

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФГБОУ ВО Казанский государственный аграрный университет
Институт механизации и технического сервиса

Специальность 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»
Специализация «Автомобили и тракторы»

Кафедра «Тракторы, автомобили и энергетические установки»

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

на соискание квалификации (степени) «специалист»

Тема: Проектирование колесного трактора категории Т тягового класса 14 кН с разработкой системы турбонаддува для двигателя.

Шифр ВКР.23.05.01.124.20.00.00.00.ПЗ

Студент

С251-07

Каримов
подпись

Каримов А. Х.

Ф.И.О.

Руководитель

доцент

ученое звание

Синицкий
подпись

Синицкий С.А.

Ф.И.О.

Обсужден на заседании кафедры и допущен к защите
(Протокол № 11 от 17 июня 2020 г.)

И.о. зав. кафедрой

Хафизов Р. Н.

ученое звание

Хафизов
подпись

Хафизов Р. Н.

Ф.И.О.

Казань – 2020 г.

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФГБОУ ВО Казанский государственный аграрный университет

Институт механизации и технического сервиса

Специальность 23.05.01 «Наземные транспортно-технологические средства»

Специализация «Автомобили и тракторы»

Утверждаю

И. о. зав. кафедрой

_____/Хафизов Р. Н./

13 марта 2020 г.

ЗАДАНИЕ НА ВЫПУСКНУЮ КВАЛИФИКАЦИОННУЮ РАБОТУ

Студенту: Каримов А. Х.

Тема ВКР: Проектирование колесного трактора категории Т тягового класса 14 кН с разработкой системы турбонаддува для двигателя.

Утверждена приказом по университету от 22 мая 2020 года № 178

Срок сдачи студентом законченной ВКР 15 июня 2020 года

Техническое задание на ВКР: Тяговый класс трактора – 14 кН; колесная формула 4х4; вид применяемого топлива – дизельное; тип двигателя - дизельный с турбонаддувом.

Перечень подлежащих разработке вопросов:

1. Тяговый расчет трактора.
2. Эскизная компоновка трактора
3. Проектирование конструкции системы турбонаддува для двигателя.
4. Технологическая часть
5. Разработка мероприятий по технике безопасности.
6. Разработка мероприятий по экологии

Экономическое обоснование проектируемых мероприятий

Перечень графического материала (с указанием обязательных чертежей).

1. Регуляторная характеристика двигателя.
2. Потенциальная характеристика трактора.

3. Теоретическая тяговая характеристика трактора
4. Эскизная компоновка трактора
5. Сборочный чертеж конструкции, сборочные единицы и детализовка (3 листа).
6. Технологическая схема сборки турбонаддува для двигателя
7. Технологическая карта на изготовление детали.
8. Техничко-экономические показатели конструкции.

Консультанты по ВКР с указанием соответствующих разделов проекта

Раздел	Консультант
Охрана труда и техника безопасности	Гаязиев И. Н.
Экономическое обоснование разрабатываемой конструкции	

Дата выдачи задания 13.03.2020

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН

№ п/п	Наименование этапов дипломного проектирования	Срок выполнения	Примечание
1	Тяговый, динамический и экономический расчеты автомобиля	14.04.2020	
2.	Эскизная компоновка автомобиля	28.04.2020	
3	Проектирование конструкции системы турбонаддува для двигателя	14.05.2020	
4	Технологическая часть	20.05.2020	
5	Разработка мероприятий по технике безопасности	28.05.2020	
6	Разработка мероприятий по экологии	02.06.2020	
7	Экономическое обоснование проектируемых мероприятий	08.06.2020	

Студент-дипломник _____ (Каримов А. Х.)

Руководитель ВКР к.т.н. доцент _____ (Синицкий С.А.)

АННОТАЦИЯ

На выпускную квалификационную работу Каримова А. Х, выполнившего выпускную квалификационную работу на тему: “Проектирование колесного трактора категории Т тягового класса 14 кН с разработкой системы турбонаддува для двигателя”.

Выпускная квалификационная работа содержит пояснительную записку на 94 листах машинописного текста, включающая 8 таблиц, 14 рисунков. Библиографический список содержит 18 наименований. Графическая часть ВКР выполнена на 9 листах формата А1.

Первая глава ВКР - тяговый расчет трактора

Вторая глава ВКР - эскизная компоновка трактора.

Третья глава ВКР - конструкторская разработка системы турбонаддува для двигателя.

Четвертая глава ВКР - технология изготовления нестандартной детали и технология сборки конструкции

Пятая глава ВКР - мероприятия по технике безопасности

Шестая глава ВКР - мероприятия по экологии

Седьмая глава ВКР - экономическое обоснование проектируемых мероприятий

Пояснительная записка завершается выводами и списком литературы

ABSTRACT

For the final qualification work of Karimov A. X, who completed the final qualification work on the topic: "Design of a wheeled tractor of category T traction class 14 kN with the development of a turbocharging system for the engine". The final qualifying work contains an explanatory note on 94 sheets of typewritten text, including 8 tables, 14 figures. The bibliography contains 18 titles. The graphic part of the WRC is made on 9 sheets of A1 format. The first Chapter of the WRC-tractor traction calculation The second Chapter of the WRC is a draft layout of the tractor. The third Chapter of the WRC is the design development of a turbocharging system for the engine. The fourth Chapter of the WRC - technology for manufacturing non-standard parts and technology for assembling the structure Fifth Chapter of the WRC-safety measures Sixth Chapter of the WRC-environmental activities The seventh Chapter of the WRC - economic justification of the planned activities The explanatory note concludes with conclusions and a list of references

СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
ВВЕДЕНИЕ.....	8
1. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ТРАКТОРА	9
1.1. Определение массы трактора.....	9
1.2 Выбор прототипа трактора и его техническая характеристика	10
1.3 Определение параметров ходовой части	11
1.4 Определение номинальной мощности двигателя	11
1.5 Определение основных параметров двигателя	12
1.6 Расчет регуляторной характеристики тракторного двигателя	12
1.7 Расчет потенциальной тяговой характеристики трактора	15
1.8 Определение передаточных чисел трансмиссии	18
1.9. Расчет теоретической тяговой характеристики трактора	19
2 ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА ТРАКТОРА.....	23
2.1 Схемы и принципы работы комбинированных двигателей с турбонаддувом.....	23
2.3. Эскизная компоновка трактора.....	26
3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТУРБОНАДДУВА ДЛЯ ДВИГАТЕЛЯ ТРАКТОРА	28
3.1. Обзор патентов.	28
3.2. Обзор конструкций нагнетания воздуха в двигатель.	67
3.3 Расчет конструкции.....	68
3.3.1 Расчет на прочность элементов конструкции.	71

3.3.2 Определение диаметра крепежных болтов.	72
3.3.3 Определение диаметра стяжных шпилек.	72
3.3.4 Выбор и расчет элементов трубопровода.	73
4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ	74
4.1. Выбор материала заготовки.	74
4.2 Выбор оборудования и режущего инструмента.	74
4.3 Технологические расчеты	75
5 ОХРАНА ТРУДА И ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ	80
5.1 Техника безопасности при работе с трактором	80
5.2 Физическая культура на производстве	82
6. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ.	83
7. РАСЧЕТ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СИСТЕМЫ ТУРБОНАДДУВА ДЛЯ ДВИГАТЕЛЯ.	84
7.1 Расчеты балансовой стоимости и массы проектируемой конструкции	84
7.2 Расчет технико-экономических показателей эффективности конструкции	85
ВЫВОДЫ	92
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	93
ПРИЛОЖЕНИЯ	95

ВВЕДЕНИЕ

Пополнение тракторного парка предприятий новой техникой предъявляет высокие требования к ее надежности, повышению степени готовности к выполнению работ в оптимальные сроки. Наряду с этим стоит задача значительного увеличения отдачи от уже созданного производственного потенциала. Эти проблемы еще больше обостряются по мере перехода к рыночным отношениям.

Большое значение в повышении эффективности использования тракторного парка имеет его количественный и качественный состав, высококачественное и своевременное техническое обслуживание и ремонт с применением новейших методов и средств диагностирования

1. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ТРАКТОРА

Таблица 1.1 - Исходные данные

Класс трактора - $P_{крном}$, кН	14
Тип ходовой части трактора	колесный 4x4
Средняя рабочая скорость - $V_{ср}$, м/с	2,1...3,5
Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя - $n_{ен}$, об/мин	2200
Удельный расход топлива - $q_{ен}$, г/кВт.ч.	240
Коэффициент для расчета характеристики двигателя, C_1	0,76
Метод определения передаточных чисел трансмиссии	1
Агрофон для расчета и построения теоретической тяговой характеристики	стерня

1.1. Определение массы трактора.

Различают конструктивную и эксплуатационную массы трактора. Конструктивную массу иногда называют «сухой» массой - это масса трактора сразу после сборки - без заправок маслом, топливом, охлаждающей жидкостью, без инструмента, дополнительных грузов и тракториста, а эксплуатационная - уже трактора, готового к работе в поле т.е., полностью снаряженного.

Массу трактора определяем по формуле,[5]:

$$m_k = \frac{P_{кр ном}}{\varphi_{кр ном} \cdot 9,81} = \frac{14000}{0,47 \cdot 9,81} = 3036 \text{ кг} \quad (1.1)$$

где m_k - конструктивная масса трактора, кг.

$P_{кр ном}$ - номинальное тяговое усилие, Н.

$\varphi_{кр ном}$ - коэффициент использования массы трактора, $\varphi_{кр ном} = 0,4...0,5$

Эксплуатационная масса трактора,[5]:

$$m_{\text{э}} = m_k \cdot (1,06 \div 1,15) = 3036 \cdot 1,15 = 3491 \text{ кг} \quad (1.2)$$

принимаем $m_{\text{э}} = 3500$ кг.

1.2 Выбор прототипа трактора и его техническая характеристика

Зная класс трактора, тип его ходовой части, определив его массы, выбирают прототип из существующих типов тракторов. При отсутствии похожего трактора - выбирают наиболее близкий к проектируемому. Выбрав прототип - приводят его техническую характеристику, которые в дальнейшем помогут выбрать некоторые недостающие параметры будущего трактора (параметры двигателя, трансмиссии, ходовой части и др.) При этом нужно будет учитывать разницу прототипа и будущего трактора.

МТЗ-82 –трактор с механической трансмиссией.

Трактор МТЗ-82 относится к колесным тракторам тягового класса 14 кН и имеет большое количество модификаций и комплектаций.

Трактор может нести разнообразные навесные - бульдозерная лопата, снегоочиститель, экскаваторный ковш - и прицепные (скрепер, грейдер и т.п.) орудия.

Таблица 1.2 - Основные характеристика трактора МТЗ-82

Название	Значение
Тяговый класс трактора , кН	14
Двигатель (рядный 4-цилиндровый, жидкостного охлаждения)	
Эксплуатационная мощность двигателя (Д-243), кВт (л.с.)	58
Диапазон скоростей, км/ч	2,34... 41
Частота вращения коленчатого вала при эксплуатационной мощности, об/мин	2200
Номинальный коэффициент запаса крутящего момента, %	25
Удельный расход топлива трактора при эксплуатационной мощности, г/кВт.ч (г/л.с. ч.)	240(176)
Длина, мм	3930
Колея (задних колес), мм	1350...2100
Масса трактора (эксплуатационная), кг	3270

1.3 Определение параметров ходовой части

К определяемым параметрам ходовой части относятся: размеры ведущих колес.

Ведущие колеса выбираются тракторного типа - с редким и глубоким рисунком, с учетом нагрузки на одно колесо,[5]:

$$r_k = 0,0254 \cdot [0,5 \cdot d + H(1 - \delta_r)], \text{ м} \quad (1.3)$$

где: 0,0254 – коэф. перевода дюймов в метры;

d – посадочный диаметр в дюймах,

H – высота профиля в дюймах;

δ_r – коэффициент радиальной деформации шины, $\delta_r = 0,11 \dots 0,13$.

При наличии подходящего прототипа величину r_k можно брать и по технической характеристике.

При наличии подходящего прототипа величину r_k можно брать и по технической характеристике.

$$r_k \approx 725 \text{ мм}, [12].$$

1.4 Определение номинальной мощности двигателя

Номинальная мощность тракторного двигателя определяется с учетом класса трактора, т.е. номинального тягового усилия на крюке - $P_{кр\text{ном}}$, а так же основных рабочих скоростей, при которых выполняются полевые работы. Для современных тракторов большинство полевых операций выполняется на скоростях 6... 12 км/ч или 1,6...3,3 м/с.

С учетом сказанного,[5]:

$$N_{e\text{ном}} = \frac{V_{cp} (P_{кр\text{ном}} + 9,81 \cdot f \cdot m_{\Sigma})}{1000 \cdot \eta_{тр}} = \frac{3(14000 + 3500 \cdot 0,11 \cdot 9,81)}{1000 \cdot 0,9} = 59,2 \text{ кВт} \quad (1.4)$$

где V_{cp} - скорость движения на рабочей передаче, м/с;

$f = 0,09 \dots 0,14$ - коэффициент сопротивления движения при работах в нормальных условиях

$\eta_{тр}$ – КПД трансмиссии, можно принять 0,9.

Принимаем $N_{е\ нол} = 60$ кВт.

1.5 Определение основных параметров двигателя

К основным параметрам двигателя относятся: номинальная мощность - $N_{ен}$, крутящий момент - $M_{ен}$, часовой расход топлива - $G_{тн}$, удельный расход топлива - $g_{ен}$ и частота вращения коленчатого вала. - $n_{ен}$, [5]:

$$M_{е\ нол} = \frac{30 \cdot 10^3 \cdot N_{ен}}{\pi \cdot n_{ен}} = \frac{30 \cdot 10^3 \cdot 60}{3,14 \cdot 2200} = 260 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (1.5)$$

$$G_{Тн\ о\ м} = \frac{g_{ен} \cdot N_{ен}}{1000} = \frac{235 \cdot 60}{1000} = 14,1 \text{ кг} / \text{ч}. \quad (1.6)$$

Таким образом, все номинальные параметры определены.

1.6 Расчет регуляторной характеристики тракторного двигателя

Для расчета используются номинальные значения параметров двигателя:

$N_{ен}$, $M_{ен}$, $G_{тн\ о\ л}$, $g_{е\ нол}$ и $n_{е\ нол}$.

Вначале на оси частоты вращения (n_e) нужно определить еще две точки:

$n_{емин}$ - наименьшие обороты холостого хода - $n_{емин} = 600 \dots 900$ об/мин,

Причем - 600...750 для двигателей с $n_{е\ нол}$ до 2000 об/мин., с 750...900 для двигателей с $n_{е\ нол}$ более 2600 об/мин.

Следующая точка - это наибольшая скорость вращения коленчатого вала при полной подаче топлива, но без нагрузки

$$n_{ex/x} = n_{ен} (1 + \sigma_p), \text{ об/мин}, \quad (1.7)$$

где: σ_p - степень неравномерности регулятора = 0,07...0,09, [11].

Тут же нужно определить величину расхода топлива.

$$G_{mx/x} = G_{mном} (0,25,0,30), \frac{кг}{ч}; \quad (1.8)$$

Удельный расход топлива определяется по формуле:

$$g_e = \frac{G_m \cdot 1000}{N_e}, \frac{г}{кВт \cdot ч}, \quad (1.9)$$

и на этих же вертикалях в выбранном ранее масштабе откладывают две новые точки и через три точки проводят недостающую линию, при этом на вертикале $n_{ex/x}$ линия g_e - будет стремиться в бесконечность, т.к. при этом $G_{mx/x}$ имеет конечную величину, а $N_e = 0$.

Для расчета и построения зависимостей основных параметров в левой части характеристики интервал от $n_{e, мин}$ до $n_{e, ном}$ нужно разделить на 4-5 частей и отметить соответствующие n_e и при каждом значении n_e , начиная от $n_{e, мин}$, определить значения N_e , M_e , G_m и g_e и отложить на этих вертикалях, затем соединить их плавной кривой. Формулы для расчетов, [5]:

$$N_e = N_{e, ном} \left[C_1 \left(\frac{n_e}{n_{eH}} \right) + C_2 \left(\frac{n_e}{n_{eH}} \right)^2 - \left(\frac{n_e}{n_{eH}} \right)^3 \right], \text{ кВт}, \quad (1.10)$$

где C_1 - коэффициент для расчета характеристики, дан в задании, C_2 - коэффициент, равный, [5]:.

$$C_2 = 2 - C_1; \quad (1.11)$$

$$M_e = \frac{30 \cdot 10^3 \cdot N_e}{\pi \cdot n_e}, \text{ Н.м.} \quad (1.12)$$

$$g_e = g_{eH} \left[1,35 - \frac{0,35(n_e - n_{e \min})}{(n_{eH} - n_{e \min})} \right], \text{ г/кВт.} \quad (1.13)$$

$$G_m = \frac{g_e \cdot N_e}{1000}, \text{ кг/ч.} \quad (1.14)$$

Таблица 1.3 – Исходные данные для расчета регуляторной характеристики тракторного двигателя

Наименование параметров	Обозначение		Величина
	обыч-ное	в про-грамме	
Номинальная мощность двигателя трактора, кВт	$N_{e \text{ ном}}$	N	60
Номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, об/мин	$n_{e \text{ ном}}$	H	2200
Малые обороты холостого хода двигателя, об/мин	$n_{e \text{ min}}$	H2	700
Коэффициент для расчета характеристики двигателя	C_1	C1	0,76
Номинальный удельный расход топлива, г/кВт	$g_{e \text{ ном}}$	Q	240
Степень неравномерности регулировки	δ_p	B	0,08

Результаты расчетов регуляторной характеристики тракторного двигателя представлены в приложении А.

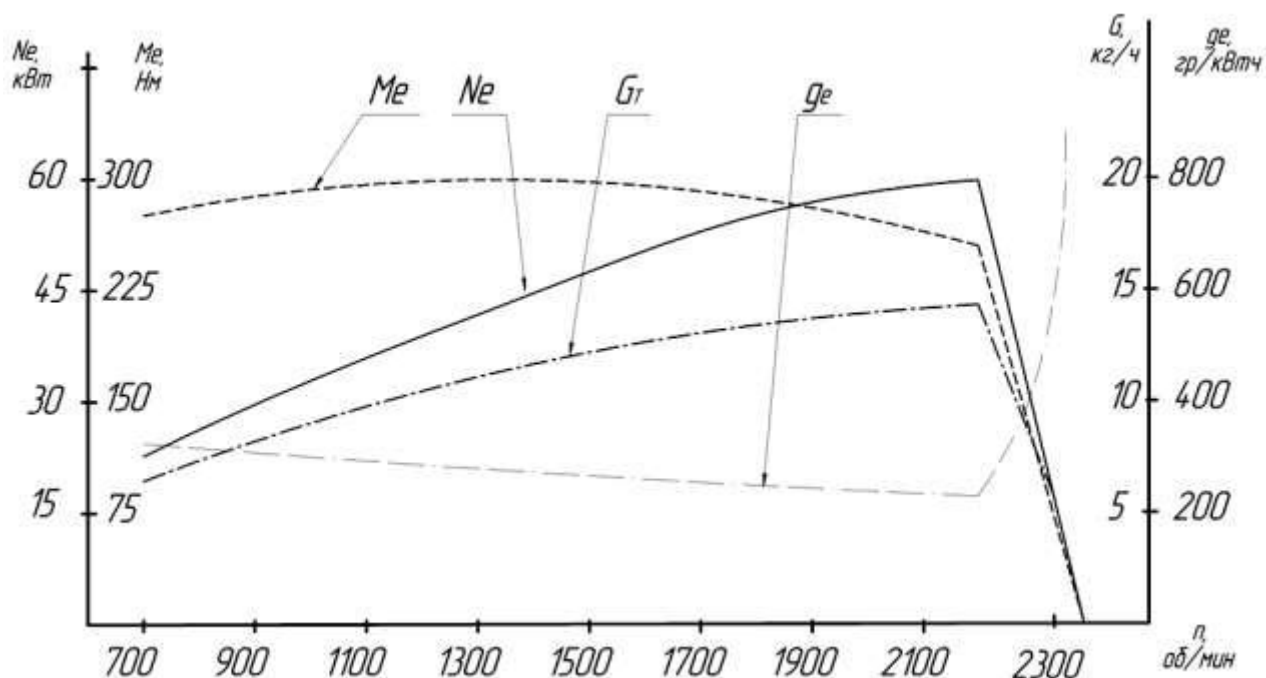


Рисунок 1.2 –Регуляторная характеристика двигателя трактора

1.7 Расчет потенциальной тяговой характеристики трактора

Потенциальная тяговая характеристика рассчитывается для будущего трактора при работе в типичных (нормальных) условиях, такими условиями для сельскохозяйственного трактора является: агрофон-стерня зерновых культур, поверхность поля ровная, почва- средний суглинок, удельное сопротивление почвы - 0,05 - 0,06 мПа, влажность - нормальная, т.е. 16 -18%. Для таких условий подбирается из справочников φ и f .

Предварительно должно быть определено: m_3 , $N_{e\text{ном}}$ тип трактора и его класс и колесная схема, к.п.д. трансмиссии.

Далее определяют N_{mp} , [5]:

$$N_{mp} = N_{e\text{ном}}(1 - \eta_{mp}), \text{ кВт.} \quad (1.15)$$

Следующий шаг - определяют теоретическую скорость - V_T задаваясь величиной P_{kp} от нуля до правой границы графика. [5]:

$$V_T = \frac{1000 \cdot N_{en} \cdot \eta_{mp}}{P_{kp} + f \cdot m_3 \cdot 9,81}, \text{ м/с} \quad (1.16)$$

Для получения полной картины величину P_{kp} , берут до $P_{kp.\text{max}} = 1,5 P_{kp\text{ном}}$

Далее рассчитывают величины буксования трактора - δ , задаваясь теми же значениями P_{kp} (от 0... до $1,5 P_{kp\text{ном}}$), [5]:

$$\delta = a \cdot p + b \cdot p^c \quad (1.17)$$

a, b, c – постоянные коэффициенты.

$$P = \frac{P_{kp}}{\varphi \cdot \lambda_k \cdot m_3 \cdot 9,81} \quad (1.18)$$

Следующий шаг - определяют потерю мощности на буксование - N_δ , [5]:

$$N_\delta = \frac{P_{kp} \cdot V_T \cdot \delta}{1000}, \text{ кВт.} \quad (1.19)$$

Далее рассчитывают потерю мощности на качение - N_f .,[5]:

$$N_f = \frac{f \cdot m_3 \cdot 9,81 \cdot V_T (1 - \delta)}{1000}, \text{ кВт} \quad (1.20)$$

Определяют мощности на крюке - $N_{кр.}$, [4]:

$$N_{кр} = \frac{P_{кр} \cdot V_T \cdot (1 - \delta)}{1000}, \text{ кВт.} \quad (1.21)$$

Определение величины тягового к.п.д. - $\eta_{тяг}$ (условного)

$$\eta_{тяг} = \frac{N_{кр}}{N_{ен}} \quad (1.22)$$

Таблица 1.4 – Исходные данные для потенциальной тяговой характеристики трактора

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение		Величина
		Обычное	в программе	
1	Номин. Мощность двигателя - квт.	N	N	60
2	К.п.д. трансмиссии трактора	$\eta_{тр}$	H6	0,9
3	Коэф. сор. движению на стерне -п	f	F	0,09
4	Коэф. Сцепления х/ч с почвой	φ	F1	0,7
5	Коэф. Распределения веса.	λ_k	L	0,85
6	Номин. Тяговое усилие трактора-Н.	$P_{кр \text{ ном}}$	P	14000
7	Коэффициенты для расчета буксования	a	A5	0,13
8		b	B5	0,013
9		c	C5	8
10	Полная масса трактора - кг.	m_3	MS	3500

Результаты расчетов потенциальной тяговой характеристики трактора представлены в приложении Б.

Используя полученные значения параметров, строят потенциальную характеристику трактора.

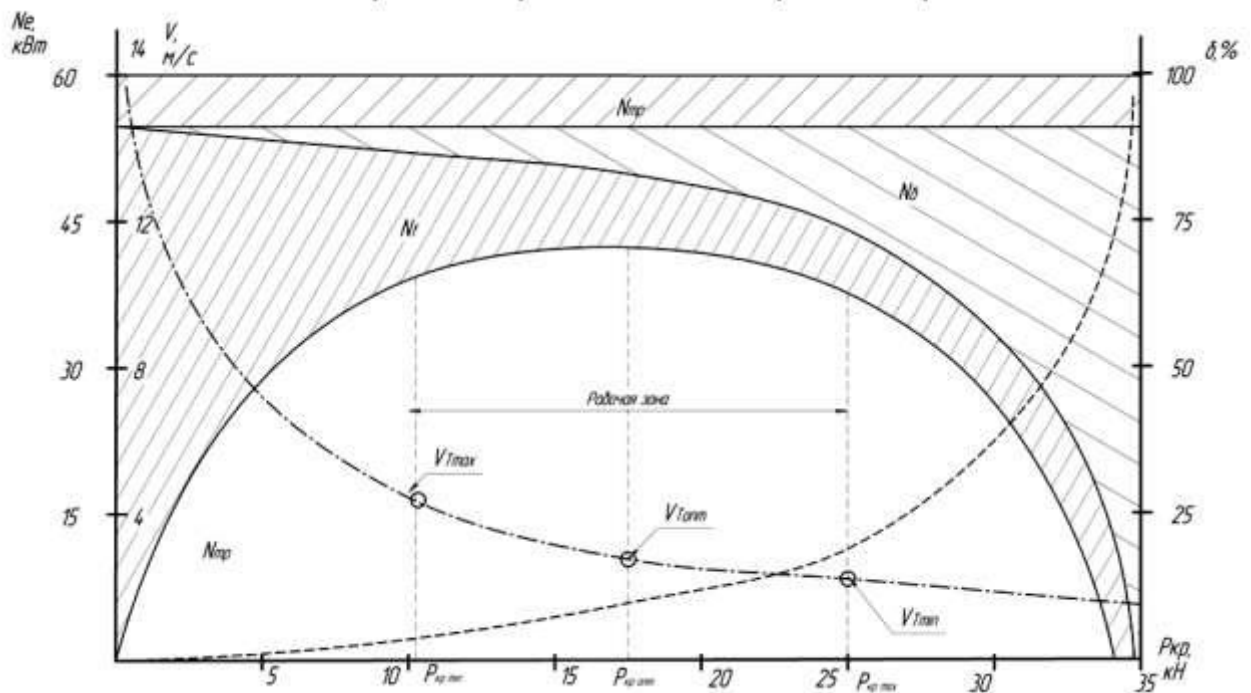


Рисунок 1.4 –Потенциальная тяговая характеристика трактора.

Определение тяговой зоны трактора:

Основное назначение потенциальной тяговой характеристики - это обоснование и выбор тяговой зоны будущего трактора.

Для этого на построенной характеристике находят точку $N_{кр\max}$ этой же точке соответствует $\eta_{тяги\max}$. От этой точки проводят вертикаль на ось $P_{кр}$, на пересечениях отмечают - $V_{Топп}$ и $P_{кр\opt}$, т.е., это будет оптимальная скорость, оптимальное усилие на крюке трактора. Поскольку при работе в полевых условиях величина $P_{кр}$ все время меняется как в ту, так и в другую сторону, поэтому нужно определить рабочую зону трактора таким образом, чтобы при всех случаях работы величина тягового к.п.д. ($\eta_{тяги}$) находился вблизи его наибольшего значения. Таким образом, определяется тяговая рабочая зона.

После определения тяговой зоны трактора принимают: ,[5]:

$$V_{Tmin}=V_{T1} \text{ и } V_{Tmax}=V_{Tn},$$

т.е. это будет соответственно, скорости на первой и последней рабочей передачах.

Количество передач (n) дается в задании, обычно может быть 4... 9.

1.8 Определение передаточных чисел трансмиссии

По этому методу передаточные числа на всех передачах располагаются в ряд геометрической прогрессии.

$$q = \frac{i_{mp2}}{i_{mp1}} = \frac{i_{mp3}}{i_{mp2}} = \dots = \frac{i_{mpn}}{i_{mpn-1}}, \quad (1.23)$$

где :q– знаменатель геометрической прогрессии.

Отсюда:

$$i_{mp2} = i_{mp1} \cdot q ;$$

$$i_{mp.3} = i_{mp.2} \cdot q = i_{mp.1} \cdot q^2 ;$$

$$i_{mpn} = i_{mp1} \cdot q^{n-1} ,$$

где : n – количество передач в коробке передач (только рабочие и только вперед).

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{i_{mpn}}{i_{mp1}}}, \quad (1.24)$$

Из потенциальной характеристики установили V_{min} и V_{max} или $V_{min}=V_{T.1}$ и $V_{max} = V_{T.n}$.

Теперь определяют i_{tr1} и $i_{tr.n}$:

$$i_{mp1} = 0,105 \frac{n_{еном} * r_k}{V_{T1}} \quad \text{и} \quad i_{mpn} = 0,105 \frac{n_{еном} * r_k}{V_{Tn}} \quad (1.25)$$

Далее определяют величину q и все остальные i_{trj} .

$$i_{mp1} = 0,105 \frac{2200 \cdot 0,725}{1,9} = 88,1 \quad i_{mp4} = 0,105 \frac{2200 \cdot 0,725}{4,2} = 39,9$$

$$q = \sqrt[3]{\frac{i_{mp4}}{i_{mp1}}} = \sqrt[3]{\frac{39,9}{88,1}} = 0,77$$

$$i_{mp2} = i_{mp1} \cdot q = 88,1 \cdot 0,77 = 67,8$$

$$i_{mp3} = i_{mp2} \cdot q = 67,8 \cdot 0,77 = 52,2$$

Поскольку трансмиссия трактора состоит из коробки передач, из главной и конечной передач, т.е.

$$i'_{mp} = i'_{kn} \cdot i_0 \cdot i_{\kappa}; \quad (1.26)$$

При этом нужно учитывать соответствующие параметры прототипа и требования курса детали машин. Есть одно требование – возможность включения всех передач, для этого нужно, чтобы:

$$i'_{kn} \geq \frac{V_{\max}}{V_{\min}} = \frac{4,2}{1,9} = 3,79; \quad (1.27)$$

$$i'_{kn} = \frac{i_{mp}}{i_0 \cdot i_{\kappa}}; \quad (1.28)$$

$$i_0 \approx 3,5;$$

$$i_{\kappa} \approx 5,5;$$

$$i_{kn1} = \frac{i_{mp1}}{i_0 \cdot i_{\kappa}} = \frac{88,1}{3,5 \cdot 5,5} = 4,58;$$

1.9. Расчет теоретической тяговой характеристики трактора

Эта характеристика рассчитывается и строится для работы на заданном агрофоне на всех передачах,

Тяговая характеристика трактора - $V_{\partial}, g_{кр}, \delta, \eta_{тяг} = f(P_{кр})$, [5]:

$$P_{к1 \max} = P_{кр1 \max} + P_f = \frac{M_{e \max} \cdot i_{mp} \cdot \eta_{mp}}{r_k}, \text{ Н} \quad (1.29)$$

При этом :

$$P_f = f \cdot m_3 \cdot 9,81, \text{ Н} \quad (1.30)$$

здесь величину f - уже берут для заданного агрофона.

рассчитывают буксование на заданном агрофоне по формуле:

$$\delta = a \cdot p + b \cdot p^c \quad (1.31)$$

При этом величиной $P_{кр}$ задаются от 0 до $P_{кр\max}$ на соответствующей передаче.

Действительная скорость движения трактора на всех передачах:

$$V_\delta = V_T \cdot (1 - \delta) = 0,105 \frac{n_{en} \cdot r_k}{i_{mp}} (1 - \delta), \text{ м/с} \quad (1.32)$$

Расчет мощности на крюке трактора, [5]:

$$N_{кр} = \frac{P_{кр} \cdot V_\delta}{1000} = \frac{P_{кр} \cdot V_T \cdot (1 - \delta)}{1000}, \text{ кВт} \quad (1.33)$$

Рассчитывают удельную крюковую расхода топлива, [5]:

$$g_{кр} = \frac{G_T \cdot 1000}{N_{кр}}, \frac{\text{г}}{\text{кр.кВт.ч}} \quad (1.34)$$

Рассчитывают тяговый к.п.д. трактора, [5]:

$$\eta_{тяг} = \frac{N_{кр}}{N_e}, \quad (1.35)$$

В заключение приводятся анализ и выводы: на каких передачах и почему выгодно работать в заданных условиях, какие при этом должны быть скорости движения и усилия на крюке.

Таблица 1.5 – Исходные данные для расчета теоретической тяговой характеристики.

Наименование параметра	Обычн.	Прогр.	Величина
Эксплуатационная масса трактора, кг	m_3	M	3500
Радиус ведущих колес, м	r_k	R	0,725
КПД трансмиссии	η_{mp}	H4	0,9
Малые обороты холостого хода, об/мин	n_{emin}	H1	700
Номинальные обороты двигателя, об/мин	$n_{e\text{ ном}}$	H2	2200
Максимальные обороты холостого хода, об/мин	$n_{ex/x}$	H3	2350
Номинальный момент двигателя	$M_{e\text{ ном}}$	M2	261
Максимальный момент двигателя	$M_{e\text{ max}}$	M3	298
Номинальный часовой расход топлива	$G_{m\text{ ном}}$	G2	14,4
Расход топлива трактора на холостом ходу	$G_{mx/x}$	G3	6,4
Номинальный удельный расход топлива, г/кВт.ч	$g_{e\text{ ном}}$	G4	240
Коэффициент сопротивления качения на заданном фоне	f	F	0,07
Коэффициент сцепления колес	φ	F1	0,7
Коэффициент распределения веса	λ_k	L	0,85
Коэффициент для расчета буксования	a	A5	0,13
Коэффициент для расчета буксования	b	B5	0,013
Коэффициент для расчета буксования	c	C5	8
Обороты двигателя при максимальном моменте	n_0	H6	1300
Номинальное усилие на крюке, Н	$P_{кр\text{ ном}}$	P	14000
Передаточные числа трансмиссии	i_{mp1}^y	I1	88,1
Передаточные числа трансмиссии	i_{mp2}^y	I2	67,8
Передаточные числа трансмиссии	i_{mp3}^y	I3	52,2
Передаточные числа трансмиссии	i_{mp4}^y	I4	39,9
Начальное значение усилия на крюке, Н	$P_{кр\text{ нач}}$	P1	10
Номинальная мощность двигателя, кВт	$N_{e\text{ ном}}$	N2	60
Коэффициент для расчета характеристики двигателя	C_1	C1	0,76
Коэффициент для расчета характеристики двигателя	C_2	C2	1,24

Результаты расчетов представлены в приложении В.

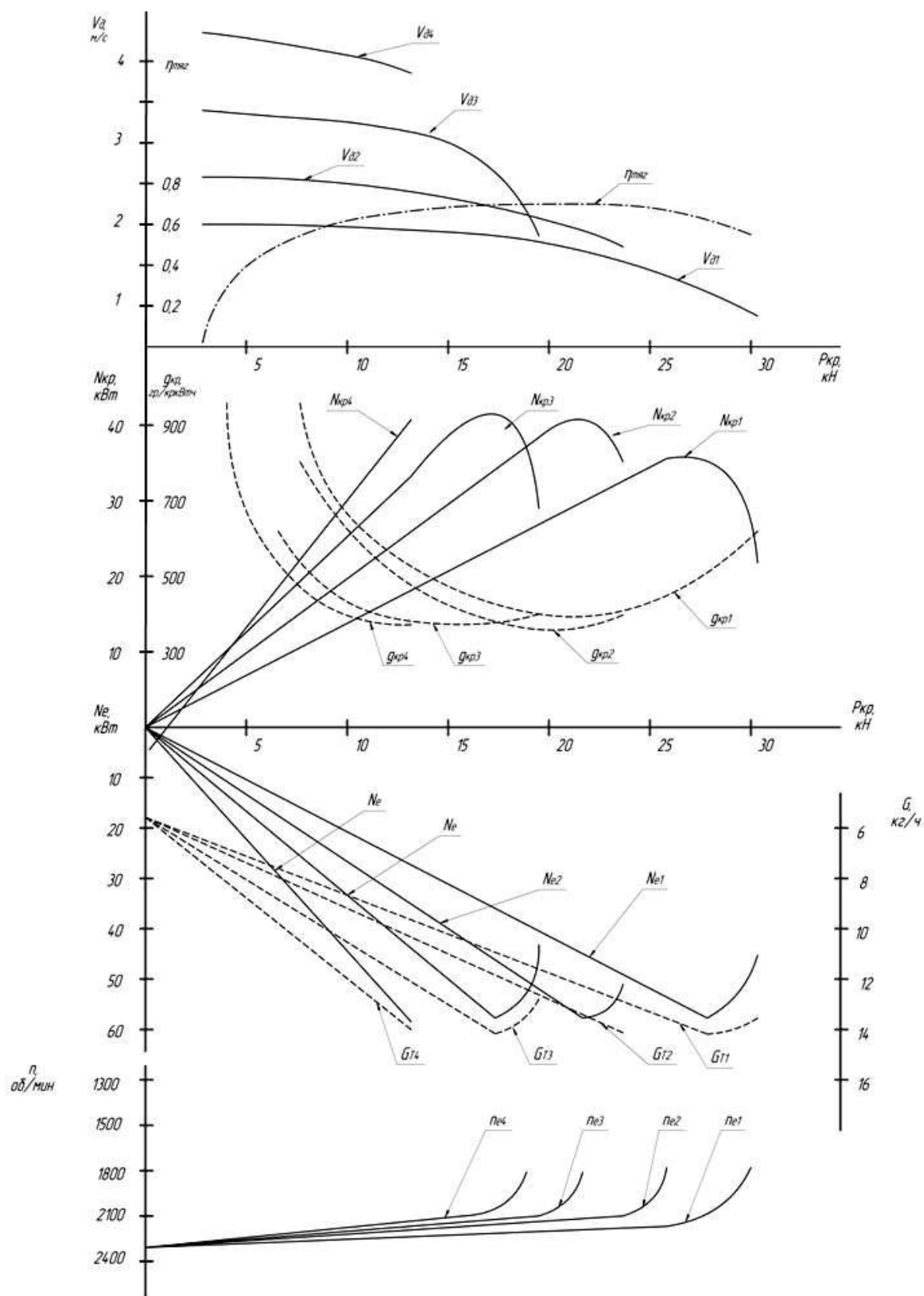


Рисунок 1.6 – Теоретическая тяговая характеристика трактора.

2 ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА ТРАКТОРА

2.1 Схемы и принципы работы комбинированных двигателей с турбонаддувом

Механическая связь в двигателях возможна двух видов: компрессор и турбина имеют отдельную связь с валом поршневой части (рис. 2.1, а); турбина и компрессор соединены между собой (рис. 2.1, б) и на вал поршневой части передается мощность, равная разности мощностей турбины и компрессора, или с вала поршневой части снимается дополнительная мощность, которая передается компрессору, приводимому в действие от газовой турбины, [10,12].

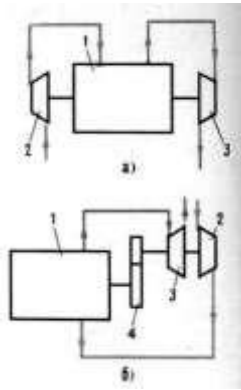


Рисунок 2.1 -Схемы комбинированных двигателей с газовой связью

При гидравлической связи между валами поршневой, расширительной и компрессионной частями комбинированного двигателя устанавливают гидромуфты. В этом случае возможны несколько типов соединений:

а) компрессор и турбина связаны с валом поршневой части двумя отдельными гидромуфтами (рис. 2.2, а);

б) турбина с валом поршневой части соединена зубчатой передачей, а компрессор — гидромуфтой (рис. 2.2, б);

в) турбина и компрессор связаны между собой жестко (установлены на одном валу или соединены зубчатой передачей), а с валом поршневой части — гидромуфтой (рис. 2.2, в).

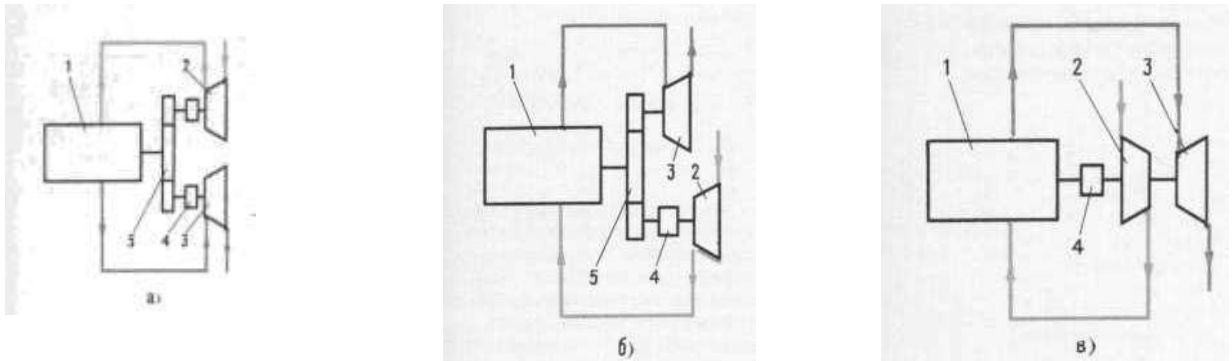


Рисунок 2.2 - Схемы комбинированных двигателей с гидравлической связью

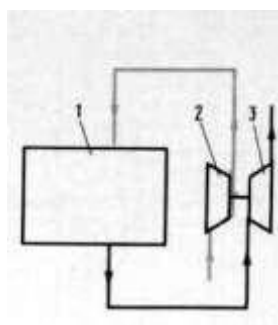
Первые два типа соединений с гидромуфтой не получили практического применения вследствие больших размеров гидромуфт и сложной конструкции двигателя. Использование последнего типа соединений объясняется небольшими размерами гидромуфты, передающей только разность моментов турбины и компрессоров, и благоприятными условиями для работы турбины.

В комбинированных двигателях с газовой связью КПД турбины выше, чем в двигателях с механической связью, так как на всех режимах работы устанавливается наивыгоднейшее соотношение между скоростью течения газа и окружной скоростью рабочего колеса турбины.

- а) турбины, турбокомпрессора и коленчатым валом поршневой части;
- б) одинаковые расходы воздуха (смеси) через компрессор и двигатель и газов через двигатель и турбину (утечками рабочего тела можно пренебречь);
- в) полное давление на выходе из компрессора больше полного давления на входе в поршневую часть на величину потерь в охладителях и трубопроводах;
- г) полное давление газа на выпуске из поршневой части больше полного давления на входе в турбину на величину потерь давления в трубопроводах;
- д) расход газа через турбину больше расхода воздуха через компрессор на величину расхода топлива в двигателях всех типов, за исключением бензиновых с карбюратором, установленным до компрессора, в последних расходы свежей смеси через компрессор и газов через турбину одинаковы.

Принципиальной особенностью протекания рабочего процесса в комбинированных двигателях второй группы (рис. 2.3) является равенство частот вращения и мощностей турбины и компрессора и отсутствие «жесткой связи» между частотами вращения валов поршневой части и турбокомпрессора. Другие условия протекания рабочего процесса такие же, как и в двигателях с механической связью.

В двигателе с газовой связью давление заряда определяется температурой и давлением газа на входе в турбину. Так как их величины ограничены теплонапряженностью поршневой части и турбины, то возможность форсирования комбинированного двигателя с газовой связью по мощности меньше, чем двигателя с механической связью. Известны и другие недостатки комбинированных двигателей с газовой связью: худшие приемистость, пусковые свойства и работа на переходных режимах, чем у двигателей с механической связью.



1 — поршневой двигатель; 2 — компрессор; 3 — турбина

Рисунок 2.3 - Схема комбинированного двигателя с газовой связью:

В некоторых случаях для работы комбинированного двигателя необходимо охлаждение заряда. Это приводит к изменению его параметров и параметров цикла, и следовательно, влияет на работу всех элементов комбинированного двигателя. Заряд можно охладить вне или внутри цилиндра поршневой части. Для охлаждения вне цилиндра используют поверхностные охладители, впрыск воды или другой жидкости в охлаждаемый воздух, а также специальные турбодетандеры и холодильные установки. Поэтому в комбинированных двигателях с механической, гидравлической и газовой связями, а также в поршневых гене-

раторах газа положение охладителя определено однозначно. В двигателях с комбинированной связью промежуточное охлаждение можно осуществить после одного или одновременно после обоих компрессоров.

При установке охладителя после компрессора первой ступени сжатия уменьшаются размеры компрессора второй ступени (вследствие снижения удельного объема воздуха после охладителя) и мощность, затрачиваемая на его привод. В этом случае размеры охладителя больше, чем при установке его после компрессора второй ступени сжатия. При установке охладителя после компрессора второй ступени сжатия увеличиваются его размеры. Вследствие этого наибольшее распространение получили конструкции с установкой охладителя после компрессора первой ступени сжатия. В последнее время в связи с повышением уровня форсирования двигателей охладители воздуха часто устанавливают после компрессоров обеих ступеней сжатия.

Для двигателя трактора принимаем схему представленную на рисунке 2.3.

2.2 Эскизная компоновка трактора

За основу проектируемого трактора был взят уже существующий трактор МТЗ-82, который представлен на рисунке 2.4.

Трактор МТЗ-82 сельскохозяйственный, универсально-пропашной, тягового класса 14 кН. За счет огромного выбора навесного оборудования трактор способен выполнять самые разнообразные сельскохозяйственные работы, начиная от подготовки почвы для посева и заканчивая реализацией транспортных задач. Базовая комплектация трактора включает в себя все необходимое для обеспечения безопасного и комфортного труда оператора. А техническое оснащение трактора способствует продуктивной его работе в любой местности.



Рисунок 2.4 – Трактор МТЗ-82

Под капотом трактора расположен надежный и экономичный двигатель Д-243. Двигатель в тракторе не является несущей конструкцией, в результате он не подвергается напряжению на скручивание и изгиб.

3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТУРБОНАДДУВА ДЛЯ ДВИГАТЕЛЯ ТРАКТОРА

3.1. Обзор патентов.

Ниже представлено описание к патенту №2584391, [17].

Двигатели внутреннего сгорания все чаще оборудуют турбонаддувом, который представляет собой, в первую очередь, способ увеличения мощности, при котором сжимают наддувочный воздух, необходимый для процесса сгорания в двигателе, в результате чего за рабочий цикл в каждый цилиндр может быть подано большее количество наддувочного воздуха. Таким образом, масса топлива, а следовательно, и среднее рабочее давление могут быть увеличены.

В рамках данного изобретения словосочетание «двигатель внутреннего сгорания» включает в себя дизельные двигатели, двигатели с искровым зажиганием, а также гибридные двигатели внутреннего сгорания.

Обычно для турбонаддува используют турбокомпрессор на выхлопных газах, в котором компрессор и турбина расположены на одном валу, где поток горячих выхлопных газов подается в турбину, расширяется в этой турбине с выделением энергии, таким образом вращая вал. Энергия, передаваемая валу потоком выхлопных газов, используется для приведения в действие компрессора, расположенного на этом же валу. Компрессор получает и сжимает подаваемый на него наддувочный воздух, в результате чего достигается турбонаддув цилиндров. В двигателе внутреннего сгорания, соответствующем настоящему изобретению, во впускном трубопроводе после компрессора предпочтительно предусмотрен охладитель наддувочного воздуха, за счет чего сжатый наддувочный воздух охлаждается до того, как он поступает в один из цилиндров.

Преимущество турбокомпрессора на выхлопных газах, например, по отношению к механическому нагнетателю, заключается в отсутствии механического соединения для передачи требуемой мощности между нагнетателем и двигателем внутреннего сгорания. В то время как механический нагнетатель берет необходимую для его движения энергию непосредственно от двигателя внутреннего сгорания и, следовательно, снижает доступную мощность и негативно влияет на эффективность, турбокомпрессор на выхлопных газах использует энергию выхлопных газов в горячем потоке. Турбонаддув подходит для увеличения мощности двигателя внутреннего сгорания с сохранением неизменного рабочего объема цилиндров или для снижения рабочего объема цилиндров с сохранением одного и того же уровня мощности. В любом случае, турбонаддув приводит к росту объемной мощности на выходе и увеличению соотношения мощность/вес. Для одинаковых ограничивающих условий транспортного средства становится возможным поднять общую нагрузку до более высоких значений при меньшем удельном расходе топлива. Вышесказанное также относится к уменьшению габаритов.

Таким образом, при конструировании и усовершенствовании двигателей внутреннего сгорания турбонаддув используют для снижения потребления топлива, т.е. повышения эффективности двигателя внутреннего сгорания. С использованием желаемой конфигурации турбонаддува также возможно достичь преимуществ в отношении выбросов выхлопных газов. Посредством подходящего турбонаддува дизельного двигателя, например, становится возможным снизить выделения оксида азота без потерь эффективности. В то же время можно положительно влиять на углеводородные выбросы. Выбросы диоксида углерода, напрямую связанные с потреблением топлива, при снижении расхода топлива также уменьшаются.

Однако для соблюдения последующих предельных значений загрязняющих выбросов необходимы дальнейшие усовершенствования. В данном случае, цель разработок заключается, среди прочего, в снижении выделений оксида

азота, которые имеют высокое значение, в особенности для дизельных двигателей. Поскольку образование оксидов азота требует не только избытка воздуха, но также и высоких температур, одна из концепций для снижения выбросов оксида азота заключается в разработке процессов сгорания с более низкими температурами сгорания.

В данном случае, рециркуляция выхлопных газов (EGR - Exhaust Gas Recirculation), то есть рециркуляция газообразных продуктов сгорания (отработавших газов) от стороны выпуска к стороне впуска, способствует достижению данной цели, поскольку при этом возможно значительное снижение выбросов оксида азота с увеличением скорости рециркуляции выхлопных газов. В данном случае, скорость рециркуляции выхлопных газов x_{EGR} определяется, как $x_{EGR} = m_{EGR} / (m_{EGR} + m_{\text{свежего воздуха}})$, где m_{EGR} обозначает массу рециркулированных выхлопных газов, а $m_{\text{свежего воздуха}}$ - массу подаваемого свежего воздуха.

Для достижения значительного снижения выбросов оксидов азота необходимы высокие скорости рециркуляции выхлопных газов, которые могут достичь порядка $x_{EGR} \approx 60\% - 70\%$.

При работе двигателя внутреннего сгорания с турбонаддувом выхлопных газов и одновременном использовании установки рециркуляции выхлопных газов может возникнуть конфликт, если посредством EGR высокого давления рециркулированные выхлопные газы изымают из выпускного трубопровода выше по потоку турбины, и эти газы больше недоступны для приведения турбины в движение.

В случае увеличения скорости рециркуляции выхлопных газов одновременно снижается поток выхлопных газов, поступающих в турбину. Уменьшенный массовый поток выхлопных газов, проходящих через турбину, приводит к снижению перепада давления в турбине, в результате чего уровень давления наддува также падает, что аналогично снижению массового потока компрессора. Помимо пониженного давления наддува, могут возникнуть дополнительные

проблемы с работой компрессора, касающиеся границы помпажа в компрессоре. Могут также появиться недостатки с точки зрения загрязняющих выбросов, например, относящиеся к образованию сажи во время ускорения при использовании дизельных двигателей.

По этой причине необходимы такие разработки, которые, особенно при частичных нагрузках, обеспечивают достаточно высокие показатели давления наддува при одновременно больших скоростях рециркуляции выхлопных газов. Одно из возможных решений - так называемая EGR низкого давления

В отличие от упомянутой выше EGR высокого давления, забирающей выхлопные газы из выпускного трубопровода, расположенного выше по потоку турбины, и подающей упомянутые выхлопные газы во впускной трубопровод ниже по потоку компрессора, в установке EGR низкого давления выхлопные газы, уже прошедшие через турбину, рециркулируются на впускную сторону. С этой целью установка EGR низкого давления содержит рециркуляционный трубопровод, который ответвляется от выпускного трубопровода после турбины и выходит во впускной трубопровод до компрессора.

Объектом настоящего изобретения также является двигатель внутреннего сгорания, работающий с турбонаддувом, обеспечиваемым турбокомпрессором на выхлопных газах, и оборудованный установкой EGR низкого давления.

Выхлопные газы, рециркулированные на сторону впуска посредством установки EGR низкого давления, смешиваются со свежим воздухом выше по потоку компрессора. Получаемая таким образом смесь свежего воздуха и рециркулированных выхлопных газов образует наддувочный воздух, подаваемый в компрессор и сжимаемый в нем, причем сжатый наддувочный воздух охлаждается в охладителе наддувочного воздуха ниже по потоку компрессора.

В данном случае не является недостатком, что выхлопные газы проходят через компрессор в ходе EGR низкого давления, так как в основном используют выхлопные газы, уже подвергшиеся нейтрализации, в частности, на сажевом фильтре, ниже по потоку турбины. По этой причине исключается риск отложе-

ний в компрессоре, изменяющих его геометрию, в частности поперечные сечения потока, а следовательно, снижающих эффективность компрессора.

Напротив, проблемы могут возникать ниже по потоку компрессора, в результате охлаждения сжатого наддувочного воздуха. В известных из уровня техники решениях охладитель наддувочного воздуха часто располагается сбоку и рядом с двигателем внутреннего сгорания, например на уровне картера, т.е. на уровне блока цилиндров или поддона для масла. В данном случае охладитель наддувочного воздуха не должен быть отдельным блоком, т.е. охладителем, предусмотренным исключительно для охлаждения наддувочного воздуха. Фактически, из уровня техники также известны конструкции, в которых охладитель, предусмотренный в передней части транспортного средства для охлаждения двигателя, одновременно выполняет функции охладителя наддувочного воздуха.

Во время охлаждения жидкости, ранее содержащиеся в наддувочном воздухе в газообразном состоянии, в частности, вода, могут конденсироваться, если температура точки росы компонента газового потока наддувочного воздуха является значительно более низкой. Благодаря конструкции охладителя наддувочного воздуха и тому факту, что оседающий конденсат не рассеивается, а подается в цилиндры постоянно, в чрезвычайно малых количествах потоком наддувочного воздуха в результате его движения, конденсат может собираться в охладителе наддувочного воздуха, а затем непредсказуемо, в больших количествах и случайным образом поступать из охладителя наддувочного воздуха в систему впуска, например, в случае горизонтального ускорения при движении по кривой, при подъеме в гору или при ударе. Последнее также называется гидравлическим ударом, который может привести не только к серьезным нарушениям работы двигателя внутреннего сгорания, но и к необратимому повреждению компонентов, расположенных после охладителя.

Описанная выше проблема обостряется с увеличением скорости рециркуляции, потому что с увеличением количества рециркулированных выхлопных

газов, содержание отдельных компонентов выхлопных газов в наддувочном воздухе, в частности воды, содержащейся в выхлопных газах, неизбежно растёт. В конструкциях, известных из уровня техники, ограничивают количество выхлопных газов, рециркулированных через установку EGR низкого давления, для того, чтобы снизить количество конденсирующейся жидкости или для предотвращения конденсации. Необходимое ограничение EGR низкого давления, с одной стороны, и высокие скорости рециркуляции выхлопных газов, необходимые для существенного снижения выбросов оксида азота, с другой стороны, требуют различного количества рециркулированных выхлопных газов. Законодательные требования по снижению выбросов оксида азота выделяют высокую степень важности данной проблемы на практике.

Указанное противоречие в двигателе внутреннего сгорания с турбонаддувом на выхлопных газах, оборудованном установкой EGR низкого давления и установкой охлаждения воздуха турбонаддува не может быть однозначно разрешено исходя из известного уровня техники.

В известных решениях необходимые высокие скорости рециркуляции могут быть достигнуты только за счет EGR высокого давления, со всеми сопутствующими неблагоприятными эффектами. Преимущества EGR низкого давления могут соответственно использоваться только в определенных пределах.

Во всех вариантах представленного изобретения сжатый наддувочный воздух из компрессора подают со стороны выпуска через охладитель наддувочного воздуха и впускной коллектор к стороне впуска к цилиндрам. Описанная выше конструкция и установка охладителя наддувочного воздуха влечет за собой относительно большое расстояние между компрессором и впускным отверстием на цилиндре. В данном случае фактически необходимо сохранять данное расстояние как можно меньшим для того, чтобы обеспечить быстрый отклик турбонаддува и сохранить максимально низкий уровень потерь давления в потоке наддувочного воздуха, в частности, в результате отклонений.

Большое расстояние во впускной системе также имеет недостатки, связанные с уровнем шума двигателя внутреннего сгорания, и приводит к появлению низкочастотных шумов, на которые можно повлиять только с большим трудом с помощью дополнительных мер в рамках конструкции подавления шума. В данном случае, необходимо учесть то, что шум двигателя внутреннего сгорания или транспортного средства оказывает значительное влияние на решение потенциального покупателя о приобретении транспортного средства.

На фоне вышеизложенного объектом настоящего изобретения является создание двигателя внутреннего сгорания с турбонаддувом, устраняющего недостатки, известные в уровне техники, и с помощью которого могут быть достигнуты особенно высокие скорости рециркуляции выхлопных газов с использованием EGR низкого давления

Дополнительным подобъектом данного изобретения является способ эксплуатации двигателя внутреннего сгорания упомянутого типа.

Раскрытие изобретения

Первый подобъект достигается с помощью двигателя внутреннего сгорания с наддувом, имеющего

- по меньшей мере один цилиндр,
- по меньшей мере один впускной трубопровод, связанный с впускной системой, для подачи наддувочного воздуха по меньшей мере в один цилиндр через впускной коллектор, предусмотренный со стороны впуска, в которой каждый цилиндр имеет по меньшей мере одно впускное отверстие,
- по меньшей мере один выхлопной трубопровод со стороны выпуска для отвода выхлопных газов, а также
- по меньшей мере один турбокомпрессор на выхлопных газах, содержащий турбину, расположенную по меньшей мере на одном выхлопном трубопроводе, а также компрессор, расположенный по меньшей мере на одном впускном трубопроводе; причем предусмотрена установка рециркуляции выхлопных газов, содержащая рециркуляционный трубопровод, ответвляющийся от

выхлопного трубопровода ниже по потоку турбины и выходящий во впускной трубопровод выше по потоку компрессора, и характеризующегося тем, что во впускном трубопроводе выше по потоку компрессора предусмотрен охладитель наддувочного воздуха, который расположен над по меньшей мере одним впускным отверстием по меньшей мере одного цилиндра, когда двигатель внутреннего сгорания находится в установленном положении.

В двигателе внутреннего сгорания в соответствии с изобретением, охладитель наддувочного воздуха расположен над впуском цилиндра, т.е. над по меньшей мере одним впускным отверстием, таким, что охладитель расположен на большей высоте (геодезически, относительно уровня земли), чем по меньшей мере одно впускное отверстие. При таком расположении поток наддувочного воздуха не должен преодолевать разность высот на пути к цилиндрам. Следовательно, жидкость, конденсирующаяся во время охлаждения, не может оседать в охладителе или во впускной системе между охладителем и цилиндром. Любая жидкость, конденсирующаяся в охладителе, постоянно уносится потоком наддувочного воздуха, другими словами, увлекается кинетическим движением. В данном случае, перенос конденсата основан на движении наддувочного воздуха или на давлении наддува, создаваемом компрессором во впускной системе, и дополнительно приводится в движение действием силы тяжести, благодаря расположению охладителя наддувочного воздуха в соответствии с изобретением.

В данном случае, малое количество жидкости, подаваемое в цилиндры, не мешает безотказной работе двигателя внутреннего сгорания. Конденсат участвует в процессе сгорания и, в результате энтальпии парообразования, даже снижает температуру сгорания, в результате чего оказывается положительное влияние на формирование оксидов азота, другими словами, его снижение.

Впрочем, значительная разница по сравнению с известными из уровня техники концепциями состоит в том, что двигатель внутреннего сгорания в соответствии с изобретением не требует наложения ограничений на количество

выхлопных газов, рециркулирующих по установке EGR низкого давления, поскольку обычно либо не возникает необходимости предотвращать конденсацию, либо нет необходимости жесткого ограничения количества конденсирующейся воды. Это позволяет значительно увеличить количество рециркулирующих выхлопных газов с помощью установки EGR низкого давления. В связи с этим, установка EGR низкого давления двигателя внутреннего сгорания, в соответствии с изобретением, может способствовать достижению высоких скоростей рециркуляции выхлопных газов, необходимых для снижения выбросов оксида азота в значительно большей степени, чем это возможно на основании известных из уровня техники решений.

Более того, является принципиально возможным расширительное использование только EGR низкого давления для тех областей трехмерной характеристики двигателя, в которых происходит рециркуляция выхлопных газов. Это является эффективным, поскольку становится возможным избежать использования EGR высокого давления в широких диапазонах работы двигателя внутреннего сгорания, в результате чего недостатки, связанные с упомянутой EGR высокого давления, также устраняются.

Известное в уровне техники противоречие, возникающее из-за различных требований к скорости рециркуляции, а именно, необходимости низкой скорости для EGR низкого давления и высокой скорости для снижения количества оксидов азота, может быть разрешено с помощью двигателя внутреннего сгорания в соответствии с изобретением, и, следовательно, устранено.

Двигатель внутреннего сгорания в соответствии с изобретением, таким образом, решает первую проблему, на которой основано изобретение, а именно, относящуюся к созданию двигателя внутреннего сгорания с турбонаддувом, с помощью которого можно достичь высоких скоростей рециркуляции выхлопных газов посредством EGR низкого давления.

Эффективным является наличие в рециркуляционном трубопроводе запорного элемента, выполняющего функции клапана EGR низкого давления и

используемого для регулировки скорости рециркуляции, другими словами - количества выхлопных газов, рециркулируемых через установку EGR низкого давления.

В данном случае, эффективны варианты, в которых клапан EGR низкого давления расположен в точке, в которой рециркуляционный трубопровод выходит во впускной трубопровод. В этом случае клапан предпочтительно выполнен в виде комбинированного клапана, с помощью которого количество рециркулированных выхлопных газов и всасываемого свежего воздуха определяется одновременно и скоординированным образом.

В соответствии с изобретением, двигатель внутреннего сгорания оборудован по меньшей мере одним турбокомпрессором на выхлопных газах для целей осуществления турбонаддува. В частности, эффективны варианты двигателя внутреннего сгорания, в которых имеется по меньшей мере два турбокомпрессора, как объясняется ниже.

При использовании одного турбокомпрессора на выхлопных газах проявляется значительное снижение вращающего момента при недостижении определенной угловой скорости. Данное явление является нежелательным, потому что водитель ожидает соответствующего высокого вращающего момента, даже при низком уровне скорости вращения. По этой причине так называемая «турбояма» на низких скоростях вращения является одним из серьезнейших недостатков турбонаддува на выхлопных газах.

Указанное снижение вращающего момента понятно, если учесть то, что уровень давления наддува зависит от перепада давления в турбине. Например, для дизельного двигателя при понижении скорости вращения двигателя уменьшается массовый поток выхлопных газов, а следовательно, уменьшается перепад давления в турбине. В результате соотношение наддув-давление снижается аналогичным образом в сторону более низких скоростей вращения, эквивалентных падению вращательного момента.

В данном случае, падение давления наддува может, в принципе, быть нейтрализовано снижением размера поперечного сечения турбины, но это делает необходимым выпуск выхлопных газов при более высоких скоростях вращения, с недостатками в характеристиках наддува в указанном диапазоне скорости вращения.

Следовательно, также часто возникают попытки улучшить рабочие характеристики двигателя внутреннего сгорания с турбонаддувом использованием нескольких турбокомпрессоров на выхлопных газах, например, с помощью нескольких турбокомпрессоров на выхлопных газах, соединенных последовательно.

В результате последовательного соединения двух турбокомпрессоров на выхлопных газах, где один из турбокомпрессоров работает как ступень высокого давления, а другой - как ступень низкого давления, трехмерная характеристика компрессора может быть расширена, а именно как в сторону меньших, так и больших потоков в компрессоре.

В частности, для турбокомпрессора, работающего в качестве ступени высокого давления, возможен переход границы помпажа в сторону меньших потоков, в результате чего могут быть достигнуты высокие значения соотношения наддув-давление даже при небольших потоках компрессора, что значительно улучшает рабочие характеристики в нижнем диапазоне нагрузок. Это достигается за счет разработки турбины высокого давления для небольших массовых потоков выхлопных газов, и обеспечение обводной линии, через которую проходит увеличивающееся количество выхлопных газов после турбины высокого давления с увеличением массового потока выхлопных газов. Для этого обводная линия ответвляется от выхлопного трубопровода выше по потоку турбины высокого давления и снова входит в выхлопной трубопровод ниже по потоку турбины, причем в обводной линии предусмотрен запорный элемент для того, чтобы регулировать поток выхлопных газов, проходящих после турбины высокого давления.

Характеристика вращающего момента двигателя внутреннего сгорания с турбонаддувом может быть дополнительно улучшена с помощью нескольких параллельно соединенных турбокомпрессоров, которые имеют соответственно небольшие поперечные сечения турбин и запускаются последовательно.

Если цилиндры двигателя внутреннего сгорания разделены на две группы цилиндров, имеющих отдельные выхлопные трубопроводы, к каждому из двух выхлопных трубопроводов может быть прикреплен турбокомпрессор на выхлопных газах. В данном случае, турбина первого турбокомпрессора расположена в выхлопном трубопроводе первой группы цилиндров, тогда как турбина второго турбокомпрессора расположена в выхлопном трубопроводе второй группы цилиндров. Компрессоры турбокомпрессоров могут быть расположены параллельно или последовательно. Турбокомпрессоры могут иметь меньшие размеры и предназначаться для меньших потоков выхлопных газов. Лучший отклик наблюдается по сравнению с аналогичным двигателем внутреннего сгорания с одним турбокомпрессором за счет того, что два турбокомпрессора меньшего размера являются менее инертными, чем один большой турбокомпрессор, а ротор может быть ускорен или замедлен гораздо быстрее.

Эффективны варианты двигателя внутреннего сгорания, в которых второй охладитель расположен в рециркуляционном трубопроводе установки EGR низкого давления. Указанный второй охладитель снижает температуру горячего потока выхлопных газов и, следовательно, увеличивает плотность выхлопных газов, до того как выхлопные газы смешиваются со свежим воздухом выше по потоку компрессора. За счет этого температура свежего заряда в цилиндре еще более снижается, в результате чего указанный охладитель также способствует улучшению наддува.

Предпочтительно, чтобы в конструкции была предусмотрена обводная линия, обходящая второй охладитель, и по которой выхлопные газы, рециркулирующие через установку EGR низкого давления, могут быть поданы во впускной трубопровод, обходящий второй охладитель.

Следующие преимущественные варианты двигателя внутреннего сгорания будут рассматриваться в соответствии с подпунктами формулы изобретения.

Имеют преимущества варианты двигателя внутреннего сгорания, в которых вход охладителя наддувочного воздуха расположен на большей высоте, чем выход охладителя наддувочного воздуха. Такой вариант охладителя наддувочного воздуха гарантирует, что преимущества конструкции охладителя по изобретению полностью используются для переноса, и конденсат не скапливается в охладителе, просто потому, что выпускное отверстие находится на большей высоте, чем впускное (относительно уровня земли).

В данном случае, эффективны варианты двигателя внутреннего сгорания, в которых охладитель наддувочного воздуха наклонен под углом α от впускного отверстия до выпускного отверстия охладителя наддувочного воздуха. В данном варианте охладитель наддувочного воздуха установлен под углом так, чтобы образовывать наклон между впускным и выпускным отверстиями, а также для переноса конденсата за счет силы тяжести уже в охладителе для того, чтобы противодействовать любому его накоплению. Что касается угла α , этот угол относится к воображаемой прямой, проходящей через впускное и выпускное отверстия.

При использовании турбокомпрессора, необходимо установить турбину как можно ближе к выпускному отверстию цилиндра, чтобы, таким образом, стало возможным оптимальное использование энтальпии горячих выхлопных газов, которая во многом определяется давлением и температурой выхлопных газов, а также обеспечение быстрого отклика турбины или турбокомпрессора. Более того, путь горячих выхлопных газов к различным системам последующей обработки выхлопных газов должен быть настолько коротким, насколько это возможно, чтобы время охлаждения выхлопных газов было как можно меньше, а системы последующей обработки могли достичь рабочей температуры или

температуры запуска максимально быстро, в частности, после холодного старта двигателя внутреннего сгорания.

Краткое описание чертежей

Рисунок 3.1a - схематично изображает первый вариант двигателя внутреннего сгорания, и

Рисунок 3.1б - схематично изображает второй вариант двигателя внутреннего сгорания на виде сбоку и по частям.

Осуществление изобретения

На рисунке 3.1a - схематично показан первый вариант двигателя внутреннего сгорания 1, имеющего по меньшей мере один цилиндр 2.

Каждый цилиндр 2 имеет по меньшей мере одно впускное отверстие, в него подают наддувочный воздух через впускную систему 3, предусмотренную с впускной стороны 5a. Впускная система 3 содержит не только впускной трубопровод 4, но и впускной коллектор 6, ведущий к впускным отверстиям цилиндров 2. Для выпуска выхлопных газов каждый цилиндр 2 имеет по меньшей мере одно выпускное отверстие, присоединенное к выхлопному трубопроводу 7.

Двигатель внутреннего сгорания 1, показанный на фиг.1, имеет турбонаддув, обеспечиваемый турбокомпрессором 8 на выхлопных газах, а также оборудован установкой 9 EGR низкого давления. Турбокомпрессор 8 имеет турбину 8b, расположенную в выхлопном трубопроводе 7, и компрессор 8a, расположенный во впускном трубопроводе 4. Для формирования установки 9 EGR низкого давления предусмотрен рециркуляционный трубопровод 9a, ответвляющийся от выхлопного трубопровода 7 ниже по потоку турбины 8b и выходящий во впускной трубопровод 4 выше по потоку компрессора 8a, и в котором предусмотрен охладитель 9b, понижающий температуру в горячем потоке выхлопных газов до их смешивания выше по потоку компрессора 8a со свежим воздухом, который всасывается через впускной трубопровод 4 через воздушный фильтр 3a. Более того, запорный элемент 9d, выполняющий функции кла-

пана EGR низкого давления, расположен в рециркуляционном трубопроводе 9а, и предназначен для регулировки количества выхлопных газов, рециркулированных в установке 9 EGR низкого давления. Установка 9 EGR низкого давления имеет обводную линию 9с для перепуска охладителя 9b.

Ниже по потоку разветвления рециркуляционного трубопровода 9а в выхлопном трубопроводе 7 расположены две системы 14 последующей обработки, а именно окислительный каталитический нейтрализатор 14а и сажевый фильтр 14b, обеспечивающие поступление во впускную систему 3 через установку 9 EGR низкого давления только обработанных выхлопных газов.

Поскольку рециркуляция выхлопных газов из выхлопного трубопровода 7 во впускной трубопровод 4 требует перепада или градиента давлений, для регулировки противодавления выхлопных газов предусмотрена система 11. Дроссель 13, расположенный в выхлопном трубопроводе 7, имеет обводную линию 11а. Противодавление выхлопных газов выше по потоку дросселя 13 может быть изменено и контролироваться с помощью соответствующей регулировки дросселя 13 и запорного элемента 11b, предусмотренного в обводной линии 11а.

Выхлопные газы, поступающие через установку 9 EGR низкого давления во впускной трубопровод 4, смешиваются со свежим воздухом. Полученный таким образом наддувочный воздух подается в компрессор и сжимается. После компрессора 8а сжатый наддувочный воздух охлаждается в охладителе 10 наддувочного воздуха, предусмотренном во впускном трубопроводе 4.

Охладитель наддувочного воздуха 10 располагают над по меньшей мере одним впускным отверстием по меньшей мере одного цилиндра 2 и, в данном случае, размещают на наибольшей высоте во впускной системе 3 (относительно уровня земли). Высота относительно уровня земли в системе впуска 3 уменьшается в направлении потока от впускного отверстия 10а в охладителе 10 наддувочного воздуха к цилиндру 2 таким образом, чтобы образовать непрерывный нисходящий уклон в направлении движения потока. Также это достигается

тем, что впускное отверстие 10а в охладителе 10 наддувочного воздуха расположено выше, чем выпускное отверстие 10b охладителя 10 наддувочного воздуха.

Для того чтобы было возможно достичь очень высоких скоростей рециркуляции выхлопных газов, предусмотрена дополнительная установка 12 рециркуляции выхлопных газов. Для формирования указанной установки 12 EGR высокого давления, предусмотрен трубопровод 12а, ответвляющийся от выхлопного трубопровода 7 выше по потоку турбины 8b и выходящий во впускную систему 3 после охладителя 10 наддувочного воздуха. Для регулировки количества выхлопных газов, рециркулируемых в установке 12 EGR высокого давления, в трубопроводе 12а предусмотрен запорный элемент 12b, выполняющий функции клапана EGR высокого давления.

На рисунке 3.1б схематично показан вид сбоку второго варианта двигателя внутреннего сгорания 1 по частям. Необходимо объяснить только отличия от варианта, приведенного на фиг.1, по этой причине будут делаться ссылки на фиг.1. Для одинаковых компонентов будут использоваться одни и те же ссылочные позиции.

В варианте, показанном на фиг.2, охладитель 10 наддувочного воздуха расположен таким образом, чтобы иметь наклон под углом α от впускного отверстия 10а к выпускному отверстию 10b охладителя 10 наддувочного воздуха таким образом, что впускное отверстие 10а в охладитель 10 наддувочного воздуха располагалось на большей высоте, чем выпускное отверстие 10b из охладителя 10 наддувочного воздуха.

В данном случае, охладитель 10 наддувочного воздуха расположен над по меньшей мере одним цилиндром 2 между выпускной стороной 5b и впускной стороной 5а двигателя внутреннего сгорания 1 таким образом, чтобы иметь наклон под углом α от впускной стороны 5а к выпускной стороне 5b.

Наддувочный воздух, подаваемый в компрессор 8а по впускному трубопроводу 4, проходит через охладитель 10 наддувочного воздуха и подается к или распределяется между цилиндрами 2 через впускной коллектор 6.

1. Двигатель (1) внутреннего сгорания с турбонаддувом, имеющий по меньшей мере один цилиндр (2), - по меньшей мере один впускной трубопровод (4), связанный с впускной системой (3), для подачи наддувочного воздуха в по меньшей мере один цилиндр (2) через впускной коллектор (6), предусмотренный со стороны впуска (5а), причем каждый цилиндр (2) имеет по меньшей мере одно впускное отверстие, - по меньшей мере один выхлопной трубопровод (7) на стороне выпуска для выхода выхлопных газов, а также - по меньшей мере один турбокомпрессор (8) на выхлопных газах, содержащий турбину (8b), расположенную на по меньшей мере одном выхлопном трубопроводе (7), а также компрессор (8а), расположенный на по меньшей мере одном впускном трубопроводе (4), причем предусмотрена установка (9) рециркуляции выхлопных газов, содержащая рециркуляционный трубопровод (9а), ответвляющийся от выхлопного трубопровода (7) ниже по потоку турбины (8b) и выходящий во впускной трубопровод (4) выше по потоку компрессора (8а), отличающийся тем, что - во впускном трубопроводе (4) ниже по потоку компрессора (8а) предусмотрен охладитель (10) наддувочного воздуха, расположенный над по меньшей мере одним впускным отверстием по меньшей мере одного цилиндра (2), когда двигатель (1) внутреннего сгорания находится в установленном положении.

2. Двигатель по п. 1, в котором впускное отверстие (10а) в охладитель (10) наддувочного воздуха расположено на большей высоте, чем выпускное отверстие (10b) из охладителя (10) наддувочного воздуха.

3. Двигатель по п. 2, в котором охладитель (10) наддувочного воздуха расположен с образованием наклона под углом α от впускного отверстия (10а) в охладитель (10) наддувочного воздуха к выпускному отверстию (10b) из охладителя (10) наддувочного воздуха.

4. Двигатель по любому из пп. 2 или 3, в котором охладитель (10) наддувочного воздуха расположен над по меньшей мере одним цилиндром (2) между стороной выпуска (5b) и стороной впуска (5a) двигателя (1) внутреннего сгорания таким образом, чтобы образовывать наклон под углом α от стороны впуска (5a) к стороне выпуска (5b).

5. Двигатель по п. 3, в котором угол α имеет значения $\alpha \geq 5^\circ$.

6. Двигатель по п. 3, в котором угол α имеет значения $\alpha \geq 10^\circ$.

7. Двигатель по п. 1, в котором охладитель (10) наддувочного воздуха расположен в наиболее высокой точке впускной системы (3) относительно уровня земли.

8. Двигатель по п. 1, в котором высота впускной системы (3) непрерывно уменьшается в направлении движения потока от охладителя (10) наддувочного воздуха к по меньшей мере одному впускному отверстию по меньшей мере одного цилиндра (2).

9. Двигатель по п. 8, в котором высота впускной системы (3) постоянно уменьшается в направлении движения потока от впускного отверстия (10a) в охладитель (10) наддувочного воздуха к по меньшей мере одному впускному отверстию по меньшей мере одного цилиндра (2).

10. Двигатель по п. 1, в котором охладитель (10) наддувочного воздуха имеет жидкостное охлаждение.

11. Двигатель по п. 1, в котором предусмотрена дополнительная установка (12) рециркуляции выхлопных газов, содержащая трубопровод (12a), который ответвляется от выхлопного трубопровода (7) выше по потоку турбины (8b) и выходит во впускной трубопровод (4) ниже по потоку компрессора (8a).

12. Двигатель по п. 11, в котором трубопровод (12a) выходит во впускной трубопровод (4) ниже по потоку охладителя (10) наддувочного воздуха.

13. Двигатель по п. 1, в котором охладитель (10) наддувочного воздуха по меньшей мере совместно образует впускной коллектор (6), который ведет к по меньшей мере одному впускному отверстию.

14. Двигатель по п. 1, в котором охладитель (10) наддувочного воздуха и по меньшей мере часть впускного коллектора (6) образуют узел, состоящий по меньшей мере из двух компонентов.

5. Способ эксплуатации двигателя (1) внутреннего сгорания с турбонаддувом по любому из предшествующих пунктов, в котором количество выхлопных газов, рециркулированных в установке (9) рециркуляции выхлопных газов, определяют в соответствии с уменьшением выбросов оксида азота, без учета склонности к образованию конденсата и количеству жидкости, конденсированной во время охлаждения в охладителе (10) наддувочного воздуха.

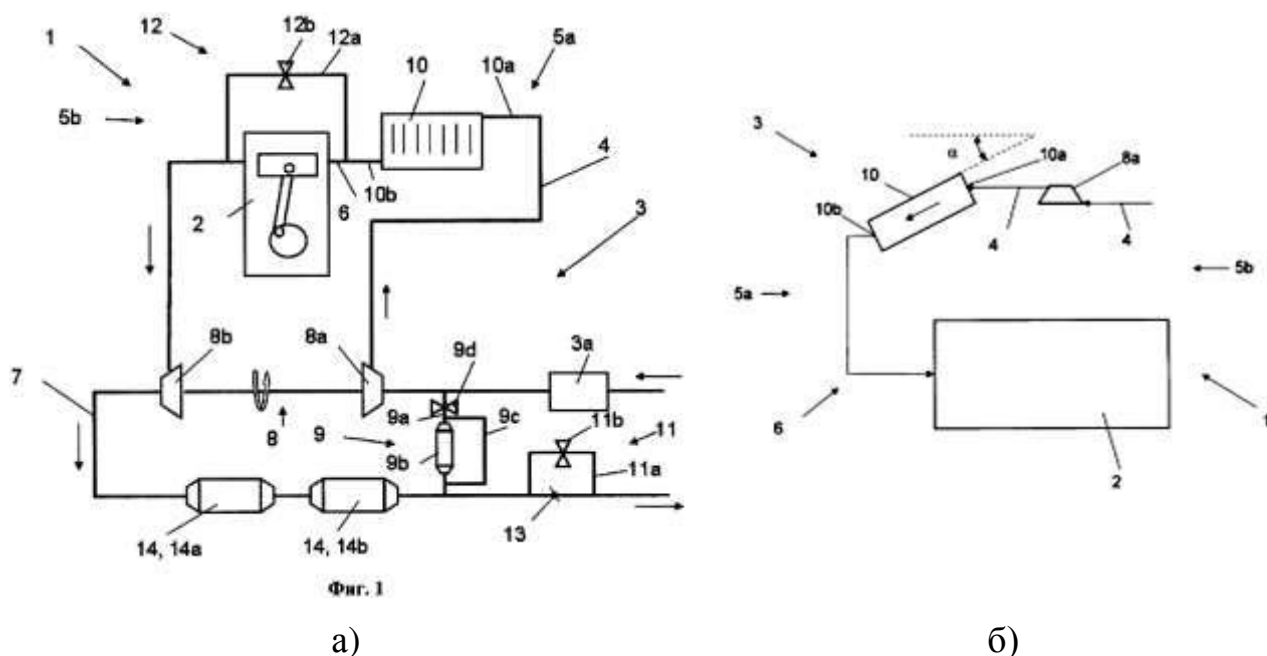


Рисунок 3.1 – схемы к патенту № 2584391.

Описание к патенту № 2579520, [17].

Система и способ улучшения характеристик двигателя с турбонаддувом.

В попытке соответствовать строгим государственным стандартам по нормам выброса выхлопных газов, системы двигателя можно оборудовать системами рециркуляции выхлопных газов (EGR), в которых по меньшей мере часть выхлопных газов повторно запускается во впускную систему двигателя. Такие системы рециркуляции выхлопных газов снижают выброс выхлопных газов,

при этом улучшая экономию топлива, особенно при более высоких уровнях наддува двигателя.

Один пример такой системы описан Дюре в патенте США №6135088. Согласно данному патенту первый впускной канал цилиндра двигателя выполнен для впуска в цилиндр рециркулированных выхлопных газов, в то время как второй впускной канал предназначен для впуска в цилиндр свежего воздуха, сжатого компрессором. В таком случае рециркулированные выхлопные газы низкого давления могут быть доставлены в цилиндр.

Однако было обнаружено, что такие системы рециркуляции выхлопных газов могут иметь потенциальные ограничения, что может снизить общую эффективность таких систем. Например, может быть сложно добиться рециркуляции EGR высокого давления (HP-EGR), даже если добавить турбину. В связи с этим может быть использован режим работы двигателя, при котором можно эффективно обеспечить EGR высокого давления вместо или в дополнение к EGR низкого давления (LP-EGR). Более того, так как EGR высокого давления и EGR низкого давления требуют разных способов управления, может возникнуть задержка при управлении одновременно двумя системами, особенно в переходных состояниях.

Раскрытие изобретения

Так, в одном примере некоторые из таких ограничений можно устранить, по меньшей мере частично, использованием способа эксплуатации цилиндра двигателя, в котором рециркулируют первое количество выхлопных газов при первом давлении из первого выпускного канала цилиндра в первый впускной канал цилиндра и рециркулируют второе количество выхлопных газов при втором, другом, давлении из второго (отличного от первого) выпускного канала цилиндра через второй (отличный от первого) впускной канал цилиндра. В этом случае одновременно можно обеспечить как EGR низкого давления, так и EGR высокого давления через разные каналы с независимым управлением. Далее EGR с разным давлением могут смешиваться и сгорать в цилиндре.

Например, EGR низкого давления могут быть отведены из первого выпускного канала через первый канал EGR и доставлены в цилиндр двигателя по первому впускному каналу, в то время как EGR высокого давления могут быть отведены из второго выпускного канала через второй канал EGR и доставлены в цилиндр двигателя по второму впускному каналу. EGR низкого давления могут быть доставлены в цилиндр двигателя самотеком (без наддува) при атмосферном или меньшем давлении через первый впускной клапан первого впускного канала в первый и более ранний момент времени синхронизации впускного клапана, например, в начале такта всасывания. В то же время EGR высокого давления могут быть доставлены с помощью давления компрессора через второй впускной клапан второго впускного канала во второй и более поздний момент времени синхронизации впускного клапана, например, в момент, когда такт всасывания уже начался. В частности, EGR высокого давления могут быть отведены от места ниже по потоку турбины, соединенному только со вторым выпускным каналом, к месту выше по потоку компрессора, соединенному только со вторым впускным каналом, причем второй впускной канал отделен от первого впускного канала. EGR высокого давления и EGR низкого давления могут быть доставлены в цилиндр двигателя отдельно, после чего они смешиваются и сгорают в цилиндре.

Момент открывания первого и второго впускных клапанов можно синхронизировать с моментом открывания первого и второго выпускных клапанов, соединенных с первым и вторым выпускными каналами соответственно. Например, выхлопные газы более высокого давления могут быть пропущены через турбину перед выходом в атмосферу или рециркулированы при более высоком давлении, в то время как выхлопные газы более низкого давления могут быть направлены в атмосферу без пропускания через турбину или рециркулирования при атмосферном или более низком давлении. В дополнение к разделению EGR высокого давления и EGR низкого давления, ступенчатая временная синхронизация открывания различных выпускных клапанов увеличивает

тепло, полученное от выхлопных газов. Также за счет доставки EGR высокого давления к месту ниже по потоку компрессора и доставки EGR низкого давления через впускной канал без использования компрессора, можно успешно препятствовать попаданию рециркулированных выхлопных газов в компрессор, снижая образование в нем нагара и его засорение. Разделяя потоки рециркулированных выхлопных газов низкого и высокого давления, можно управлять ими независимо друг от друга, снижая задержки управления системой EGR во время переходных процессов. По этой причине преимущества рециркуляции выхлопных газов может быть использован с наддувом двигателя в большем диапазоне частот/режимов нагрузки двигателя.

Следует понимать, что вышеприведенное краткое описание предназначено для упрощенного изложения основных концепций, которые будут детально описаны далее. Не подразумевается идентификация ключевых или существенных признаков заявляемого объекта, объем которых определяется формулой изобретения, основанной на описании изобретения. Более того, заявленное изобретение не ограничено конкретными воплощениями, которые решают некоторые из проблем, описанных выше, или какой-либо частью данного описания.

Краткое описание чертежей

На рисунке 3.2а представлено схематическое изображение двигателя, содержащего разделенные впускной и выпускной коллекторы и соответствующие системы рециркуляции выхлопных газов.

На рисунке 3.2б изображен пример варианта выполнения цилиндра двигателя, показанного на рисунке 3.2а, соединенного с первым и вторым впускными каналами, а также с первым и вторым выпускными каналами.

На рисунке 3.2в представлен частичный вид двигателя.

На рисунке 3.2г показана высокоуровневая блок-схема, иллюстрирующая последовательность действий, которую можно реализовать для работы цилиндра двигателя на рисунке 3.2б согласно настоящему изобретению.

На рисунке 3.2д изображен пример синхронизации по времени работы впускного и выпускного клапанов цилиндра двигателя на Фиг.2.

На рисунке 3.2е представлены примеры воздушных смесей, которые могут быть доставлены в цилиндр на рисунке 3.2б через первый и второй впускные каналы при различных режимах работы.

На рисунке 3.2ж изображена высокоуровневая блок-схема, иллюстрирующая последовательность действий, которую можно реализовать для согласования работы дроссельной заслонки с турбокомпрессором в случае увеличения нагрузки на двигатель.

На рисунке 3.2з показана система графиков, объясняющая пример установок дроссельной заслонки впускного воздуха и клапана EGR при увеличении нагрузки на двигатель.

На рисунке 3.2и показана высокоуровневая блок-схема, иллюстрирующая последовательность действий, которую можно реализовать для регулирования работы охладителя EGR на основании режима работы двигателя.

Осуществление изобретения

Следующее описание связано с системами и способами управления двигателем, как, например, системой двигателя на рисунке 3.2а-в, путем обеспечения подачи воздушного заряда разного давления и/или различного состава (например, различные соотношения свежего воздуха к EGR) в цилиндр двигателя через определенные впускные каналы в различные моменты времени цикла двигателя. В частности, входной воздушный заряд при атмосферном или меньшем давлении может быть направлен в цилиндр отдельно от входного воздушного заряда при давлении компрессора. Аналогично, входной воздушный заряд, содержащий рециркулированные выхлопные газы, может быть подан в цилиндр отдельно от воздушного заряда, содержащего свежий воздух. Возможны и другие комбинации, как описано на рисунке 3.2е. Контроллер двигателя может быть выполнен с возможностью осуществлять последовательность управляющих действий, например, показанную на рисунке 3.2г, для открывания пер-

вого впускного клапана цилиндра в более ранний момент времени, чем открытие второго впускного клапана (рисунке 3.2д), тем самым обеспечивая подачу первого воздушного заряда первого состава и второго воздушного заряда второго состава в различные моменты цикла двигателя. Синхронизация впускных клапанов может быть согласована с соответствующей синхронизацией выпускных клапанов (рисунке 3.2д). Положение одной или нескольких впускных дроссельных заслонок или клапанов EGR, соединенных с различными впускными каналами, может быть отрегулировано и согласовано для компенсации переходных процессов, как показано на рисунке 3.2ж-з. Кроме того, различные клапаны EGR можно отрегулировать с возможностью подогрева или охлаждения воздушного заряда каждого впускного канала отдельными охладителями EGR, как показано на рисунке 3.2и. В этом случае можно уменьшить количество работы сжатия турбокомпрессора, затрачиваемое на вытяжку EGR, тем самым увеличивая среднее давление впускных и/или выхлопных газов, подаваемых в турбокомпрессор и выходящих из него, улучшая эффективную мощность турбокомпрессора. Кроме того, отделяя основанный на EGR заряд воздуха от заряда воздуха наддува до их смешивания в цилиндре, можно снизить как задержку управления EGR, так и задержку управления наддувом. В целом, можно расширить преимущества как рециркуляции выхлопных газов, так и наддува, тем самым, улучшая рабочие характеристики двигателя и увеличивая экономию топлива

На рисунке 3.2а приведено схематическое изображение примера системы 100 двигателя с турбонаддувом, в которую входит многоцилиндровый двигатель 10 внутреннего сгорания (ДВС) и турбокомпрессор 50. В качестве неограничивающего примера, система 100 двигателя может быть частью системы обеспечения движения пассажирского транспортного средства. Двигатель 10 может иметь несколько цилиндров 14. В приведенном примере двигатель 10 имеет три цилиндра в рядной конфигурации. Однако в других примерах двигатель 10 может иметь два или более цилиндров, как например 4, 5, 8, 10 или бо-

лее цилиндров, имеющих различные конфигурации расположения, как например V-образная и др. Каждый цилиндр 14 может быть оснащен топливным инжектором 166. В приведенном примере топливный инжектор представляет собой форсунку прямого впрыска. Однако в других примерах, топливный инжектор 166 может быть выполнен в виде форсунки распределенного впрыска. Дополнительные характеристики одного цилиндра 14 рассмотрены ниже.

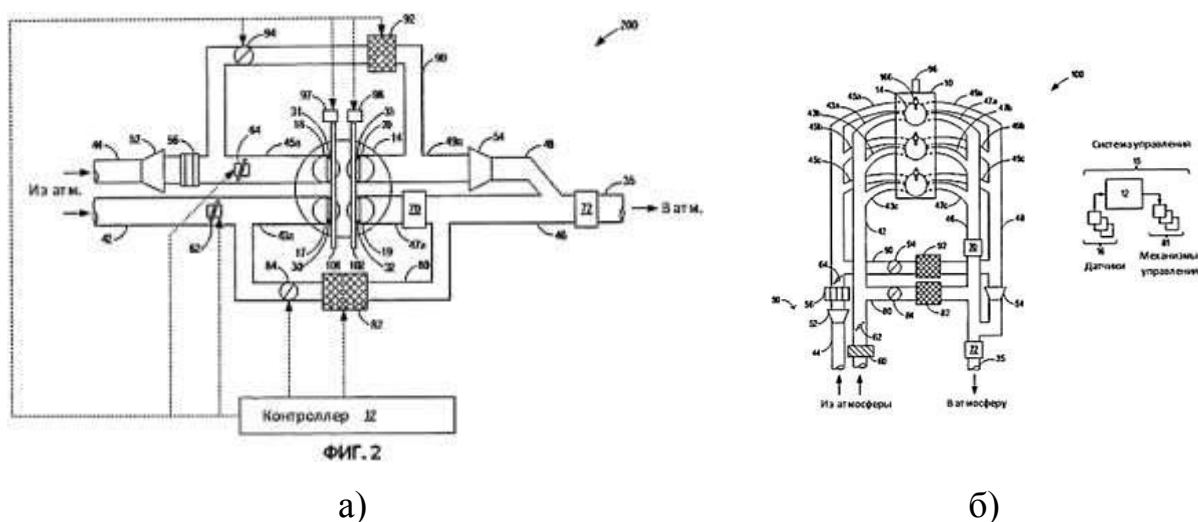


Рисунок 3.2 – схемы к патенту № 2579520.

Описание к патенту № 2684042, [17].

Изобретение относится к области управления силовых установок с тепловыми двигателями - поршневых ДВС и газотурбинных двигателей, а также к устройствам для осуществления указанной технологии.

ПРЕДШЕСТВУЮЩИЙ УРОВЕНЬ ТЕХНИКИ

Известен способ управления дизеля с турбонаддувом и устройство его реализации [1] (Двухимпульсный регулятор дизеля с турбонаддувом патент РФ №896246. Крутов В.И., Леонов И.В., Горшков В.А. и др. опубликован 07.01.1982 бюл. №1), который заключается в том, что после сгорания топлива и расширения в цилиндре дизеля отходящие газы (ОГ), обладающие определенной избыточной энергией, направляются в газовую турбину, работа которой

механической связью передается компрессору для сжатия поступающего в цилиндр воздуха. Таким образом определенная часть избыточной энергии отходящих газов (ОГ) реализуется при расширении их в газовой турбине, что повышает общий КПД силовой установки. Управление процессом использования энергии газов при известном способе работы дизеля с турбонаддувом отсутствует, собственно управляется автоматическим регулятором только дизель по двум параметрам [2, 3]. Управление скорости вращения вала дизеля ω производится отрицательной обратной связью, а управление давления наддува P_k осуществляется положительной обратной связью, одним общим органом управления - рейкой топливного насоса высокого давления (ТНВД), оснащенного двухимпульсным регулятором [1]. Недостатком такого способа управления дизеля с турбонаддувом является низкая эффективность процессов утилизации энергии отходящих газов, особенно на низких значениях скорости вращения вала дизеля и малых нагрузках дизеля, при которых давление наддува воздуха P_k стремится к нулевому значению [4].

В связи с недостатками известного способа и известного устройства [1] управления тепловых двигателей - поршневых ДВС и газотурбинных двигателей требуется разработка новых способов управления. В первую очередь возникает потребность разработки способа управления турбонаддува дизелей, применение которого значительно повысит эффективность комбинированных турбопоршневых двигателей.

РАСКРЫТИЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ

Проведенные экспериментальные исследования дизеля с турбонаддувом показали возможность управления давлением наддува за счет изменения угла опережения впрыска топлива [4], но это достигается снижением на некоторых режимах работы общего эффективного КПД силовой установки. Как правило, такими же недостатками обладают и другие способы управления турбонаддувом [3], так как повышение КПД газовых турбин ограничивается температурой газов и возрастанием при этом затрат энергии на собственные нужды. Последнее

ограничение может быть устранено путем добавки к продуктам сгорания воду [3], приводящее к увеличению энтальпии рабочего тела. Впервые идея создания силовой установки с двумя рабочими телами (водяной пар и продукты сгорания), смешиваемых перед поступлением в турбину, была высказана инженером П.Д. Кузьминским в конце девятнадцатого века. Смешивание горячих продуктов сгорания (газов) с подогретой водой позволяет получить парогазовая смесь, обладающую более высоким потенциалом располагаемой энергии перед турбиной. Впрыск воды в продукты сгорания снижает температуру газов до приемлимых значений и повышает удельную энтальпию рабочего тела. Энтальпией называется сумма внутренней энергии рабочего тела и произведения его давления на объем, т.е. необходимой работы, чтобы ввести или вывести рабочее тело в его состояние.

Целью изобретения является разработка способа управления дизелей с турбонаддувом и устройства его осуществления, которое обеспечивает более полную утилизацию энергии выпускных газов путем автоматического управления давлением наддува на любых режимах движения транспортной силовой установки, использующей в качестве двигателя дизель с турбонаддувом. Для выполнения указанной цели в двухимпульсной системе управления подачи топлива гт дизеля с турбонаддувом по скорости и давлению наддува организуется дополнительный контур управления турбокомпрессора путем впрыска воды гв в выпускной трубопровод перед турбиной

Структурная схема предлагаемого способа управления дизеля с турбонаддувом по скорости и давлению наддува показана на фиг. 1. Основу ее составляет известная и применяемая на практике система управления топливоподачей дизеля с турбонаддувом, оснащенная двухимпульсным регулятором [1], которая разработана на Челябинском тракторном заводе.

Первый замкнутый обратной связью контур управления подачи топлива гт включает топливный насос высокого давления (ТНВД) с двухимпульсным регулятором дизеля по скорости и давлению наддува P_k [1]. Замыкание отрица-

тельной обратной связью по скорости осуществляется с целью стабилизации скорости со дизеля и гарантирует повышение устойчивости системы управления. Замыкание системы управления положительной обратной связью по давлению наддува P_k осуществляется с целью улучшения качества процесса сгорания и поддержания постоянного воздушно-топливного соотношения не ниже пределов дымления [2, 3].

Эффективность работы турбонаддува резко снижается на низких скоростных режимах работы дизеля и на малых нагрузках. С целью повышения эффективности работы дизеля с турбонаддувом на этих режимах организован второй замкнутый обратной связью контур управления подачи воды в выпускной трубопровод g_v перед турбиной с двухимпульсным регулятором турбокомпрессора по скорости ω и давлению наддува P_k . На фиг. 2 представлена sT диаграмма [3] работы дизеля с турбонаддувом. Отдельные процессы термодинамического цикла сопрягаются между собой в узловых точках диаграммы a, b, c, d, e . Процессы в цилиндре дизеля на диаграмме фиг. 2 характеризуются следующим образом: ab - сжатие воздуха в цилиндре; bc - сгорание при $v=\text{constant}$; cd - сгорание при $p=\text{constant}$; de - расщирение газов в цилиндре; ea - выпуск газов из цилиндра в выпускной патрубке в изобарном процессе;

Процессы в турбокомпрессоре, связанном с дизелем, на диаграмме фиг. 2 характеризуются следующим образом: ad^* - подвода тепла отходящими из цилиндра газами в выпускной патрубке перед турбиной; d^*e^* - расширение газов в турбине; e^*a^* - выпуск газов из турбины в окружающую среду; aa^* - сжатие воздуха в компрессоре

В выпускном патрубке перед турбиной осуществляется смешивание выпускных газов и водяного пара, образующегося при испарении впрыскиваемой воды. Образующаяся парогазовая смесь поступает в турбину, что позволяет получить парогазовую смесь, обладающую более высоким потенциалом располагаемой энергии давления перед турбиной. Повышение эффективности процесса

обеспечивается нагреванием воды в водоподогревателе выпускными газами после их расширения в турбине.

Парогазовый цикл можно представить в виде совокупности двух циклов - ранее рассмотренного газоздушного цикла в дизеле с турбонаддувом и парового. Процессы в паровом цикле на диаграмме фиг. 2 характеризуются следующим образом: fg - подогрев воды в регенеративном подогревателе; gh - испарение воды и образование насыщенного пара; he - перегрев пара; e^*e^{**} - расходуемая энергия расширения после перегрева пара

На sT диаграмме дополнительная полезная удельная работа энергетической установки в предлагаемом парогазовом цикле определяется суммой площадей газового $a - d^* - e^* - a^*$ и парового циклов $f - g - h - e^* - e^{**}$.

В регенеративном подогревателе вода нагревается до температуры кипения. Необходимая для этого теплота представляется площадью $f - g - m - n$. Удельная теплота, пошедшая на превращение воды в пар изображается площадью $g - h - k - m$. Затраты тепла в регенеративном подогревателе компенсируются из теплоты отработавшего в турбине рабочего! тела, состоящего из пара и газа, поступающего в атмосферу.

Указанные на фиг. 2. циклы построены для единичного значения масс продуктов сгорания. Общая подведенная теплота в парогазовом цикле складывается из теплоты, подведенной к газовой и паровой составляющей, которая зависит от реального соотношения масс продуктов сгорания и паров воды. Поэтому цикл работ в турбокомпрессоре и выпускном трубопроводе могут быть сдвинуты как показано на фиг. 2 на некоторое расстояние e^*e^* в зависимости от реального соотношения масс продуктов сгорания и паров воды. Анализ sT диаграмм парогазовых циклов дизелей с турбонаддувом показывает возможность повышения эффективных показателей до 8%, особенно важной является возможность улучшения характеристик дизелей с турбонаддувом в области низких нагрузок и малых скоростных режимах работы.

В период освоения парогазовых циклов работы тепловых машин было опробовано несколько способов работы энергетических установок, но не было предложено способа управления дизелей с турбонаддувом, который обеспечивает более полную утилизацию энергии выпускных газов путем автоматического управления давления наддува на любых режимах движения транспортной силовой установки, использующей в качестве двигателя дизель с турбонаддувом.

Известен способ управления дизеля с турбонаддувом, заключающийся в том, что после сгорания топлива и расширения в цилиндре дизеля отходящие газы, обладающие избыточной энергией, направляются выпускным трубопроводом для расширения в газовую турбину, работа которой с помощью механической связи валом передается компрессору для сжатия поступающего в цилиндр дизеля наддувочного воздуха, управление дизеля с турбонаддувом осуществляется замыканием обратной связи по двум параметрам - скорости вращения коленчатого вала и давлению наддува, причем, управление скорости вращения вала дизеля производится отрицательной обратной связью, а управление давления наддува осуществляется положительной обратной связью двух-импульсным регулятором, воздействующим на общий регулирующий орган подачи топлива в цилиндр дизеля - рейку топливного насоса.

Предлагается способ управления дизеля с турбонаддувом, отличающийся тем, что в выпускной трубопровод перед газовой турбиной производят подачу воды, причем управление подачей воды осуществляется - замыканием обратной связи по двум параметрам - отрицательной связью по скорости вращения коленчатого вала и положительной по давлению наддува.

Существенные признаки предлагаемого способа, которые совпадают с признаками аналога, заключаются в том, что после сгорания топлива и расширения в цилиндре дизеля отходящие газы, обладающие избыточной энергией, направляются выпускным трубопроводом для расширения в газовую турбину, работа которой с помощью механической связи валом передается компрессору

для сжатия поступающего в цилиндр дизеля воздуха, управление дизеля с турбонаддувом осуществляется замыканием обратной связи по двум параметрам - скорости вращения коленчатого вала и давлению наддува, причем, управление скорости вращения вала дизеля производится отрицательной обратной связью, а управление давления наддува осуществляется положительной обратной связью двухимпульсным регулятором, воздействующим на общий регулирующий орган подачи топлива в цилиндр дизеля - рейку топливного насоса высокого давления.

Известный и предлагаемый способы имеют существенные отличия в том, что в выпускной трубопровод перед газовой турбиной производят подачу воды, причем управление подачей воды осуществляется - замыканием обратной связи по двум параметрам - отрицательной связью по скорости вращения коленчатого вала и положительно по давлению наддува.

Известен двухимпульсный регулятор дизеля с турбонаддувом, содержащий корпус, топливный насос с органом дозирования топливоподачи, центробежный чувствительный элемент скорости, пневматический чувствительный элемент давления наддува с мембраной, суммирующий рычаг и рычаг управления, причем, мембрана пневматического чувствительного элемента давления связана с одной стороны трубопроводом с впускным патрубком дизеля, а с другой стороны с пружиной и штоком, соединяющимися шарниром ползушкой с суммирующим рычагом, одно плечо которого таким образом подсоединено штоком к подпружиненной мембране пневматического чувствительного элемента, второе плечо присоединено шарниром к центробежному чувствительному элементу и главной пружине, соединенной с рычагом управления, а средняя точка суммирующего рычага - к органу дозирования топливоподачи; причем, перемещение концов суммирующего рычага ограничивается двумя регулируемые в корпусе резьбой упорами.

Предлагается устройство управления дизеля с турбонаддувом, отличающееся тем, что содержит дополнительно водяной насос с органом дозирования

подачи воды, центробежный чувствительный элемент скорости, пневматический чувствительный элемент давления наддува с мембраной, суммирующий рычаг и рычаг управления, причем, мембрана пневматического чувствительного элемента давления связана с одной стороны трубопроводом с впускным патрубком дизеля, а с другой стороны с пружиной и штоком, соединяющимися шарниром ползушкой с суммирующим рычагом, одно плечо которого таким образом подсоединено штоком к подпружиненной мембране пневматического чувствительного элемента; второе плечо подсоединено шарниром к центробежному чувствительному элементу и главной пружине, соединенной с рычагом управления, а средняя точка суммирующего рычага - к органу дозирования топливоподачи; причем, перемещение концов суммирующего рычага ограничивается двумя регулируемыми в корпусе резьбой упорами.

Существенные признаки предлагаемого устройства, которые совпадают с признаками аналога, заключаются в том, что имеют двухимпульсный регулятор дизеля с турбонаддувом, содержащий корпус, топливный насос с органом дозирования топливоподачи, центробежный чувствительный элемент скорости, пневматический чувствительный элемент давления наддува с мембраной, суммирующий рычаг и рычаг управления, причем, мембрана пневматического чувствительного элемента давления связана с одной стороны трубопроводом с впускным патрубком дизеля, а с другой стороны с пружиной и штоком, соединяющимися шарниром ползушкой с суммирующим рычагом, одно плечо которого таким образом подсоединено штоком к подпружиненной мембране пневматического чувствительного элемента, второе плечо подсоединено шарниром к центробежному чувствительному элементу и главной пружине, соединенной с рычагом управления, а средняя точка суммирующего рычага - к органу дозирования топливоподачи; причем, перемещение концов суммирующего рычага ограничивается двумя регулируемыми в корпусе резьбой упорами.

Существенным отличием предлагаемого устройства управления дизеля с турбонаддувом от известного является то, что оно содержит дополнительно во-

дяной насос с органом дозирования подачи воды, центробежный чувствительный элемент скорости, пневматический чувствительный элемент давления наддува с мембраной, суммирующий рычаг и рычаг управления, причем, мембрана пневматического чувствительного элемента давления связана с одной стороны трубопроводом с впускным патрубком дизеля, а с другой стороны с пружиной и штоком, соединяющимися шарниром ползушкой с суммирующим рычагом, одно плечо которого таким образом подсоединено штоком к подпружиненной мембране пневматического чувствительного элемента, второе плечо подсоединено шарниром к центробежному чувствительному элементу и главной пружине, соединенной с рычагом управления, а средняя точка суммирующего рычага к органу дозирования топливоподачи; причем, перемещение концов суммирующего рычага ограничивается двумя регулируемыми в корпусе резьбой упорами.

Сравнение свойств заявляемого и известного решений показывает, что у заявляемого решения появляются новые свойства, не совпадающие со свойствами известных решений, и что заявляемое решение обладает существенными отличиями.

Дизель 31 включает в себя корпус 1 и поршень 3, образующие камеру сгорания 4. Выпускной клапан 5 направляет газы из камеры сгорания 4 в выпускной трубопровод 7 дизеля 31. Впускной трубопровод 8 дизеля 31 соединяет пневматический чувствительный элемент 19 давления наддува и двухимпульсный регулятор дизеля 30 с впускным патрубком 11 дизеля 31, в который компрессор 12 нагнетает воздух, поступающий в камеру сгорания 4 через впускной клапан 6. В выпускном трубопроводе 7 дизеля 31 перед турбиной 10 установлена водяная форсунка 14. Отходящие после турбины 10 газы направляются трубопроводом отходящих газов 16 в водоподогреватель 9, в котором подаваемая водяным насосом в водяную форсунку 14 вода нагревается отходящими из турбины 10 газами. Вода подается в водоподогреватель 9 водяным трубопрово-

дом 15 от водяного насоса 18, оснащенным органом дозирования 17 в зависимости от скорости вращения коленчатого вала 2 дизеля и давления наддува Рк.

Двухимпульсный регулятор 30 [1] дизеля 31 управляет подачей топлива топливной форсункой 13 в камеру сгорания 4 дизеля 31 в зависимости от скорости вращения коленчатого вала 2 дизеля 31 и давления наддува Рк.

Аналогичную схему имеет дополнительный двухимпульсный регулятор, состоящий из пневматического чувствительного элемента давления наддува 19 и центробежного чувствительного элемента скорости ω 25. Коленчатый вал 2 дизеля 31 соединен с грузами 24 центробежного чувствительного элемента скорости 25, который опирается на нижний конец суммирующего рычага 28, соединенного главной пружиной 26 с рычагом управления 29. Суммирующий рычаг 28 соединяет своими концами А и С оба чувствительных элемента 19 и 24, а средняя точка его В соединена с органом дозирования воды 17 водяного насоса 18, осуществляющего впрыск воды в выпускной трубопровод 7 в зависимости от скорости вращения со коленчатого вала 2 дизеля 31 и давления наддува Рк во впускном патрубке 11, которое с помощью впускного трубопровода 8 передается на мембрану 22 пневматического чувствительного элемента давления 19. Мембрана 22 штоком 21 соединена с верхним концом суммирующего рычага 28. Пружина 20 заключена между мембраной 22 и корпусом 1. Таким образом мембрана 22 пневматического чувствительного элемента давления 19 связана с одной стороны впускным трубопроводом 8 с впускным патрубком 11 дизеля 31, а с другой стороны со штоком 21, соединяющимся шарниром ползушкой с суммирующим рычагом 28, одно плечо которого таким образом подсоединено штоком к подпружиненной мембране 22 пневматического чувствительного элемента 19, второе плечо подсоединено шарниром к центробежному чувствительному элементу 25 и главной пружине 26, соединенной с рычагом управления 29, а средняя точка суммирующего рычага 28 - к органу дозирования подачи воды. Перемещения концов суммирующего рычага 28 ограничива-

ются двумя регулируемые в корпусе резьбой упорами - упором штока 23 и упором центробежного чувствительного элементу скорости 27.

Турбина 10 и компрессор 12 расположены на общем валу турбокомпрессора 32.

РАБОТА УСТРОЙСТВА

Впрыск топлива топливной форсункой 13 в камеру сгорания 4 дизеля 31 вызывает процесс его сгорания. Выпускной клапан 5 направляет газы из камеры сгорания 4 в выпускной трубопровод 7 дизеля 31. Энергия выпускных газов перед турбиной 10 увеличивается путем впрыска воды во выпускной трубопровод 7 водяной форсункой 14, за счет подогрева воды в водонагревателе 9 проходящими через него выпускными пазами после реализации их энергии в турбине 10.

Двухимпульсный регулятор 30 дизеля 31 [1] управляет подачей топлива топливной форсункой 13 в камеру сгорания 4 дизеля 31 в зависимости от скорости вращения коленчатого вала 2 дизеля 31 и давления наддува P_k путем осуществления отрицательной обратной связи по скорости и положительной обратной связи по давлению наддува. При осуществлении отрицательной обратной связи по скорости подача топлива снижается общеизвестным способом при увеличении скорости вращения вала дизеля [2]. При осуществлении положительной обратной связи по давлению наддува подача топлива увеличивается известным способом при росте давления наддува [1].

Увеличение подачи топлива топливной форсункой 13 в камеру сгорания 4 вызывает рост давления наддува и скорости вращения вала 2 дизеля 31, которое воспринимается грузами центробежного чувствительного элемента скорости и вызывает перемещение суммирующего рычага и органа дозирования топливоподачи на снижение подачи, что вызывает снижение энергии выпускных газов и давления надувочного воздуха, осуществляя отрицательную обратную связь по скорости [1]. Увеличение давления наддува во впускном патрубке в свою очередь передается на пневматический чувствительный элемент давления с по-

мощью впускного трубопровода. Пневматический чувствительный элемент давления перемещает шток и верхний конец и среднюю точку суммирующего рычага, соединенную с органом дозирования топливоподачи, в сторону увеличения подачи топлива, осуществляя тем самым положительную обратную связь по давлению наддува [1].

Аналогично работает дополнительный двухимпульсный регулятор (рис. 3), состоящий из пневматического чувствительного элемента давления наддува 19, центробежного чувствительного элемента скорости ω 25 и водяного насоса 18 с форсункой 14. Перед подачей воды водяной форсункой 14 в выпускной трубопровод 7 вода от водяного насоса 18 через водяной трубопровод 15 подается в водоподогреватель 9 для ее нагревания и тем самым для увеличения общей энергии паров воды и энтальпии парогазовой смеси перед турбиной 10.

Увеличение подачи воды водяной форсункой 14 в выпускной трубопровод 7 вызывает рост скорости вращения вала 2 дизеля 31 за счет роста давления наддува и улучшения качества сгорания топлива в цилиндре. Рост скорости вращения вала 2 дизеля 31 воспринимается грузами центробежного чувствительного элемента скорости 25 и вызывает перемещение суммирующего рычага 28 и органа дозирования подачи воды 17 на снижение подачи, осуществляя отрицательную обратную связь по скорости. Одновременно рост давления наддува вызывает повышение энергии выпускных газов. Увеличение давления наддува во впускном патрубке в свою очередь передается на пневматический чувствительный элемент давления посредством впускного трубопровода. Пневматический чувствительный элемент давления наддува перемещает шток и верхний конец суммирующего рычага в сторону увеличения подачи воды, осуществляя положительную обратную связь по давлению наддува.

Таким образом управление подачей воды в выпускной трубопровод 7 осуществляется дополнительным двухимпульсным регулятором, аналогичным по устройству известному двухимпульсному регулятору [1], состоящим из пневматического чувствительного элемента давления наддува 19 и центробеж-

ного чувствительного элемента скорости 25, соединенных суммирующим рычагом 28 с органом дозирования подачи воды 17 таким образом, что подача воды снижается при увеличении скорости вращения вала 2 дизеля и увеличивается при увеличении давления наддува.

Дополнительный двухимпульсный регулятор имеет схему, аналогичную известному двухимпульсному регулятору [1], который состоит из пневматического чувствительного элемента давления наддува 19 и центробежного чувствительного элемента скорости ω 25. Дополнительный двухимпульсный регулятор работает аналогично известному двухимпульсному регулятору [1]. Коленчатый вал 2 дизеля 31 соединен с грузами 24 центробежного чувствительного элемента скорости 25, который опирается на нижний конец суммирующего рычага 28, соединенного главной пружиной 26 с рычагом управления 29. Суммирующий рычаг 28 соединяет своими концами А и С оба чувствительных элемента 19 и 24, а средняя точка его В соединена с органом дозирования воды 17 водяного насоса 18, осуществляющего впрыск воды в выпускной трубопровод 7 в зависимости от скорости вращения со коленчатого вала 2 дизеля 31 и давления надувочного воздуха P_k во впускном патрубке 11. Давление P_k во впускном патрубке 11 с помощью впускного трубопровода 8 передается на мембрану 22 пневматического чувствительного элемента давления наддува 19, которая штоком 21 соединена с верхним концом суммирующего рычага 28. Пружина 20 заключена между мембраной 22 и корпусом 1. Таким образом мембрана 22 пневматического чувствительного элемента давления 19 связана с одной стороны впускным трубопроводом 8 с впускным патрубком 11 дизеля 31, а с другой стороны со штоком 21, соединяющимся шарниром ползушкой с суммирующим рычагом 28, одно плечо которого таким образом подсоединено штоком к подпружиненной мембране 22 пневматического чувствительного элемента 19, второе плечо подсоединено шарниром к центробежному чувствительному элементу 25 и главной пружине 26, соединенной с рычагом управления 29, а средняя точка суммирующего рычага 28 - к органу дозирования подачи воды. Перемене-

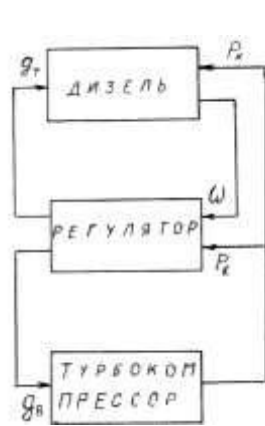
щения концов суммирующего рычага 28 ограничиваются двумя регулируемы-ми в корпусе резьбой упорами - упором штока 23 и упором центробежного чув-ствительного элементу скорости 27.

ПРОМЫШЛЕННАЯ ПРИМЕНИМОСТЬ

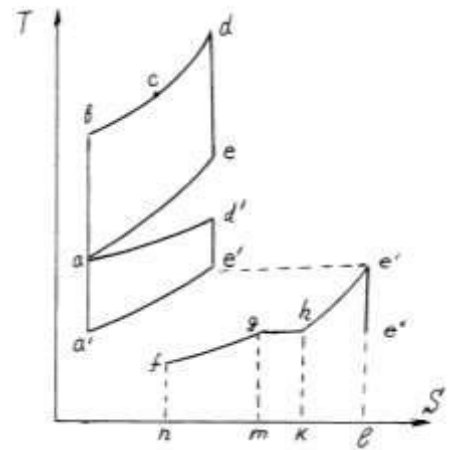
Заявляемые способ управления дизеля с турбонаддувом и устройство его реализации позволяют повысить эффективность транспортных машин с ДВС и снизить расход энергии по сравнению с известными устройствами. Применение их позволяет снизить потери энергии и повысить экономичность транспортных машин с ДВС на любых неустановившихся режимах работы путем, особенно для судовых силовых установок, в которых не требуется дополнительная орга-низация заправки водой. Проведенный анализ работы предлагаемого устройст-ва показывает [2, 3], что в соответствии с заявленным изобретением может оно быть реализовано с обеспечением безопасности работы.

1. Способ управления дизелем с турбонаддувом, который заключается в том, что после сгорания топлива и расширения в цилиндре дизеля отходящие газы, обладающие избыточной энергией, направляются выпускным трубопро-водом для расширения в газовую турбину, работа которой с помощью механи-ческой связи валом передается компрессору для сжатия поступающего в ци-линдр дизеля наддувочного воздуха, управление дизелем с турбонаддувом осуществляется замыканием обратной связи по двум параметрам - скорости вращения коленчатого вала и давлению наддува, причем управление скоростью вращения вала дизеля производится отрицательной обратной связью, а управ-ление давлением наддува осуществляется положительной обратной связью двухимпульсным регулятором, воздействующим на общий регулирующий ор-ган подачи топлива в цилиндр дизеля - рейку топливного насоса высокого дав-ления, отличающийся тем, что в выпускной трубопровод перед газовой турби-ной производят подачу воды, причем управление подачей воды осуществляется замыканием обратной связи по двум параметрам - скорости вращения коленча-того вала и давлению наддува.

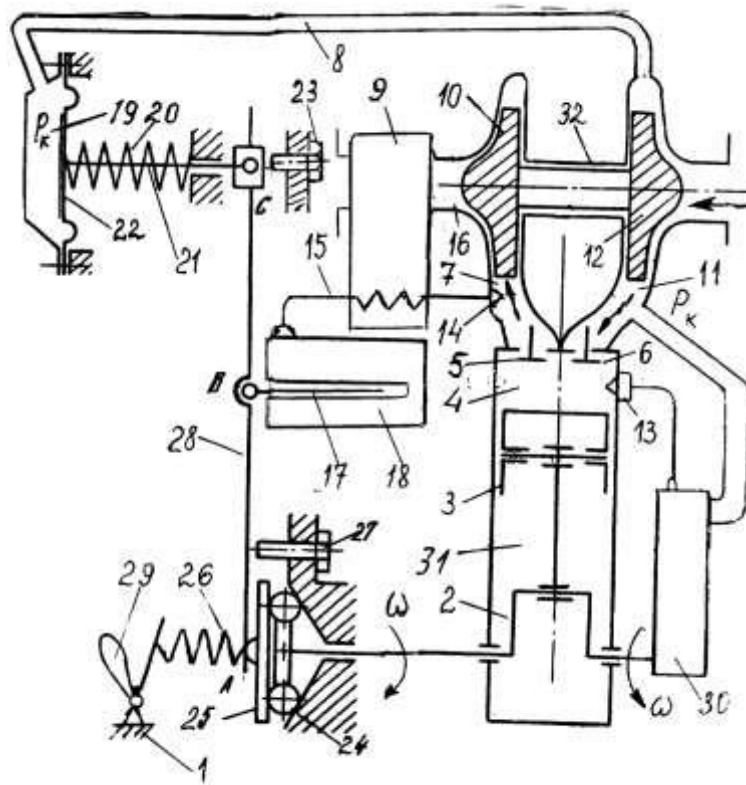
2. Устройство управления дизелем с турбонаддувом, включающее корпус, дизель, турбокомпрессор, двухимпульсный регулятор топливоподачи, топливный насос с органом дозирования топливоподачи, центробежный чувствительный элемент скорости, пневматический чувствительный элемент давления наддува с мембраной, суммирующий рычаг и рычаг управления, причем мембрана пневматического чувствительного элемента давления связана с одной стороны трубопроводом с впускным патрубком дизеля, а с другой стороны с пружиной и штоком, соединяющимися шарниром ползушкой с суммирующим рычагом, одно плечо которого, таким образом, подсоединено штоком к подпружиненной мембране пневматического чувствительного элемента, второе плечо подсоединено шарниром к центробежному чувствительному элементу и главной пружине, соединенной с рычагом управления, а средняя точка суммирующего рычага - к органу дозирования топливоподачи; причем перемещение концов суммирующего рычага ограничивается двумя регулируемыми в корпусе резьбой упорами, отличающееся тем, что снабжено дополнительно водяным насосом с органом дозирования подачи воды, центробежным чувствительным элементом скорости, пневматическим чувствительным элементом давления наддува с мембраной, суммирующим рычагом и рычагом управления, причем мембрана пневматического чувствительного элемента давления связана с одной стороны трубопроводом с впускным патрубком дизеля, а с другой стороны с пружиной и штоком, соединяющимися шарниром ползушкой с суммирующим рычагом, одно плечо которого, таким образом, подсоединено штоком к подпружиненной мембране пневматического чувствительного элемента, второе плечо подсоединено шарниром к центробежному чувствительному элементу и главной пружине, соединенной с рычагом управления, а средняя точка суммирующего рычага - к органу дозирования подачи воды, причем перемещение концов суммирующего рычага ограничивается двумя регулируемыми в корпусе резьбой упорами.



а)



б)

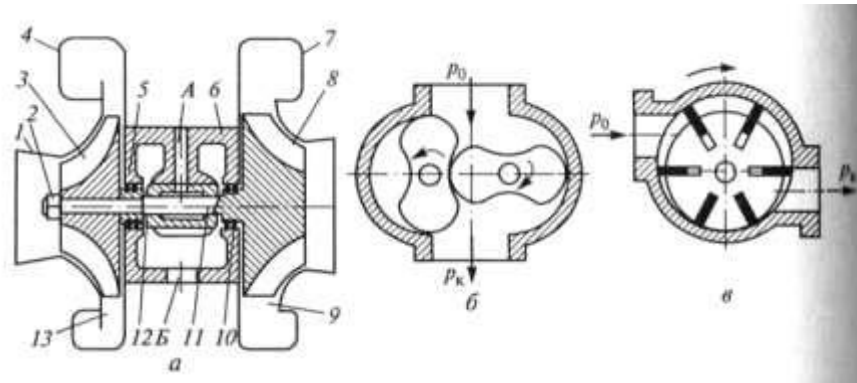


в)

Рисунок 3.3 – схемы к патенту № 2684042

3.2. Обзор конструкций нагнетания воздуха в двигатель.

На рисунке 3.4 представлены основные устройства, которые применяются для нагнетания воздуха в двигатель.



1 — впускной патрубок; 2 — гайка; 3 — колесо компрессора; 4 — уплотнительный сборник; 5 и 10 — уплотнительные кольца; 6 — корпус; 7 — улитка турбины; 8 — колесо турбины; 9 — направляющий аппарат; 11 — вал; 12 — втулка; 13 — диффузор; А — канал; Б — сливное отверстие

Рисунок 3.4- Нагнетатели воздуха: а — турбокомпрессор; б — приводной роторно-шестеренчатый компрессор; в - приводной роторно-пластинчатый компрессор.

3.3 Расчет конструкции

Подбор турбокомпрессоров осуществляется с учетом технических и конструктивных параметров двигателя.

Для подбора турбокомпрессора необходимо применять номограмму, которая представлена на рисунке 3.4. ,[18]

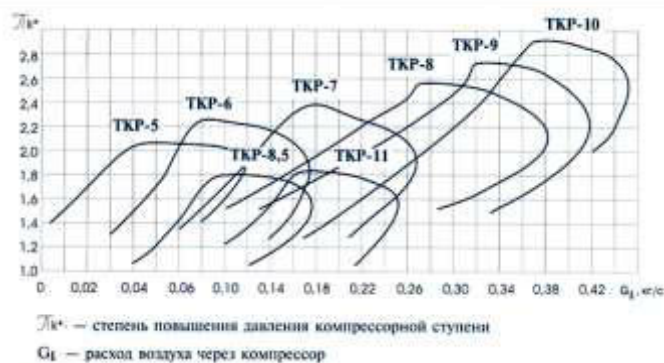


Рисунок 3.4 – номограмма для подбора турбокомпрессоров

Турбокомпрессор БЗА ТКР 6 (600.1118010) ,[14]

Код ТНВЭД: 8414 80 1109

Турбокомпрессор сделан на современном уровне и адаптирован под работу с отечественными маслами. Установленный упорный подшипник повышает качественные характеристики турбины. Современный подшипниковый узел (с установленной не вращающейся моно-втулкой) работает как центрифуга, что позволяет использовать менее качественное масло и увеличивает ресурс работы подшипникового узла.

Характеристики:

Подача турбокомпрессора, кг/с:	0,15±0,001
Диаметр колеса компрессора, мм:	61
Диаметр колеса турбины, мм:	61
Частота вращения вала ротора, об/мин:	120000
КПД компрессора, не менее:	0,72
КПД турбины, не менее:	0,71
Габаритные размеры, мм:	222×196×160
Масса, кг:	6,5

Применяемость:

ТКР 6-00.01: Д-245.27, Д-245С-435/437 на трактора МТЗ 922, 923, ЮМЗ, ВТЗ, ЛТЗ, к-н «Гомсельмаш», ДСТ «Амкодор»



Рисунок 3.5 – внешний вид турбокомпрессора БЗА ТКР 6

Турбокомпрессор БЗА ТКР 6,5.1 (КБПА451651) Евро-3 ,[14]

Код ТНВЭД: 8414 80 1109

Турбокомпрессор предназначен для комплектации автомобильных двигателей, соответствующих экологическим требованиям уровня «Евро-3».

Характеристики:

Подача турбокомпрессора, кг/с:	0,25
Диаметр колеса компрессора, мм:	68
Диаметр колеса турбины, мм:	61
Частота вращения вала ротора, об/мин:	130000
КПД компрессора, не менее:	0,76
КПД турбины, не менее:	0,65
Габаритные размеры, мм:	245×227×160
Масса, кг:	9,0

Применяемость:

ТКР 6,5.1-03.05: Д-245.9Е2/Е3 (МАЗ)
 ТКР 6,5.1-05.03: Д-245.9Е3 (ГАЗ)
 ТКР 6,5.1-07.01: Д-245.9Е3 (ПАЗ)
 ТКР 6,5.1-08.01: Д-245.9Е3 (ЗиЛ)
 ТКР 6,5.1-09.03: Д-245.7Е3 (ГАЗ)
 ТКР 6,5.1-10.06: Д-245.7Е3 (Валдай)
 ТКР 6,5.1-11.07: Д-245.9Е3 (ЗиЛ)
 ТКР 6,5.1-12.07: Д-245.9Е3 (ЗиЛ)
 ТКР 6,5.1-13.05: Д-245.30Е2 (МАЗ)
 ТКР 6,5.1-14.01: Д-245.30Е2 (ЗиЛ)
 ТКР 6,5.1-14.05: Д-245.30Е2 (МАЗ)
 ТКР 6,5.1-14.07: Д-245.30Е2 (Амур)
 ТКР 6,5.1-14.09: Д-245.30Е2 (Арзамас)



Рисунок 3.6 – внешний вид турбокомпрессора БЗА ТКР 6,5.1 Евро-3

С учетом мощности двигателя принимаем турбокомпрессор БЗА ТКР 6 для установки на двигатель трактора

3.3.1 Расчет на прочность элементов конструкции.

Суммарное напряжение в деталях определяется по формуле:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2} \leq [\sigma], [5] \quad (3.1)$$

где σ – суммарное напряжение в деталях, МПа;

σ_1, σ_2 – напряжения от сил действующих на деталь, МПа;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение, МПа.

$$[\sigma] = \sigma \cdot n, \quad (3.2)$$

где n – коэффициент запаса прочности.

Нормальные напряжения определяется по формуле:

$$\sigma = \frac{Q}{2 \cdot S}, \text{ МПа} \quad (3.3)$$

где S – площадь сечения, мм².

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, \text{ мм}^2 \quad (3.4)$$

где d – диаметр, мм.

Касательные напряжения определяется по формуле:

$$\tau = \frac{M}{S} = \frac{4 \cdot M}{\pi \cdot d^2}, \text{ МПа} \quad (3.5)$$

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}\right)^2 + \left(\frac{4 \cdot M}{\pi \cdot d^2}\right)^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q^2}{\pi^2 \cdot d^4} + \frac{16 \cdot M^2}{\pi^2 \cdot d^4}} \leq [\sigma]. \quad (3.6)$$

Из уравнения 3.8 найдем значение диаметра патрубка:

$$d \geq \frac{2}{\pi \cdot [\sigma]} \cdot \sqrt{Q^2 + 4M^2}, \text{ мм} \quad (3.7)$$

допустимое напряжение определяется по формуле:

$$[\sigma] = 0,4 \cdot \sigma_T, \text{ МПа} \quad (3.8)$$

где σ_T – допускаемое напряжение текучести материала (для стали 3 $\sigma_T = 250$ МПа, [9]), МПа.

$$[\sigma] = 0,7 \cdot 250 = 175, \text{ МПа.}$$

$$d \geq \frac{2}{\pi \cdot 175} \cdot \sqrt{39^2 + 4 \cdot 62^2} = 6,7, \text{ мм.}$$

3.3.2 Определение диаметра крепежных болтов.

Диаметр болтов определяется с учетом нагрузки действующей на них по формуле.

$$d \geq \sqrt[3]{2 \cdot T_6} \quad (3.11)$$

где T_6 – нагрузка действующая на болт, $T_6 \approx 30$ Н.

$$d \geq \sqrt[3]{2 \cdot 30} = 3,91 \text{ мм}$$

Принимаем болт М6 ГОСТ 7798-70.

3.3.3 Определение диаметра стяжных шпилек.

Диаметр стяжных шпилек определяется с учетом нагрузки действующей на них по формуле:

$$d \geq 1,5 * \sqrt[3]{2 * T_6} \quad (3.12)$$

где T_6 – нагрузка действующая на шпильку, $T_6 \approx 40$ Н.

$$d \geq 1,5 * \sqrt[3]{2 * 40} = 6,12 \text{ мм}$$

Принимаем диаметр шпильки М 8.

3.3.4 Выбор и расчет элементов трубопровода.

Эти элементы изготавливают из стали для выпускной системы и стали и резино-армированного рукава для впускной системы.

Толщина стенки, мм:

$$S \geq S_R + C, \quad (3.13)$$

где S_R – расчетная толщина стенки, мм;

C – прибавка на коррозию, мм, $C=1$ [2].

$$S_R = \frac{PD_B}{2[\sigma]\varphi - P}, \quad (3.14)$$

где P – давление в аппарате, $P=0,5$ МПа [11];

D_B – внутренний диаметр газопровода, принимаем $D_B = 35$ мм.

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение стали, $[\sigma] = 100$ МПа [19];

φ – коэффициент, учитывающий прочность сварного шва, $\varphi = 0,5$ [9].

$$S_R = \frac{0,5 * 35}{2 * 100 * 0,5 - 1} = 0,45 \text{ мм}$$

$$S \geq 0,45 + 1 = 1,45 \text{ мм}$$

4. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ

4.1. Выбор материала заготовки.

Примем для изготовления заготовки прутков, максимально приближены размерами и формами готовой детали. Выбираем вал из сортового металла Ст 35 ГОСТ 4543-71.

4.2 Выбор оборудования и режущего инструмента.

Для токарной операции выбираем универсальный токарно-винторезный станок

1К-62 стр 11 прилож. 1

Техническая характеристика токарно-винторезного станка 1К-62.

Высота центров	200 мм
Максимальный диаметр обработанной заготовки	400мм
Расстояние между центрами (макс)	1400 мм
Число оборотов шпинделя	800-1000-1250-1600-2000 об/мин
Продольные подачи	0.075+4.46
Поперечные подачи	0.075+2.23
Мощность электродвигателя	10 кВт
КПД привода	0.85
Вес станка	2400 кг
Габариты	1166-1355-2785

Выбор режущего инструмента:

Для точения выбираем: Резец 2100-0405 ГОСТ 18878-73, Резец 2130-0251 ГОСТ 18884-73.

4.3 Технологические расчеты

Выбор инструмента - выбираем резец прямой проходной. 2100-0405 с сечением 25X16 по ГОСТ 18878 – 73

Выбираем твердый сплав режущего инструмента Т15 К6,[1]

Главный угол в плане $\varphi = 45$

Черновое точение $\varphi 1 = 10$

$\lambda = 5$ Резец 16×25 Радиусное превышение $r=1$.

005. Токарная

Переход 2. Точить поверхность на длине 40 мм.

1. Определяем припуск h .

$$h = \frac{D_1 - D_2}{2}, \quad (4.1)$$

где D_1 и D_2 - диаметры поверхности соответственно, обрабатываемой (в начале обработки) и конечной согласно чертежу или эскизу;

$$h = \frac{35 - 17}{2} = 9 \text{ мм.}$$

2. Находим глубину резания t и число проходов i .

$$t_1 = 1; \quad t_2 = 1,5;$$

$$i = 2 .$$

3. Выбираем подачу S .

Из [10] для черновой обработки для стали рекомендуется 0,3...0,8 и выбираем $s=0,3$ мм/об .

Но корректируя по паспорту станка [1] устанавливаем $S=0,3$ мм/ об.

4. Устанавливаем период стойкости режущего инструмента T .

Из [10], выбираем $T=60$ мин.

5. Определяем скорость резания V_p

$$v = \frac{C_v \cdot K_v}{T^m \cdot t^x \cdot s^y}, \quad (4.2)$$

где C_v – коэффициент, характеризующий обрабатываемый материал и условия его обработки;

m – показатель относительной стойкости;

T – стойкость резца;

x, y – показатели степени;

K_v – общий поправочный коэффициент, который представляет собой произведение отдельных поправочных коэффициентов;

Сталь 35 $\sigma_s = 750$, 1К62 без охлаждения $C_v = 350$; $x = 0,15$; $y = 0,35$; $m = 0,20$;

$$V_p = \frac{350}{60^{0,2} \cdot 1,5^{0,15} \cdot 0,3^{0,35}} = 217 \text{ м/мин.}$$

6. Определяем частоту вращения шпинделя.

Частота вращения шпинделя определяется по формуле:

$$n_p = \frac{1000 \cdot V_p}{\pi \cdot D_1} = \frac{1000 \cdot 217}{3,14 \cdot 35} = 727 \text{ мин}^{-1}. \quad (4.3)$$

Найденное значение $n = 727 \text{ мин}^{-1}$ корректируем по паспортным данным станка и устанавливаем действительное значение n частоты вращения. По паспорту 1К62 $n = 630 \text{ мин}^{-1}$.

7. Определение действительной скорости резания.

Действительная скорость резания определяется с учетом действительной частоты вращения n .

$$V_o = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 35 \cdot 630}{1000} = 69 \text{ м/мин.} \quad (4.4)$$

8. Определяем силу резания P_z .

Сила резания определяется по формуле [14]

$$P_z = C_p \cdot t \cdot s^{0,75} \cdot v^{-0,15} \quad (4.5)$$

где C – коэффициент, характеризующий металл и условия его обработки;

x, y – показатели степеней при глубине резания и подаче;

n – показатель степени при скорости резания;

$$C_p = 300; x=1; y=0,75; n=-0,15;$$

$$P_z = 300 \cdot 1,5^1 \cdot 0,3^{0,75} \cdot 217^{-0,15} = 72 \text{ Н.}$$

9. Определяем мощность, затрачиваемая на резание.

Мощность резания определяется по формуле:

$$N_p = \frac{P_z \cdot V}{60000} = \frac{72 \cdot 69}{60000} = 0,083 \text{ кВт.} \quad (4.6)$$

Мощность на шпинделе стана принимается с учётом КПД механических передач станка от электродвигателя до шпинделя, значение которого дано в паспортных данных станка.

$$N_{\text{шп}} = N_{\text{дв}} \cdot \eta = 10 \cdot 0,75 = 7,5 \text{ кВт.} \quad (4.7)$$

Для осуществления обработки мощность на шпинделе должна превышать резания

$$N_{\text{шп}} \geq N_p; \quad (4.8)$$

$$7,5 > 0,225.$$

10. определение основного технологического времени.

$$T_o = \frac{L \cdot i}{n \cdot s} = \frac{(l + y + \Delta)}{n \cdot s}; \quad (4.9)$$

где L – длина рабочего хода резца, мм;

i – число проходов резца;

l – длина обрабатываемой поверхности, мм;

Δ – перебег резца, мм ($\Delta = 1 \dots 3$);

y – величина врезания резца, мм.

$$y = t \cdot \operatorname{ctg} \varphi, \quad (4.10)$$

где φ – главный угол в плане резца;

$$y = 2 \cdot \operatorname{ctg} 90^\circ = 0.$$

$$T_o = \frac{21 \cdot 2}{1000 \cdot 0,3} = 0,26 \text{ мин.}$$

2. 005. Токарная

Переход 3. Точить поверхность на длине 4.

1. Определяем припуск h .

$$h = \frac{29-17}{2} = 6 \text{ мм.}$$

2. Находим глубину резания t и число проходов i .

$$t=2 \text{ мм; } t=2; t=1; t=1$$

$$i = 4 .$$

3. Выбираем подачу s .

Из таблицы [1] для черновой обработки для стали рекомендуется 0,3...0,8 и выбираем $s=0,3$ мм/об.

Но корректируя по паспорту станка [10] устанавливаем $s=0,3$ мм/об.

4. Устанавливаем период стойкости режущего инструмента T .

Из [10] выбираем $T=60$ мин.

5. Определяем скорость резания

Сталь 35 $\sigma_s = 750$, 1К62 без охлаждения $C_v = 350$; $x=0,15$; $y=0,35$; $m=0,20$;

$$V_p = \frac{350}{60^{0,2} \cdot 2^{0,15} \cdot 0,3^{0,35}} = 214 \text{ м/мин}$$

6. Определяем частоту вращения шпинделя.

Частота вращения шпинделя определяется по формуле:

$$n_p = \frac{1000 \cdot V_p}{\pi \cdot D_1} = \frac{1000 \cdot 214}{3,14 \cdot 29} = 2358 \text{ мин}^{-1}.$$

Найденное значение $n=591 \text{ мин}^{-1}$ корректируем по паспортным данным станка и устанавливаем действительное значение n частоты вращения. По паспорту 1К62 $n=500 \text{ мин}^{-1}$.

7. Определение действительной скорости резания.

Действительная скорость резания определяется с учетом действительной частоты вращения n .

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 35 \cdot 500}{1000} = 55 \text{ м/мин.}$$

8. Определяем силу резания .

Сила резания определяется по формуле [10]

$$C_p = 300; x=1; y=0,75; n=-0,15;$$

$$P_z = 300 \cdot 5^1 \cdot 0,3^{0,75} \cdot 55^{-0,15} = 329 \text{ Н.}$$

9. Определяем мощность, затрачиваемая на резание.

Мощность резания определяется по формуле:

$$N_p = \frac{P_z \cdot V}{60000} = \frac{329 \cdot 55}{60000} = 0,3 \text{ кВт.}$$

Мощность на шпинделе стана принимается с учётом КПД механических передач станка от электродвигателя до шпинделя, значение которого дано в паспортных данных станка.

$$N_{шп} = N_{дв} \cdot \eta = 10 \cdot 0,75 = 7,5 \text{ кВт.}$$

Для осуществления обработки мощность на шпинделе должна превышать резания:

$$7,5 > 0,3.$$

10. определение основного технологического времени.

где φ – главный угол в плане резца; $y = 5 \cdot \operatorname{ctg} 90^\circ = 0$.

$$T_{\text{с}} = \frac{8 \cdot 4}{1000 \cdot 0,3} = 0,27 \text{ мин.}$$

5 ОХРАНА ТРУДА И ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ

Цель и содержание БЖД:

обнаружение и изучение факторов окружающей среды, отрицательно влияющих на здоровье человека;

ослабление действия этих факторов до безопасных пределов или исключение их если это возможно;

ликвидация последствий катастроф и стихийных бедствий.

Охрана здоровья трудящихся, обеспечение безопасности условий труда, ликвидация профессиональных заболеваний и производственного травматизма составляет одну из главных забот человеческого общества. Обращается внимание на необходимость широкого применения прогрессивных форм научной организации труда, сведения к минимуму ручного, малоквалифицированного труда, создания обстановки, исключающей профессиональные заболевания и производственный травматизм.

5.1 Техника безопасности при работе с трактором

Общие положения

Конструкция трактора обеспечивает безопасность работы на нем. Во избежание несчастных случаев строго соблюдайте "Правила дорожного движения" и меры безопасности, изложенные в настоящем разделе.

К работе на тракторе допускаются только лица, окончившие специальные курсы по изучению конструкции и особенностей эксплуатации тракторов и имеющие удостоверение на право работать на тракторах. Трактор должен быть комплектным и исправным.

В кабине трактора должна быть установлена и закреплена аптечка первой помощи, укомплектованная в соответствии с действующими нормативными документами. Во избежание вредного воздействия шума на здоровье оператора на тракторе рекомендуется использование средств индивидуальной защиты органов слуха противοшумных наушников по ГОСТ Р 12.4.208-99.

При необходимости использования окон кабины как аварийного выхода разбейте стекла молотком, находящимся в кабине. Содержите кабину в чистоте; наличие в кабине посторонних предметов недопустимо.

Меры безопасности при работе на тракторе

Перед пуском двигателя рычаг переключения передач и рычаг переключения режимов должны находиться в положении; рычаги гидрораспределителя навесного оборудования - в позиции "Нейтральная"; стояночный тормоз включен.

Перед троганием с места убедитесь, что путь свободен, что между трактором и сельскохозяйственными орудиями, а также в районе шарнирного устройства рамы нет людей. О начале движения предупредите звуковым сигналом.

Перед тем, как выйти из трактора, установите рычаг переключения передач и рычаг переключения режимов - в положение "Нейтраль N"; рычаги гидрораспределителя навесного оборудования - в позиции „Нейтральная"; включите стояночный тормоз и выключите двигатель. Для исключения перегрева гидросистемы не оставляйте трактор в положении полного (до "упора") поворота полурам вправо или влево.

Следите за показаниями контрольных приборов и их исправностью. Запрещается работать на тракторе с неисправными приборами. Запрещается открывать пробки заливной горловины и расширительного бака или выворачивать паровоздушный клапан при аварийном перегреве воды двигателя.

В случае аварии или чрезмерного увеличения частоты вращения коленчатого вала двигателя немедленно выключите подачу топлива рукояткой останова. Категорически запрещается работать на тракторе при неисправных рулевом управлении, тормозной системе, электроосвещении и сигнализации. Все рычаги управления трактором должны фиксироваться в соответствующих положениях.

Тормоза трактора должны быть в исправном состоянии. При торможении трактора,двигающегося по сухому и твердому грунту со скоростью 8,33 м/с (30

км/ч), рабочим тормозом тормозной путь не должен быть более 13 м, при скорости 5,6 м/с (20,2 км/ч) - не более 6,5 м. Полностью выжатая педаль тормоза не должна упираться в пол кабины.

5.2 Физическая культура на производстве

Физическая культура на производстве – важный фактор ускорения производительности труда.

С учётом преобладания умственного или физического труда и его тяжести специалисты механизаторы подразделяются на 2 группы: водители самоходных агрегатов и машин (шофёры, трактористы) и специалисты стационарных установок (мотористы, слесари, электрики и др.). Поэтому работа одних связана с управлением транспорта, с большой психофизической нагрузкой, а других – со сложной координацией движения и работой в непростых условиях (на высоте, в узких помещениях). Это требует выносливости, силы отдельных мышц, специальной координации движений. Занятия по физической культуре должны включать следующие виды спорта: гиревой спорт, армспорт, борьбу, гимнастику, спортивные игры и другие виды спорта.

6. ОХРАНА ОКРУЖАЮЩЕЙ СРЕДЫ.

Охрана окружающей среды - есть система мероприятий направленное на рациональное использование, охрану и восстановление природных ресурсов.

Охрана окружающей среды должна проводить комплекс для создания оптимальных условий существования природы и человеческого общества. Данные положения изложены в законе РФ “Об охране окружающей среды” (2002год).

Для улучшения состояния окружающей среды рекомендуется:

- вдоль ограды с внутренней стороны посадить зеленые насаждения;
- на территории МТС установить ящики для мусора;
- в цехах установить фильтры очистки воздуха;
- улучшить хранение нефтепродуктов;
- строгое нормирование и применение новых форм технологий внесения удобрений;
- уделять большое внимание пропаганде об охране окружающей среды.

Таким образом, реализация выше указанных мероприятий практически будет способствовать улучшать среду обитания местных жителей.

Использованная вода при контроле должна соответствовать ГОСТу 17.1.3.11-94. «Охрана природы, гидросферы. Общие требования охраны поверхностных и подземных вод от загрязнения нефтью и нефтепродуктами». На основе о государственном водном кадастре от 23 апреля 1994 года (с 3 июля 1994 г № 2 ст. 97).

Отработанные газы в процессе обкатки двигателей должны соответствовать ГОСТу 11.2201 – 84. Дизельные двигатели. Содержание дыма. На основании закона об охране атмосферного воздуха, принятый в 1995 г. РФ.

За невыполнение операций по охране окружающей среды установлены административная и гражданская ответственность в виде штрафов. Выполнение контролируют представители М.О.О.С. и природных ресурсов РТ, на основании закона об охране окружающей среды и привлечением местных властей.

7. РАСЧЕТ ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СИСТЕМЫ ТУРБОНАДДУВА ДЛЯ ДВИГАТЕЛЯ.

7.1 Расчеты балансовой стоимости и массы проектируемой конструкции

Балансовая стоимость конструкций определяется по формуле, [2]:

$$C_{\text{б}} = (G_{\text{к}} \cdot (C_{\text{з}} \cdot E + C_{\text{м}}) + C_{\text{пд}}) \cdot K_{\text{нач}}, \quad (7.1)$$

где $G_{\text{к}}$ – масса конструкции без покупных деталей и узлов;

$C_{\text{з}}$ – издержки производства приходящиеся на 1 кг. массы конструкции, руб, ($C_{\text{з}} = 0,02 \dots 0,15$), [2] ;

E – коэффициент изменения стоимости изготовления машин в зависимости от объема выпуска, руб;

$C_{\text{м}}$ – затраты на материалы приходящиеся на 1 кг массы машины, $C_{\text{м}} = 50$ руб/кг, ;

$C_{\text{пд}}$ – дополнительные затраты на покупные детали и узлы, руб;

$K_{\text{нач}}$ – коэффициент учитывающий отклонение прейскурантной цены от балансовой стоимости, $K_{\text{нач}} = 1,15 \dots 1,4$, [2].

Масса конструкции определяется по формуле, [2]:

$$G = (G_{\text{к}} + G_{\text{г}}) \cdot K, \quad (7.2)$$

где $G_{\text{к}}$ – масса конструкции без покупных деталей и узлов.;

$G_{\text{г}}$ – масса готовых деталей, узлов и агрегатов. Принимаем $G_{\text{г}} \approx 3$ кг;

K – коэффициент учитывающий массу расходуемых на изготовление конструкции монтажных материалов $K = 1,05 \dots 1,15$, [2] .

$$G = (8 + 5,5) \cdot 1,12 = 14,52 \text{ кг.}$$

Принимаем массу проектируемой конструкции $G = 15$ кг.

$$C_B = (9 \cdot (0,11 \cdot 1,2 + 50) + 43026) \cdot 1,13 = 59186 \text{ руб.}$$

Таблица 7.1 – Расчёт массы сконструированных деталей

Наименование детали и материала	Объем детали, см ³	Удельный вес, кг/см ³	Масса детали, кг	Колич. деталей, шт	Общая масса
Корпус	128	0,0078	1	1	1
Фланец	32	0,0078	0,25	2	0,5
Глушитель	141	0,0078	1,1	1	1,1
Кронштейн	13	0,0078	0,1	2	0,2
Кожух	38	0,0078	0,3	1	0,3
Упор	26	0,0078	0,2	2	0,4
Шпилька	13	0,0078	0,1	4	0,4
Шайба	13	0,0078	0,1	16	1,6
Всего					5,5

7.2 Расчет технико-экономических показателей эффективности конструкции

Для сравнения выбираем типовую систему питания на дизельном топливе для трактора МТЗ-82.

В таблице 7.2. представлены технико-экономические показатели проектируемой и существующей конструкций.

При расчетах показатели базового варианта обозначим индексом X_0 , а проектируемого X_1 .

При расчетах учитываем, что большую часть времени автомобиль перевозит грузы с малой плотностью. Это не позволяет в полном объеме использовать грузоподъемность автомобиля со штатной грузовой платформой.

Расчет технико-экономических показателей по обоим вариантам проводим в такой последовательности.

Таблица 7.2–Технико-экономические показателей конструкций

Наименование	Варианты	
	Исходный	Проектируемой
Масса, кг	8	10
Балансовая, руб.	45000	59186
Потребляемая мощность, кВт	0,5	0,5
Количество обслуживающего персонала, чел	1	1
Разряд работы	III	III
Средняя тарифная ставка, руб/чел·ч.	50	50
Норма амортизации, %	10	10
Норма затрат на ремонт и ТО, %	12	10
Годовая загрузка, ч	1700	1700
Срок службы, лет	10	10
Производительность ед/ч	26	28

Часовая производительность конструкции определяется по формуле, [2]:

$$W_{\text{ч}} = 60 \frac{t}{T_{\text{ц}}} \quad (7.3)$$

где t – коэффициент использования рабочего времени смены (0,6...0,9)

$T_{\text{ц}}$ – время одного рабочего цикла, мин

$$W_{\text{ч1}} = 60 \frac{0,8}{1,7} = 28 \text{ ед /час}$$

$$W_{\text{ч0}} = 60 \frac{0,8}{1,85} = 26 \text{ ед /час}$$

Металлоемкость конструкции определяется по формуле, [2]:

$$M_{\text{ел}} = \frac{G_1}{W_{\text{ч1}} \cdot T_{\text{год}} \cdot T_{\text{сл}}} ; \quad (7.4)$$

$$M_{\text{е0}} = \frac{G_0}{W_{\text{ч0}} \cdot T_{\text{год}} \cdot T_{\text{сл}}},$$

где $M_{\text{ел}}$, $M_{\text{е0}}$ – металлоемкость проектируемой и существующих конструкции, кг/ ед;

G_1, G_0 – масса проектируемой и существующей конструкции, кг;

$W_{ч1}, W_{ч0}$ – производительность;

$T_{год}$ – годовая загрузка, час;

$T_{сл}$ – срок службы, лет.

$$M_{e1} = 10 / (28 \cdot 1700 \cdot 10) = 0,000021 \text{ кг/ ед};$$

$$M_{e0} = 8 / (26 \cdot 1700 \cdot 10) = 0,000018 \text{ кг/ ед}.$$

Фондоемкость процесса определяется по формуле, [2, стр.16]:

$$F_{e1} = \frac{C_{б1}}{W_{ч1} \cdot T_{год}}; \quad (7.5)$$

$$F_{e0} = \frac{C_{б0}}{W_{ч1} \cdot T_{год}},$$

где $C_{б1}, C_{б0}$ – балансовая стоимость проектируемой и существующих конструкций, руб.;

$$F_{e1} = 46198 / (27 \cdot 1700) = 1,03 \text{ руб./ ед};$$

$$F_{e0} = 45000 / (26 \cdot 1700) = 1,02 \text{ руб./ ед}.$$

Энергоемкость определяется по формуле, [2]:

$$\mathcal{E}_{e1} = \frac{N_{e1}}{W_{ч1}}; \quad (7.6)$$

$$\mathcal{E}_{e0} = \frac{N_{e0}}{W_{ч0}},$$

где $\mathcal{E}_{e1}, \mathcal{E}_{e0}$ – энергоемкость проектируемой и существующей конструкции, кВт*ч/ ед;

N_{e1}, N_{e0} – мощность, кВт;

$$\mathcal{E}_{e1} = 0,5 / 27 = 0,0179 \text{ кВт} \cdot \text{ч/ ед};$$

$$\mathcal{E}_{e0} = 0,5 / 26 = 0,0192 \text{ кВт} \cdot \text{ч/ ед}.$$

Трудоемкость процесса, [2].

$$T_{ei} = \frac{n_{pi}}{W_{ci}} ; \quad (7.7)$$

где n_p – количество обслуживающего персонала, чел.

$$T_{e1} = \frac{1}{28} = 0,0357, \text{ чел} \cdot \text{ч/ ед.}$$

$$T_{e0} = \frac{1}{26} = 0,0385 \text{ чел} \cdot \text{ч/ ед.}$$

Себестоимость работы выполняемой с помощью спроектированной конструкции и в исходном варианте находят из выражения, [2]:

$$S_1 = C_{3n1} + C_{31} + C_{pmo1} + A_1 ; \quad (7.8)$$

$$S_0 = C_{3n0} + C_{30} + C_{pmo0} + A_0$$

где C_{3n1}, C_{3n0} – затраты на оплату труда обслуживающему персоналу, руб./ ед.

C_{31}, C_{30} – затраты на электроэнергию, руб./ ед;

C_{pmo1}, C_{pmo0} – затраты на ремонт и техническое обслуживание, руб./ ед;

A_1, A_0 – амортизационные отчисления, руб./ ед.

Затраты на оплату труда определяются из выражения, [2]:

$$C_{3n1} = z_1 \cdot T_{e1} ; \quad (7.9)$$

$$C_{3n0} = z_0 \cdot T_{e0} ;$$

где z_1, z_0 – часовая ставка рабочих, начисляемая по среднему разряду, руб./ч.

Согласно данным производства:

$$z_1 = z_0 = 50 \text{ руб./ч.}$$

$$C_{3n1} = 50 \cdot 0,0357 = 1,79 \text{ руб./ ед;}$$

$$C_{3n0} = 50 \cdot 0,0385 = 1,93 \text{ руб./ ед.}$$

Затраты на топливо определяются по формуле, [2]:

$$C_{\text{Э1}} = \text{Э}_1 \cdot C_{\text{Э}}; \quad (7.10)$$

$$C_{\text{Э0}} = \text{Э}_0 * C_{\text{Э}} ;$$

где $C_{\text{Э}}$ –цена топлива для выработки 1 кВт мощности двигателем, ($C_{\text{Э}} = 4...5$ руб./кВт в ценах на 05.2012).

$$C_{\text{Э1}} = 0,0179 \cdot 4,5 = 0,08 \text{ руб./ ед} ;$$

$$C_{\text{Э0}} = 0,0192 \cdot 4,5 = 0,09 \text{ руб./ ед.}$$

Затраты на ремонт и ТО определяют из выражения, [2]:

$$C_{\text{рто1}} = \frac{C_{\text{б1}} \cdot H_{\text{рто1}}}{100 \cdot W_{\text{ч1}} \cdot T_{\text{год}}} ; \quad (7.11)$$

$$C_{\text{рто0}} = \frac{C_{\text{б0}} \cdot H_{\text{рто0}}}{100 \cdot W_{\text{ч0}} \cdot T_{\text{год}}} ,$$

где $H_{\text{рто1}}, H_{\text{рто0}}$ – норма затрат на ремонт и техобслуживание, %.

$$C_{\text{рто1}} = 59198 \cdot 10 / (100 \cdot 28 \cdot 1700) = 0,015 \text{ руб./ ед};$$

$$C_{\text{рто0}} = 45000 \cdot 12 / (100 \cdot 26 \cdot 1700) = 0,012 \text{ руб./ ед.}$$

Затраты на амортизацию определяют из выражения, [2]:

$$A_i = \frac{C_{\text{бi}} \cdot a_i}{100 \cdot W_{\text{чи}} \cdot T_{\text{годi}}} ; \quad (7.12)$$

где a_1, a_0 – норма амортизации, % ,

$$A_1 = 59198 \cdot 10 / (100 \cdot 28 \cdot 1700) = 0,015 \text{ руб./ ед};$$

$$A_0 = 45000 \cdot 10 / (100 \cdot 26 \cdot 1700) = 0,01 \text{ руб./ ед.}$$

Отсюда,

$$S_{\text{эксн1}} = 1,79 + 0,08 + 0,015 + 0,015 = 2,12 \text{ руб./ ед};$$

$$S_{эксн0} = 1,93 + 0,09 + 0,012 + 0,01 = 2,24 \text{ руб./ед.}$$

Приведенные затраты определяют из выражения, [2]:

$$C_{np} = S_1 + E_H \cdot F_e \quad (7.13)$$

где E_H – нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений, $E_H = 0,14$, [2].

$$C_{np1} = 2,12 + (0,14 \cdot 1,03) = 2,21 \text{ руб./ед.}$$

$$C_{np0} = 2,24 + (0,14 \cdot 1,02) = 2,38 \text{ руб./ед.}$$

Годовая экономия в рублях определяется по формуле, [2]:

$$\mathcal{E}_{год} = (S_0 - S_1) \cdot W_{ч1} \cdot T_{год}, \quad (7.14)$$

$$\mathcal{E}_{год} = (2,24 - 2,12) \cdot 28 \cdot 1700 = 9092 \text{ руб.}$$

Годовой экономический эффект определяется по формуле, [2]:

$$E_{год} = (C_{np0} - C_{np1}) \cdot W_{ч1} \cdot T_{год}, \quad (7.15)$$

$$E_{год} = (2,21 - 2,38) \cdot 28 \cdot 1700 = 9098 \text{ руб.}$$

Срок окупаемости капитальных вложений определяется по формуле, [2]:

$$T_{ок} = \frac{C_{б1}}{\mathcal{E}_{год}}, \quad (7.16)$$

$$T_{ок} = 59186 / 9092 = 6,1 \text{ лет.}$$

Коэффициент эффективности дополнительных капитальных вложений определяется по формуле, [2]:

$$E_{эф} = \frac{\mathcal{E}_{год}}{C_{б1}}, \quad (7.17)$$

$$E_{эф} = 8092 / 49186 = 0,58.$$

Таблица 7.3– Сравнительные технико-экономические показатели эффективности конструкций

Наименование показателей	Варианты		Проект в %% к базовому
	Исходный	Проект	
Производительность ед /ч	26	28	107,7
Фондоемкость, руб./ ед	0,000021	0,000021	100,0
Энергоемкость, кВт/ ед	1,02	1,03	101,0
Металлоемкость, кг/ ед	0,0192	0,0179	93,2
Трудоемкость, чел·ч/ ед	0,0385	0,0357	92,7
Уровень эксплуатационных затрат, руб./ ед	2,24	2,12	92,4
Приведенные затраты, руб./ ед	2,38	2,21	92,9
Годовая экономия, руб.	–	9092	
Годовой экономический эффект, руб.		9098	–
Срок окупаемости капитальных вложений, лет.	–	6,1	
Коэффициент эффективности дополнительных капитальных вложений	–	0,2	

ВЫВОДЫ

В ходе выполнения работы был произведен литературный анализ существующих технологий по установке турбокомпрессоров на двигатель.

Произведен расчет характеристик проектируемого трактора.

Спроектированная система турбонаддува для двигателя трактора МТЗ-82 имеет небольшие габаритные размеры, простое устройство, небольшую массу и высокие технико-экономические показатели по сравнению с существующими системами, что делает его использование более выгодным.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Абрамов И.М. «Проектирование технологического процесса механической обработки». Методическое пособие. Казань-1991
2. Булгариев Г.Г. Методические указания по экономическому обоснованию дипломных проектов и выпускных квалификационных работ. Г.Г.Булгариев, Р.К.Абдрахманов, А.Р.Валиев Казань – 2009. – 64 с.
3. Гребнев В.П. Тракторы и автомобили. Теория и эксплуатационные свойства: учебное пособие / В.П.Гребнев, О.И.Поливаев, А.В.Ворохобин; Под общ. ред. О.И.Поливаева. – М.: КНОРУС, 2011. – 264с.
4. Гуревич А.М. Справочник сельского автомеханика / А.М. Гуревич, Н.В. Зайцев – 2-е изд., перераб. и доп.-М.: Росагропромиздат, 1990.-224 с.
5. Иванов В.В. Илларионов В.А. и др. «Основы теории автомобиля и трактора», М.: Высшая школа. 1970г. – 224с
6. Кутьков Г.М. «Теория трактора и автомобиля», М.: Колос. 1996г – 286с.
7. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль. «Теория эксплуатационных свойств». М.: Машиностроение. 1989г – 240с
8. Охрана труда./ Ф. М. Канарев, В. В. Бугаевский, М. А. Пережогин и др. 2–е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1988. – 351 с
9. Сидорин Г.А. «Обработка металлов резанием». Методическое указание. Казань – 2001
- 10.Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учебник, А.И. Колчин, В.П. Демидов. - М.: Высшая школа, 2008. - 496 с.
- 11.Скотников В.А., Мащенко А.А., Солонский А.С. «Основы теории и расчета трактора и автомобиля» М.: Агропромиздат. 1986г. – 383с
- 12.Тракторы и автомобили Учебник/ А.В Богатырев, В.Р. Лехтер.-- М.: КолосС, 2008. - 392 с.
- 13.Хафизов К.А, Хафизов Р.Н, Выпускная квалификационная работа : учебно - методическое пособие. Казань – 2014. –280 с

14. <http://www.autoopt.ru>
15. <http://www.uralsi.ru>
16. <http://www.mrmz.ru>
17. <http://www.freepatent.ru/patent>
18. <https://yandex.ru/images/search>

ПРИЛОЖЕНИЯ



СПРАВКА о результатах проверки текстового документа на наличие заимствований

Проверка выполнена в системе Антиплагиат.ВУЗ

Автор работы	Каримов А.Х.
Подразделение	Казанский ГАУ
Тип работы	Не указано
Название работы	ВКР.23.05.01.124.20_Каримов А.Х
Название файла	ВКР.23.05.01.124.20_Каримов А.Х.docx
Процент заимствования	42.62 %
Процент самоцитирования	0.00 %
Процент цитирования	2.03 %
Процент оригинальности	55.35 %
Дата проверки	21:12:38 19 июня 2020г.
Модули поиска	Модуль поиска ИПС "Адилет"; Модуль выделения библиографических записей; Сводная коллекция ЭБС; Модуль поиска "Интернет Плюс"; Коллекция РГБ; Цитирование; Модуль поиска переводных заимствований; Модуль поиска переводных заимствований по elibrary (EnRu); Модуль поиска переводных заимствований по интернет (EnRu); Коллекция eLIBRARY.RU; Коллекция ГАРАНТ; Модуль поиска "КГАУ"; Коллекция Медицина; Диссертации и авторефераты НББ; Модуль поиска перефразирований eLIBRARY.RU; Модуль поиска перефразирований Интернет; Коллекция Патенты; Модуль поиска общеупотребительных выражений; Кольцо вузов
Работу проверил	Синицкий Станислав Александрович ФИО проверяющего
Дата подписи	Подпись проверяющего

