Текст] /В.П. Алексеев, Н.А. Иващенко и др.; Под общей редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова//. –3-е издание, переработана. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. - с.528.
- 12 Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. – 6-е изд., переработана. и доп. – М.: Машиностроение, 1982.
- 13 Кузнецов, В.Р., Собольников В.А. “Турбулентность и горение”. М. Наука, 1986.
- 14 Орлин, А.С. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания»] /С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под общей редакцией А.С. Орлина, М.Г. Круглова//. –3-е издание, перераб. И доп. – М.: Машиностроение, 1985. - с.456.
- 15 Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / Колчин, А.И. Демидов В.П. // Учебное пособие для вузов – 2-е изд., переработана. и доп. – М: Высшая школа 1981. - с.496.
- 16 Войнов, В.В. “Процессы сгорания в двигателях внутреннего сгорания”. М. Наука, 1984.
- 17 Каргин, С.А. Теоретическое обоснование и экспериментальное исследование рабочего процесса судового ДВС с комбинированным смесеобразованием и принудительным воспламенением : канд. техн. наук : 05.08.05 / Каргин Сергей Александрович. – Астрахань, 2006. – 177 с.
- 18 Семенов, Е.С. Исследование турбулентности в цилиндре поршневого двигателя / Е.С. Семенов, А.С. Соколик // Известия АН СССР. – 1958. - № 8. - С. 130-140.

- 19 Смоленская, Н.М. Исследование эффективности рабочего процесса бензиновых двигателей с использованием электропроводности пламени / Н.М. Смоленская, В.В. Смоленский, П.В. Ивашин, А.П. Шайкин // ВНТК "Проведение научных исследований в области машиностроения". 27-28 ноября 2009. Тольятти: Изд-во ТГУ. - 2009. С.244-250.
- 20 Стечкин, Б.С. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя / Б.С. Стечкин, К.И. Генкин, В.С. Золотаревский. – М. : АН СССР, 1960. – 200 с.
- 21 Wang, D. E., Watson, H. Direct injection compressed natural gas combustion and visualization/ D. E Wang, H. Watson, SAE Technical Paper 2010-PP.218-220
- 22 Lanni, T., Frank, B.P., Tang, S., Rosenblatt, D., Lowell, D., Performance and emissions evaluation of compressed natural gas and clean diesel buses at New York City's Metropolitan Transit Authority/ Lanni, T., Frank, B.P., Tang, S., Rosenblatt, D., Lowell, SAE Paper 2013.
- 23 Mbarawa, M., Milton, B.E., Casey, R.T. Experiments and modelling of natural gas combustion ignited by a pilot diesel fuel spray / M. Mbarawa, B.E. Milton, R.T.
- 24 Khalighi B, et al, “ Computation and Measurement of Flow and Combustion in a Four-Valve Engine with Intake Variations”, SAE, SP 1101, №950287, стр. 147-179, 2001.
- 25 Alpesh, K. Panchal: M.E. IC/Auto Student, Assistant professor, Mechanical Engineering Department L.C. Institute of Technology, Mechanical Engineering Dept. L.D.R.P, Gandhinagar, 2014.
- 26 Аносов, Ю.М. “Основы отраслевых технологий и организации производства”. С-П., Политехника, 2002.
- 27 Кузнецов, Ю.М. «Охрана труда на предприятиях автомобильного транспорта». М.: Транспорт, 1986.
- 28 Долин, П.А. «Справочник по технике безопасности». М.: Энергоатомиздат, 1985.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

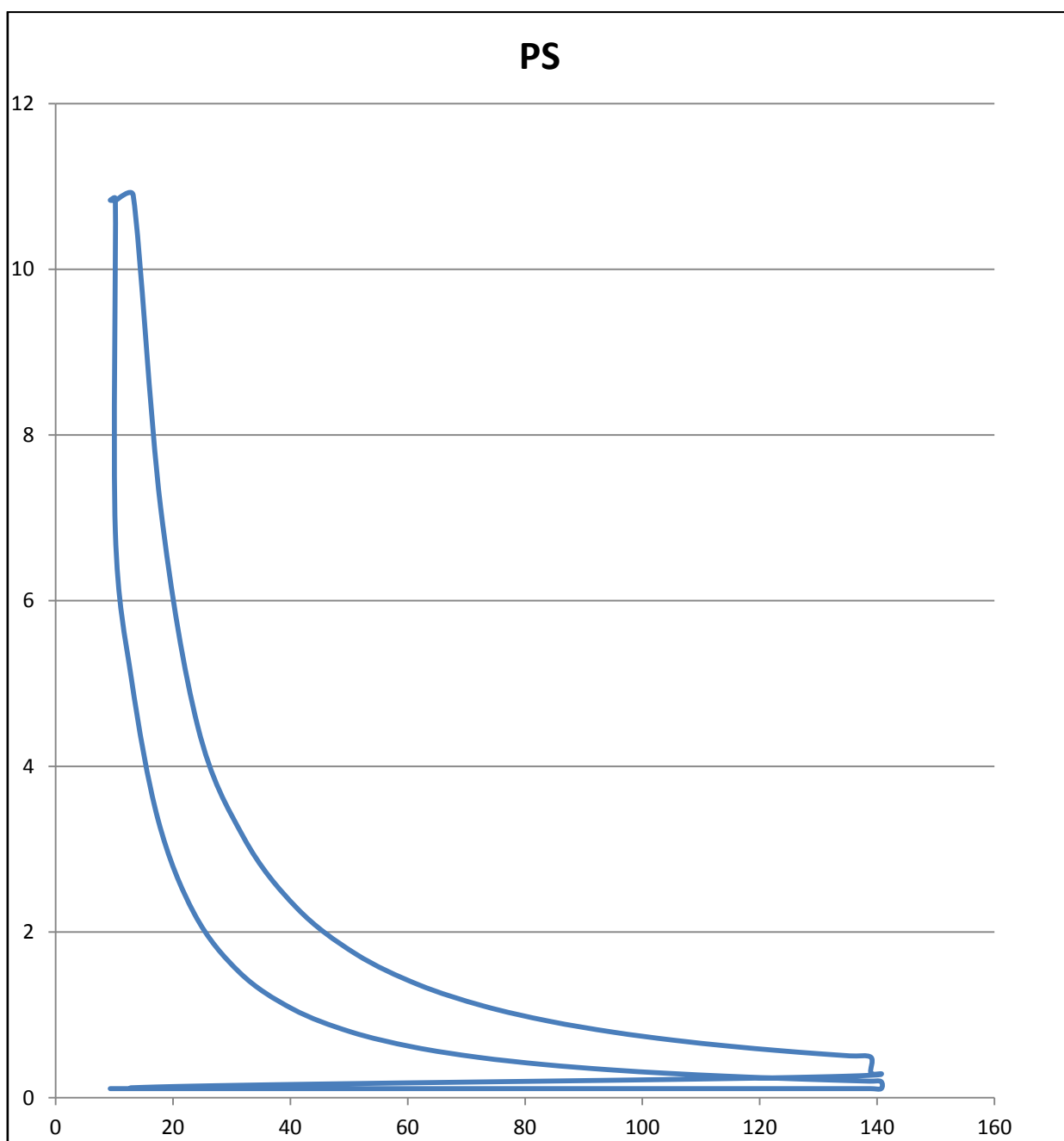


Рисунок А1 - Индикаторная диаграмма в координатах P-S

ПРИЛОЖЕНИЕ Б

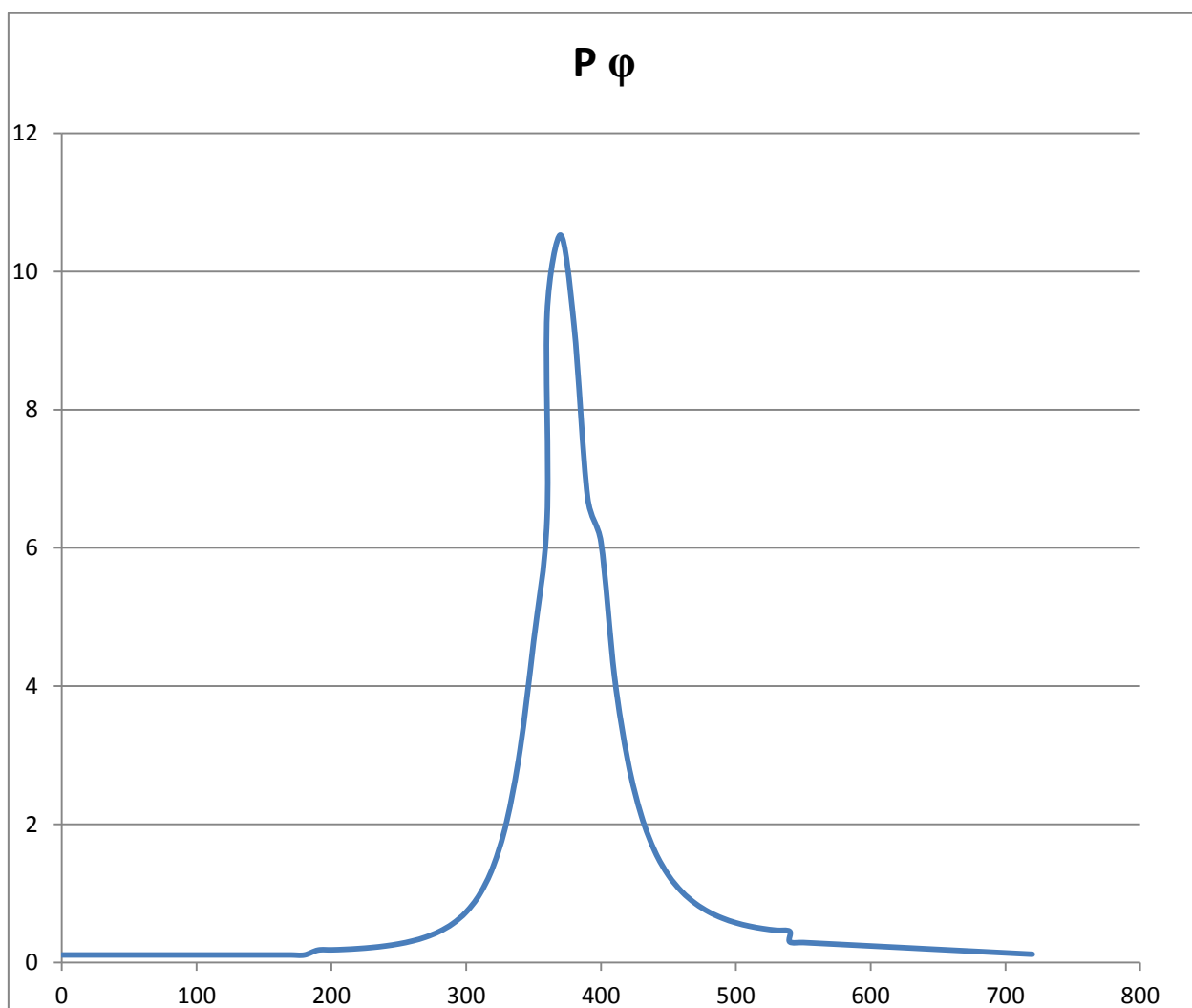


Рисунок Б1 - Индикаторная диаграмма в координатах P-φ