

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**Методические рекомендации для
самостоятельной работы обучающихся по дисциплине**

Б1.В.07 Тракторы и автомобили

Направление подготовки 35.03.06 Агроинженерия

Профиль образовательной программы Технический сервис в АПК

Форма обучения заочная

1. СОДЕРЖАНИЕ

1.	Организация самостоятельной работы	3
1.1	Организационно-методические данные дисциплины	3
2	Методические рекомендации по выполнению индивидуальных домашних заданий	5
3	Методические рекомендации по самостоятельному изучению вопросов	68

1. ОРГАНИЗАЦИЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

1.1. Организационно-методические данные дисциплины

№ п.п	Наименование темы	Общий объем часов по видам самостоятельной работы				
		подгот овка курсов ого проект а (работ ы)	подгот овка рефера та/эссе	индиви дуальн ые домаш ние задани я (ИДЗ)	самост оятель ное изучен ие вопрос ов (СИБ)	подгот овка к занятия м (ПкЗ)
1	2	3	4	5	6	7
1	Тема 1 Теоретические циклы ДВС			3	8	
2	Тема 2 Действительные рабочие циклы ДВС			3	8	
3	Тема 3 Процессы газообмена и сжатия			4	7	
4	Тема 4 Процессы сгорания и расширения			4	7	
5	Тема 5 Индикаторные и эффективные показатели			4	7	
6	Тема 6 Тепловой баланс и токсичность двигателя				9	
7	Тема 7 Характеристики двигателя				10	
8	Тема 8 Кинематика и динамика двигателя			2	9	
9	Тема 9 Перспектива развития тепловых двигателей				9	
10	Тема 10 Динамика колеса				3	
11	Тема 11 Общая динамика колесной машины			18	3	
12	Тема 12 Общая динамика гусеничного трактора			16	3	
13	Тема 13 Тяговая динамика трактора			2	5	
14	Тема 14 Тяговая динамика автомобиля			2	4	
15	Тема 15 Разгон автомобиля				16	
16	Тема 16			2	16	

	Топливная экономичность автомобиля					
17	Тема17 Тормозная динамика автомобиля				16	
18	Тема18 Устойчивость мобильных машин				16	

2. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ДОМАШНИХ ЗАДАНИЙ

Индивидуальные домашние задания раздел №2 и №3 выполняются в виде контрольной работы.

2.1 Темы индивидуальных домашних заданий

Тема 1 индивидуального задания: Тепловой и динамический расчет ДВС. Вариант №__

Тема 2 индивидуального задания: Тяговый расчет трактора. Вариант №__

Тема 3 индивидуального задания: Динамический расчет автомобиля. Вариант №__

Вариантов 60

2.2 Содержание индивидуальных домашних заданий

Студент должен выполнить индивидуальных домашних заданий содержащий три раздела.

Индивидуальное домашнее задание выполняется с целью систематизации, закрепления и расширения теоретических знаний, полученных при изучении раздела теория двигателя внутреннего сгорания из курса «Тракторы и автомобили» и приобретения навыков в решении ряда инженерных задач.

1 раздел. Тепловой и динамический расчет ДВС. Конкретные индивидуальные домашние задание студенты получают у преподавателя и выполняют в соответствии с «Методическими указаниями к тепловому расчету двигателя внутреннего сгорания», разработанного на кафедре.

Объем расчетно-пояснительной записки допускается до 20-25 страниц, графической части - 1 листа. На выполнение индивидуального задания в соответствии с графиком самостоятельной работы студентов отводится 20 часа.

Индивидуальное домашнее задание рассчитывается с применением ЭВМ

2 раздел. Тяговый расчет трактора. Конкретные индивидуальные домашние задание студенты получают у преподавателя в начале изучения дисциплины «Тракторы и автомобили» и выполняют в соответствии с «Методическими указаниями к тяговому расчету трактора», разработанного на кафедре.

Объем расчетно-пояснительной записки допускается до 20-25 страниц, графическая часть - 1 лист. На выполнение данного индивидуального задания, в соответствии с графиком самостоятельной работы студентов отводится 20 часа.

Индивидуальное домашнее задание рассчитывается с применением ЭВМ. Компьютерная программа, выполненная в среде «Mathcad 2001», для тягового расчета трактора.

3 раздел. Динамический расчет автомобиля. Конкретные индивидуальные домашние задание студенты получают у преподавателя в начале изучения дисциплины и выполняют в соответствии с «Методическими указаниями к динамическому расчету автомобиля», разработанного на кафедре.

Объем расчетно-пояснительной записки допускается до 20-25 страниц, графическая часть - 1 лист. На выполнение данного индивидуального задания в соответствии с графиком самостоятельной работы студентов отводится 20 часов.

Индивидуальное домашнее задание рассчитывается с применением ЭВМ. Компьютерная программа, выполненная в среде «Mathcad 2001», для динамического расчета автомобиля.

При выполнении индивидуального домашнего задания возможно представление таблицы распределения заданий между обучающимися.

Таблица 1. Распределение заданий

Номер зачетной книжки	Номера вариантов								
01	1	8	16	24	32	40	48	56	64
02	3	11	19	27	35	43	51	59	67
03	2	10	18	26	34	42	50	58	66
04	5	13	21	29	37	45	53	61	69
05	4	12	20	28	36	44	52	60	68
03	7	15	23	31	39	47	55	63	71
07	6	14	22	30	38	46	54	62	70
08	9	17	25	33	41	49	57	65	72

2.3 Порядок выполнения заданий

ВЕДЕНИЕ

1. ТЯГОВЫЙ РАССЧЕТ ТРАКТОРА	
1.1 Расчет эксплуатационной массы трактора, номинальной мощности двигателя и теоретической регуляторной характеристики двигателя	
1.1.1. Определение эксплуатационной массы трактора	
1.1.2. Расчет номинальной мощности двигателя	
2.ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ	
2.1. Расчет процессов газообмена.....	
2.1.1. Определение давления и температуры остаточных газов.....	
2.2. Расчет давления в конце впуск	
2.3. Расчет коэффициента остаточных газов	
2.4. Расчет температуры в конце впуска и коэффициента	
наполнения.....	
2.5. Расчет процесса сжатия	
2.6. Термохимический расчет процесса сгорания.....	
2.7. Термодинамический расчет процесса сгорания.....	
2.8. Расчет процесса расширения	
2.9. Расчет индикаторных показателей двигателя	Ошибка! Закладка не определена.
2.10. Расчет эффективных показателей двигателя.....	
2.11. Расчет основных размеров двигателя	
ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКОВ ПО ТЕПЛОВОМУ И	
ДИНАМИЧЕСКОМУ РАСЧЕТУ ДВИГАТЕЛЯ	

3.1. Индикаторная диаграмма в pV координатах	
3.2. Индикаторная диаграмма в координатах $p\phi$	
3.3. Диаграммы перемещения, скорости и ускорения поршня	
3.4. Диаграмма сил инерции	Ошибка! Закладка не определена.
3.5. Суммарные силы, действующие на поршень	
3.6. Диаграмма тангенциальных сил и суммарного крутящего	
 4. ТЯГОВЫЙ РАССЧЕТ ТРАКТОРА	
4.1 Расчет эксплуатационной массы трактора, номинальной мощности двигателя и теоретической регуляторной характеристики двигателя	
4.1.1. Определение эксплуатационной массы трактора	
4.1.2. Расчет номинальной мощности двигателя	
4.1.3. Расчет и построение теоретической характеристики двигателя	
при работе на регуляторе.....	
4.2. Расчет передаточных чисел трансмиссии и текущих	
значений силы тяги на крюке.....	
4.2.1. Определение радиуса ведущего колеса	
4.2.2. Определение передаточных чисел трансмиссии.....	
4.2.3. Расчет текущих значений силы тяги на крюке.....	
4.3. Расчет и построение теоретической тяговой характеристики	
4.3.1. Построение теоретической регуляторной характеристики.....	
двигателя	
4.3.2. Построение лучей касательной силы тяги.....	
4.3.3. Построение зависимости буксования от силы тяги на крюке	
4.3.4. Построение лучей теоретических скоростей движения	
4.3.5. Построение зависимости действительной скорости.....	
движения от силы тяги на крюке	
4.3.6. Построение зависимости тяговой мощности от силы тяги	
на крюке	
4.3.7. Построение зависимости мгновенного расхода топлива	
от силы тяги на крюке.....	
4.3.8. Построение зависимости удельного тягового расхода.....	
топлива от силы тяги на крюке	
4.3.9. Построение зависимости тягового КПД от силы тяги на крюке.....	
4.4. Анализ тяговых качеств трактора.....	

5.ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ АВТОМОБИЛЯ.....	
5.1. Определение массы автомобиля, мощности двигателя и расчет скоростной характеристики двигателя.....	
5.1.1. Определение полной массы автомобиля	
5.1.2. Определение мощности двигателя	
5.1.3. Расчет и построение теоретической скоростной..... характеристики двигателя	
5.2. Определение передаточных чисел трансмиссии.....	
5.2.1. Расчет радиуса ведущего колеса.....	
5.2.2. Определение передаточных чисел трансмиссии.....	
5.3. Расчет и построение тягового, мощностного баланса, динамической характеристики и возможных ускорений автомобиля	
5.3.1. Расчет скоростей движения.....	
5.3.2. Расчет и построение тяговой диаграммы движения.....	
5.3.3. Расчет и построение динамической характеристики..... автомобиля.....	
5.3.4. Расчет и построение графика мощностного баланса.....	
5.3.5. Расчет и построение графиков возможных ускорений автомобиля, и величин, обратных ускорениям	
5.4. Характеристики разгона	
5.4.1. Расчет и построение графика времени разгона.....	
5.4.2. Расчет и построение графика пути разгона	
5.5. Оценка топливной экономичности автомобиля.....	
5.6. Анализ динамических качеств автомобиля	

2.4 Пример выполнения задания

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

**Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**Инженерный факультет
Кафедра «Технический сервис»**

ДОМАШНЕЕ ЗАДАНИЕ

по дисциплине «Трактора и автомобили»

На тему: Тепловой и динамический расчет двигателя №1.

Вариант №__

Выполнил: студент __бАГРОИНЖ01тсер

Проверил: доцент _____ В.Н.Алексеев

Оренбург 20__ г.

Задание

«Тепловой и динамический расчет ДВС. Тяговый расчет трактора.
Динамический расчет автомобиля. Вариант № __»
студента(ки) __ группы, __ курса, _____.

В зависимости от конструкции ходового аппарата буксование трактора не должно превышать:

колесные тракторы $4 \times 2 \delta_{\text{доп}} \leq 0,18$;

колесные тракторы $4 \times 4 \delta_{\text{доп}} \leq 0,16$;

гусеничные тракторы $\delta_{\text{доп}} \leq 0,05$;

Агротехнический фон	
Грунтовая сухая дорога	
Целина, плотная залежь	
Стерня колосовых	+
Поле, подготовленное под посев	

Тип трактора	с.х. назначения
Тип движителя	Гусеничный
Тяговый класс трактора, $P_{\text{крн}}$	30 кН
Действительная номинальная скорость трактора, $V_{\text{дн}}$	1,5 м/с
Количество передач трактора, m	7
Действительная транспортная скорость трактора, $V_{\text{д тр}}$	4,0 м/с
Коэффициент эксплуатационной загрузки двигателя трактора, K_z	0,88

Динамический расчет автомобиля

$K_{\text{гр}}$ -коэффициент грузоподъемности автомобиля;

$K_{\text{гр}} = 0,25 \dots 0,45$ – легковой автомобиль;

$K_{\text{гр}} = 0,45 \dots 0,90$ – автобус;

$K_{\text{гр}} = 0,90 \dots 1,20$ – грузовой автомобиль;

Тип автомобиля	грузовой
Вместимость	2,5 т
Коэффициент сопротивления качению, f_0	0,018
Максимальная скорость движения, V_{max}	24 м/с
Максимальное значение приведенного коэффициента дорожного сопротивления, Ψ_{max}	0,38
Число передач, m	5

Задание составил

доцент кафедры «Технического сервиса»

В.Н.Алексеев

СОДЕРЖАНИЕ

	ВВЕДЕНИЕ	5
1	РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ ТРАКТОРА	6
1.1	Расчет эксплуатационной массы трактора и номинальной мощности двигателя.	6
1.1.1	Определение эксплуатационной массы трактора	6
1.1.2	Расчет номинальной мощности двигателя	7
2	ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ	8
2.1	Расчет процессов газообмена	9
2.1.1	Определение давления и температуры остаточных газов	9
2.2	Расчет давления в конце впуска	9
2.3	Расчет коэффициента остаточных газов	10
2.4	Расчет температуры в конце впуска и коэффициента наполнения	11
2.5	Расчет процессов сжатия	11
2.6	Термохимический расчет процесса сгорания	12
2.7	Термодинамический расчет процесса сгорания	13
2.8	Расчет процесса расширения	14
2.9	Расчет индикаторных показателей двигателя	15
2.10	Расчет эффективных показателей двигателя	16
2.11	Расчет основных размеров двигателя	17
3	ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКОВ ПО ТЕПЛОВОМУ РАСЧЕТУ И ДИНАМИЧЕСКОМУ РАСЧЕТУ ДВИГАТЕЛЯ	19
3.1	Индикаторная диаграмма в pV -координатах	19
3.2	Индикаторная диаграмма в $p\phi$ -координатах	20
3.3	Диаграммы перемещения, скорости и ускорения поршня	21
3.4	Диаграмма сил инерции	23
3.5	Суммарные силы, действующие на поршень	25
3.6	Диаграмма тангенциальных сил и суммарного крутящего момента	25
	Заключение	26
	Список использованной литературы	27

ВВЕДЕНИЕ

Домашнее задание выполняется с целью углубления и закрепления знаний, приобретения навыков обеспечивающих эффективное использование тракторов и автомобилей в АПК в соответствии с агротехническими, потребительскими и экологическими требованиями.

С помощью теоретической тяговой характеристики, которую строят после тягового расчета, определяют основные показатели трактора во всем диапазоне его тяговых условий и скорости движения.

Тяговая характеристика, построенная для определенного почвенного фона, является паспортом трактора и позволяет оптимально агрегатировать с сельскохозяйственными машинами и выявлять эффективность его использования.

Общей задачей динамического расчета является определение основных динамических и экономических параметров автомобиля и двигателя при изменении нагрузочных и скоростных режимов его работы, динамических показателей при разгоне, расчет топливной экономичности автомобиля.

1. Расчет двигателя трактора

Исходные данные для расчета.

1. Тип трактора сельскохозяйственный пахотный
2. Тип движителя Гусеничный
3. Номинальная сила тяги на крюке, $P_{крн} = 30$ кН.
4. Действительная скорость движения агрегата при номинальной силе тяги на крюке, $V_{дн} = 1,5$ м/с.
5. Число основных передач $m = 7$
6. Действительная скорость движения агрегата при работе на транспорте, $V_{дтр} = 4,0$ м/с
7. Коэффициент эксплуатационной загрузки двигателя $K_{эз} = 0,88$.

1.1 Расчет эксплуатационной массы трактора и номинальной мощности двигателя.

1.1.1. Определение эксплуатационной массы трактора

Различают конструктивную (сухую) массу трактора m_k и эксплуатационную (полную) $m_э$. Конструктивная масса должна обеспечивать прочность и долговечность конструкции трактора, эксплуатационная - необходимые тягово-сцепные качества.

$$m_э = \frac{K_{ВП} \cdot P_{крн}}{(K_{сцдоп} \cdot K_{нвк} - K_{ха} \cdot f) \cdot g},$$

где $K_{ВП}$ - коэффициент возможной перегрузки, $K_{ВП} = 1,368$; $K_{сцдоп}$ - коэффициент сцепления при допустимом буксовании, $K_{сцдоп} = 0,78$ - колесный движитель стерня колосовых; $K_{нвк}$ - коэффициент нагрузки ведущих колес, $K_{нвк} = 1,0$ - гусеничный движитель; $K_{ха}$ - коэффициент, показывающий долю сопротивления качению, обусловленную деформацией опорной поверхности, $K_{ха} = 0,5$ гусеничный движитель; f - коэффициент сопротивления качению, $f = 0,12$ гусеничный движитель стерня колосовых; g - ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с.

$$m_э = \frac{1,368 \cdot 30}{(0,78 \cdot 1 - 0,5 \cdot 0,12) \cdot 9,81} = 5,81 \text{ т}$$

Конструктивную массу можно принять, ориентируясь на показатели современных тракторов того же тягового класса. С достаточной для учебных расчетов точностью можно принять, что за счет водителя, инструмента, топлива, смазочных материалов и т.п. масса трактора увеличивается на 7,0... 10,0%. Недостаток эксплуатационной массы восполняется применением балласта, навешиваемого на ведущие колеса.

$$m_K = \frac{m_{\Sigma}}{1,07} = \frac{5,81}{1,07} = 5,43028 \text{ т}$$

1.1.2. Расчет номинальной мощности двигателя

Номинальная мощность двигателя определяется из условия равномерного движения на горизонтальном поле с номинальной силой тяги на крюке и действительной скоростью движения в определенных почвенных условиях при допустимом буксовании.

$$N_{en} = \frac{(P_{кпр} + P_f) \cdot V_{дн}}{(1 - K_{бодн}) \cdot K\eta_{TP} \cdot K_{\Sigma}}$$

где P_f - сила сопротивления качения, $P_f = m_{\Sigma} \cdot f \cdot g = 5,81 \cdot 0,12 \cdot 9,81 = 6,839 \text{ кН}$;
 $K\eta_{TP}$ - механический КПД трансмиссии,

$$K\eta_{TP} = K\eta_X \cdot K\eta_{ц}^{n_{ц}} \cdot K\eta_K,$$

здесь $K\eta_X$ - механический КПД трансмиссии, учитывающий потери

холостого хода, $K\eta_X = 0,95$; $K\eta_{ц}$, $K\eta_K$ - механический КПД

цилиндрической и конической пары шестерен, $K\eta_{ц} = 0,985$; $K\eta_K = 0,975$; $n_{ц}$,

- число цилиндрических пар шестерен, работающих на одной передаче,

$n_{ц} = 5$, n_K - число конических пар шестерен, работающих на одной передаче,

$n_K = 1$

$$K\eta_{TP} = 0,95 \cdot 0,985^5 \cdot 0,975^1 = 0,858$$

$$N_{en} = \frac{(30 + 6,839) \cdot 1,5}{(1 - 0,05) \cdot 0,858 \cdot 0,88} = 76,96 \text{ кВт}$$

По результатам расчетов номинальной мощности двигателя для трактора определить двигатели-прототипы, основные технические параметры которых занести в таблицу 1.

Таблица 1. Основные технические параметры

№ п/п	Наименование параметра	Трактор прототип ДТ-75	Расчетный
1	Назначение двигателя	тракторный	тракторный
2	Тип двигателя	дизель	дизель
3	Тактность двигателя	4	4
4	Номинальная мощность, кВт	55,2	76,96
5	Номинальная частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	1700	1700

2.ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ

Степень сжатия

Степень сжатия ε в первую очередь зависит от способа смесеобразования и рода топлива, а также от быстроходности двигателя, наличия наддува и других факторов.

ε принимаем равной 16

Параметры заряда на впуске.

При работе двигателя без наддува в цилиндр поступает воздух из атмосферы. В этом случае в качестве параметров исходного состояния заряда на впуске принимаются давление и температура окружающей среды, соответственно равные $p_0 = 0,1$ МПа и $T_0 = 293$ К.

При расчете рабочего цикла двигателя мы на двигателе устанавливаем наддув так, как проектируемый двигатель имеет мощность выше чем у прототипа.

При расчете рабочего цикла двигателя с наддувом за исходные параметры принимаются давление p_k и температура T_k на выходе из компрессора, а при наличии промежуточного холодильника - за холодильником.

В настоящее время на двигателях тракторов используется низкий или средний наддув.

Температура воздуха после компрессора T_k , К:

$$T_{\kappa} = T_o \cdot \left(\frac{p_{\kappa}}{p_o} \right)^{\frac{n_{\kappa}-1}{n_{\kappa}}},$$

где n_{κ} - показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре. В зависимости от типа компрессора значение n_{κ} принимаем = 1,4.

$$T_{\kappa} = 293 \cdot \left(\frac{0,15}{0,1} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 328,99 \text{ К}$$

2.1. Расчет процессов газообмена

2.1.1. Определение давления и температуры остаточных газов

Процессы газообмена включают очистку цилиндра от продуктов сгорания и наполнения цилиндра свежим зарядом.

$$p_{гн} = (0,75) \cdot p_{\kappa} = 0,75 \cdot 0,15 = 0,1125 \text{ МПа}$$

Температура остаточных газов.

T_r принимаем равной 770°К

Температура подогрева свежего заряда.

ΔT_n принимаем 10 °С

2.2. Расчет давления в конце впуск

Давление в конце впуска p_a (МПа) определяется исходя из потерь во впускной системе:

$$p_a = p_{\kappa} - \Delta p_a,$$

где Δp_a - потери давления во впускной системе.

$$\Delta p_a = (\beta^2 + \xi_{вн}) \cdot \frac{\omega_{вн}^2 \cdot \rho_{\kappa}}{2} \cdot 10^{-6},$$

где β - коэффициент затухания скорости движения заряда в рассматриваемом сечении цилиндра, $\xi_{вн}$ - коэффициент сопротивления впускной системы, отнесенный к наиболее узкому ее сечению; $\omega_{вн}$ - средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы, м/с; ρ_{κ} - плотность заряда на впуске, кг/м³.

По опытным данным в современных двигателях на номинальном режиме работы $(\beta^2 + \xi_{вн}) = 2,5 \div 4,0$ принимаем 3,8 и $\omega_{вн} = 50 \div 130$ м/с. принимаем 66

Плотность заряда на впуске:

$$\rho_{\kappa} = \frac{p_{\kappa} \cdot 10^6}{R_g \cdot T_{\kappa}},$$

где R_g - удельная газовая постоянная воздуха, $R_g = 287 \text{ Дж/(кг К)}$;

$$\rho_{\kappa} = \frac{0,15 \cdot 10^6}{287 \cdot 328,99} = 1,588$$

$$\Delta p_a = 3,8 \cdot \frac{66^2 \cdot 1,588}{2} \cdot 10^{-6} = 0,01315 \text{ МПа}$$

$$p_a = 0,15 - 0,01315 = 0,1368 \text{ МПа}$$

2.3. Расчет коэффициента остаточных газов

Коэффициент остаточных газов γ_r характеризует качество очистки цилиндра от продуктов сгорания. Коэффициент остаточных газов для четырехтактных двигателей (*с учетом продувки и дозарядки цилиндра*):

$$\gamma_r = \frac{T_{\kappa} + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{оч} \cdot p_r}{\varepsilon \cdot \varphi_{доz} \cdot p_a - \varphi_{оч} \cdot p_r};$$

При определении $\gamma_{rн}$ на номинальном режиме работы двигателя с учетом дозарядки можно принять $\varphi_{доz} = 1,07 \div 1,12$, что вполне можно получить при подборе угла опаздывания закрытия впускного клапана в пределах $30 - 60^\circ$ поворота коленчатого вала, принимаем $\varphi_{доz} = 1,07$

Коэффициент очистки $\varphi_{оч}$ принимаем равным единице ($\varphi_{оч} = 1$).

$$\gamma_r = \frac{328,99 + 10}{770} \cdot \frac{1 \cdot 0,1125}{16,0 \cdot 1,07 \cdot 0,1368 - 1 \cdot 0,1125} = 0,022$$

2.4. Расчет температуры в конце впуска и коэффициента наполнения

Температура в конце впуска T_a определяется:

$$T_a = \frac{T_{\kappa} + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{328,99 + 10 + 0,022 \cdot 770}{1 + 0,022} = 348,3 \text{ К}$$

Для четырехтактных двигателей коэффициент наполнения η_v с учетом продувки и дозарядки цилиндра равен:

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{T_{\kappa}}{T_{\kappa} + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_{\kappa}} \cdot (\varphi_{доz} \cdot \varepsilon \cdot p_a - \varphi_{оч} \cdot p_r) = \\ &= \frac{328,99}{328,99 + 10} \cdot \frac{1}{16,0 - 1} \cdot \frac{1}{0,15} \cdot (1,07 \cdot 16,0 \cdot 0,1368 - 1 \cdot 0,1125) = 0,96 \end{aligned}$$

2.5. Расчет процесса сжатия

Давление p_c (МПа) и температура T_c (К) в конце процесса сжатия определяются из уравнения политропы:

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}; \quad T_c = T_a \cdot \varepsilon^{n_1-1},$$

где n_1 - показатель политропы сжатия, $n_1 = 1,39$

$$p_c = 0,1368 \cdot 16,0^{1,39} = 6,45 \text{ МПа}$$

$$T_c = 348,3 \cdot 16,0^{1,39} = 1027,1 \text{ К}$$

Коэффициент избытка воздуха.

Для работы на номинальном режиме работы коэффициент избытка воздуха α принимаем равным 1,9

Топливо.

Состав топлива и его теплота сгорания принимаются по таблице 2.

Таблица 2. Средний элементный состав дизельных топлив и их теплота сгорания

Жидкое топливо	Содержание, кг			Низшая теплота сгорания Q_n , кДж/кг
	C	H	O_T	
Дизельное топливо	0,870	0,126	0,004	42500

2.6. Термохимический расчет процесса сгорания

Количество заряда M_c , находящегося в цилиндре в конце сжатия, определяется количеством свежего заряда M_1 и остаточных газов M_r :

Количество воздуха, теоретически необходимое для полного сгорания 1 кг жидкого топлива определяется из стехиометрических соотношений.

В массовых единицах, $\frac{\text{кг}_\text{воздуха}}{\text{кг}_\text{топлива}}$:

$$\ell_o = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot C + 8 \cdot H - O_T \right) = \frac{1}{0,23} \cdot \left(\frac{8}{3} \cdot 0,87 + 8 \cdot 0,126 - 0,004 \right) = 14,452 \frac{\text{кг}_\text{воздуха}}{\text{кг}_\text{топлива}}$$

в объемных единицах $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг}_\text{топлива}}$:

$$L_o = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,499 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг}_\text{топлива}}$$

Количество свежего заряда M_1 , находящегося в цилиндре дизеля, кмоль/кг:

$$L = \alpha \cdot L_o = 1,9 \cdot 0,499 = 0,949$$

Количество остаточных газов в цилиндре M_r определяется кмоль/кг,

$$M_r = \gamma_r \cdot L = 0,022 \cdot 0,949 = 0,021$$

Количество заряда, находящегося в цилиндре к концу процесса сгорания M_z на 1 кг топлива, определяется количеством продуктов сгорания и остаточных газов M_r :

$$M_z = M_2 + M_r$$

Количество продуктов сгорания M_2 , образующихся при сгорании 1 кг жидкого топлива, может быть определено по формулам, кмоль/кг:

для бедных смесей ($\alpha > 1$):

$$M_2 = L + \frac{H}{4} + \frac{O_r}{32} = 0,949 + \frac{0,126}{4} + \frac{0,004}{32} = 0,98$$

$$M_z = 0,98 + 0,021 = 1,001$$

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,98}{0,949} = 1,033$$

$$\mu_\delta = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,033 + 0,022}{1 + 0,022} = 1,0326$$

2.7. Термодинамический расчет процесса сгорания

Величина теплоемкости зависит от температуры и давления тела, его физических свойств и характера процесса. Для расчетов работ их процессов обычно пользуются средними молярными теплоемкостями при постоянном объеме μ_{cv} и при постоянном давлении μ_{cyp} , между которыми существует зависимость:

$$\mu_{cpz} = \mu_{cvz} + 8,314$$

Теплоемкость заряда μ_{cvc} определяется в зависимости от температуры конца сжатия T_c по эмпирической формуле, кДж/(кмоль К):

$$\mu_{cvc} = 20,2 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c = 20,2 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot 1027,1 = 21,99$$

Теплоемкость продуктов сгорания μ_{cvz} определяется в зависимости от температуры T_z и состава рабочей смеси:

при $\alpha \geq 1$

$$\mu_{cvz} = \left(20,2 + \frac{0,92}{\alpha} \right) + \left(15,5 + \frac{13,8}{\alpha} \right) \cdot 10^{-4} \cdot T_z$$

Температуру в конце процесса сгорания определяют по следующему

выражению.

для дизельных двигателей:

$$\frac{\xi \cdot Q_H}{\alpha \cdot L_o \cdot (1 + \gamma_r)} + (\mu_{cvc} + 8,314 \cdot \lambda) \cdot T_c = \mu_\delta \cdot \mu_{cvz} \cdot T_z$$

где ξ - коэффициент использования теплоты, $\xi = 0,8$; λ - степень повышения давления, $\lambda = 1,75$.

После подстановки перечисленных величин в выражение получается квадратное уравнение типа: $aT_z^2 + bT_z - c = 0$

$$a = \mu_\delta \cdot 0,0001 \cdot \left(15,5 + \frac{13,8}{\alpha}\right) = 1,0325 \cdot 0,0001 \cdot \left(15,5 + \frac{13,8}{1,9}\right) = 0,00227$$

$$b = 8,314 \cdot \mu_0 + \mu_0 \cdot \left(20,2 + \frac{0,92}{\alpha}\right) = 8,314 \cdot 1,033 + 1,033 \cdot \left(20,2 + \frac{0,92}{1,9}\right) = 28,998$$

$$c = \frac{\xi \cdot Q_H}{L \cdot (1 + \gamma_r)} + (\mu_{Cvc} + 8,314 \cdot \lambda) \cdot T_c = \frac{0,8 \cdot 47922}{0,949 \cdot (1 + 0,022)} + (21,987 + 8,314 \cdot 1,75) \cdot 1027,1 = 70290,05$$

$$0,00227 \cdot T_z^2 + 28,998 \cdot T_z - 70290,05 = 0$$

$$D = (28,998)^2 - 4 \cdot 0,00227 \cdot (-70290,05) = 1480,71$$

$$T_z = \frac{-28,998 + \sqrt{1480,71}}{2 \cdot 0,00227} = 2083,3 \text{ К}$$

Давление газов в конце сгорания, $p_z = \lambda \cdot p_c = 1,75 \cdot 6,45 = 11,3 \text{ МПа}$

Степень предварительного расширения.

$$\rho = \frac{\mu_\delta}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,0326}{1,75} \cdot \frac{2083,3}{1027,1} = 1,197$$

2.8. Расчет процесса расширения

Предполагают, что расширение происходит по политропному процессу со средним показателем политропы n_2 , принимаем $= 1,21$

Степень последующего расширения для дизелей определяем по выражению:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{16,0}{1,197} = 13,37$$

Значения давления p_b (МПа) и температуры T_b (К) в конце процесса расширения определяются по формулам политропного процесса

дизельный двигатель:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{11,3}{13,37^{1,21}} = 0,49 \text{ МПа}$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2083,3}{13,37^{1,21-1}} = 1208,5 \text{ К}$$

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов осуществляем по формуле:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1208,5}{\sqrt[3]{\frac{0,49}{0,1125}}} = 739,89 \text{ К}$$

$$\text{Погрешность составляет: } \Delta T_r = 100 \cdot \frac{T_{rp} - T_{rnp}}{T_{rnp}},$$

где T_{rp} и T_{rnp} - соответственно расчетная и принятая температура остаточных газов.

$$\Delta T_r = \left| 100 \cdot \frac{770 - 739,89}{770} \right| = 3,91 \%$$

Значение расчетной температуры остаточных газов может отличаться от выбранной ранее не более чем на 5%.

2.9. Расчет индикаторных показателей двигателя

Оценку рабочего цикла проводят по индикаторным показателям, среди которых важны, прежде всего, среднее индикаторное давление p_i индикаторный КПД η_i , удельный индикаторный расход топлива g_i .

Среднее индикаторное давление цикла p_i МПа:

для дизельных двигателей

$$p_i = \frac{\mu_n \cdot p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda \cdot (\rho - 1) + \frac{\lambda \cdot \rho}{n_2 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1-1}} \right) \right],$$

где μ_n — коэффициент полноты индикаторной диаграммы, $\mu_n = 0,95$

$$p_i = \frac{0,95 \cdot 6,45}{16,0 - 1} \cdot \left[1,75 \cdot (1,197 - 1) + \frac{1,75 \cdot 1,197}{1,21 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{13,37^{1,21-1}} \right) - \frac{1}{1,39 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{16,0^{1,39-1}} \right) \right] = 1,16 \text{ МПа}$$

Индикаторный КПД характеризует степень использования теплоты топлива в действительном цикле для получения индикаторной работы и определяется по выражению:

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_o \cdot \alpha}{Q_n \cdot \rho_k \cdot \eta_v} = \frac{1,16 \cdot 14,452 \cdot 1,9}{42,5 \cdot 1,588 \cdot 0,96} = 0,49$$

Совершенство цикла, его топливная экономичность оценивается величиной удельного индикаторного расхода топлива, г/(кВт ч):

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_n} = \frac{3600}{0,49 \cdot 42,5} = 0,173$$

2.10. Расчет эффективных показателей двигателя

Работу двигателя в целом оценивают по эффективным показателям - среднему эффективному давлению p_e , эффективной мощности N_e , эффективному КПД η_e , удельному расходу топлива g_e и др.

Расчет эффективных показателей двигателя требует оценку внутренних (механических) потерь в двигателе. Механические потери можно определить приближенно по эмпирическим формулам в зависимости от средней скорости поршня, м/с:

$$V_{n.ср} = \frac{S \cdot n}{30 \cdot 10^3},$$

где S - ход поршня, $S = 140$ мм.

$$V_{n.ср} = \frac{140 \cdot 1700}{30 \cdot 10^3} = 7,933 \text{ м/с}$$

Эмпирическое выражение для определения величины p_m (МПа) имеет следующий вид:

$$p_m = 0,04 + 0,02 \cdot V_{n.ср} = 0,04 + 0,02 \cdot 7,933 = 0,1986$$

Среднее эффективное давление, МПа

$$p_e = p_i - p_m = 1,16 - 0,1986 = 0,96$$

Относительный уровень механических потерь характеризует механический КПД:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{0,96}{1,16} = 0,828$$

В целом топливная экономичность двигателя характеризуется величиной эффективного КПД η_e или удельного эффективного расхода топлива g_e , г/(кВт ч):

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,49 \cdot 0,828 = 0,406$$

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_n} = \frac{3600}{0,406 \cdot 42,5} = 208,4 \text{ г/кВтч}$$

2.11. Расчет основных размеров двигателя

Рабочий объем цилиндра, л (дм³):

$$V_h = \frac{30 \cdot \tau \cdot N_{en}}{p_{en} \cdot n_n \cdot i},$$

где τ - тактность, для четырехтактных двигателей $\tau = 4$, i - число цилиндров;
 N_{en} , p_{en} , n_n - соответственно эффективная мощность (кВт), среднее
 эффективное давление (МПа), частота вращения коленчатого вала (мин^{-1}) на
 номинальном режиме работы двигателя.

$$V_h = \frac{30 \cdot 4 \cdot 76,96}{0,97 \cdot 1700 \cdot 4} = 1,41 \text{ л}$$

Диаметр цилиндра, мм

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_h}{\pi \cdot \psi}},$$

где ψ - отношение хода поршня к диаметру цилиндра, $\psi = 1,1$

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,416}{3,14 \cdot 1,1}} = 117,8 \text{ мм} \quad \text{Примем } 120 \text{ мм.}$$

Тогда ход поршня, мм:

$$S = D \cdot \psi = 120 \cdot 1,1 = 132 \text{ мм} \quad \text{Примем } 124 \text{ мм.}$$

Полученные значения D и S округляют до целых чисел ближайшего
 размера существующего двигателя.

Основные параметры и показатели двигателя определяются по
 окончательно принятым значениям $D = 120$ и $S = 124$.

Рабочий объем цилиндра, л:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot 10^{-6} = \frac{3,14 \cdot 120^2}{4} \cdot 124 \cdot 10^{-6} = 1,4 \text{ л}$$

Эффективная мощность двигателя, кВт:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{0,96 \cdot 1,4 \cdot 1700 \cdot 4}{30 \cdot 4} = 76,4 \text{ кВт}$$

Эффективный крутящий момент, кН м:

$$M_e = 9,55 \cdot \frac{N_e}{n} = 9,55 \cdot \frac{76,4}{1700} = 0,443$$

Часовой расход топлива, кг/ч:

$$G_T = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3} = 76,4 \cdot 208,4 \cdot 10^{-3} = 15,92 \text{ кг/час}$$

3. ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКОВ ПО ТЕПЛОВОМУ И ДИНАМИЧЕСКОМУ РАСЧЕТУ ДВИГАТЕЛЯ

3.1. Индикаторная диаграмма в pV координатах

Индикаторная диаграмма строится на основании данных, полученных в тепловом расчете в координатах pV , а затем перестраивается в координаты $p\varphi$.

Для построения диаграммы масштаб подбирается так, чтобы высота была в 1,2... 1,5 раза больше ширины. На оси абсцисс в принятом масштабе откладывают объемы $V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}$; $V_a = V_b = \varepsilon \cdot V_c$; $V_z = \rho \cdot V_c$; $V_r = V_c$ (дизельный двигатель).

По оси ординат откладывают давления $p_0, p_a, p_c, p'_z, p_z, p_b, p_r$ для соответствующих объемов.

Действительная индикаторная диаграмма отличается от теоретической скругленностью в точках, $a; b; c; z'; z$.

Построение политропы сжатия и расширения можно производить аналитическим или графическим методом. При аналитическом методе построения политроп сжатия и расширения вычисляется ряд точек для промежуточных объемов, расположенных между V_c и V_a , и между V_z и V_b по уравнению политропы $PV^h = const$

Для политропы сжатия $p_x \cdot V_x^{n1} = p_a \cdot V_a^{n1}$, откуда

$$p_x = p_a \cdot \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n1}$$

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

Отношение $\frac{V_a}{V_x}$ изменяется в пределах от 1 до 16.

Таблица 3. Диаграмма сжатия.

Va/Vx	1,33	2,66	3,99	5,32	6,65	7,98
Vx	1,33	3,5378	5,3067	7,0756	8,8445	10,6134
Px	0,203	0,533	0,937	1,397	1,905	2,455
Va/Vx	9,31	10,64	11,97	13,3	14,63	15,96
Vx	12,3823	14,1512	15,92	17,689	19,458	21,2268
Px	3,042	3,662	4,313	4,993	5,701	6,434

Аналогично для политропы расширения

$$p_x = p_b \cdot \left(\frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2}$$

Для дизельных двигателей отношение $\frac{V_b}{V_x}$ изменяется в пределах 1...13,369.

Таблица 4. Диаграмма расширения.

	1	2	3	4	5	6
Vb/Vx	1,114	2,228	3,342	4,456	5,57	6,684
Px	0,559	1,292	2,111	2,99	3,917	4,883
	7	8	9	10	11	12
Vb/Vx	7,798	8,912	10,026	11,14	12,254	13,368
Px	5,885	6,917	7,976	9,061	10,168	11,297

Соединяя точки *a* и *c* плавной кривой проходящей через вычисленные и нанесенные на поле диаграмм точки политропы сжатия, а точки *z* и *b* - кривой, проходящей через точки политропы расширения, а также остальные точки между собой получим индикаторную диаграмму.

При графическом методе диаграммы сжатия и расширения строятся по способу Брауэра.

3.2. Индикаторная диаграмма в координатах $p\varphi$.

Индикаторная диаграмма в координатах pV может быть перестроена в $p\varphi$ методом Брикса. Для этого на отрезке V_n строится полуокружность с центром O , из которого через 15° проводят лучи до пересечения с полуокружностью. Затем из центра O_1 отстоящем от центра O на расстоянии $\frac{r \cdot \lambda}{2}$, проводят лучи O_11' ; O_12' ; и т. д. до пересечения с той же полуокружностью. Из точек $1'$; $2'$; $3'$ и т.д. восстанавливают перпендикуляр до линии впуска, сжатия, расширения и выпуска на индикаторной диаграмме. Отрезки от оси абсцисс до кривых индикаторной диаграммы последовательно для всех процессов цикла и есть давление в цилиндре для соответствующих углов поворота коленчатого вала двигателя.

Полученные значения давлений переносятся на график $p = f(\varphi)$, где по оси абсцисс отложен угол поворота коленчатого вала в определенном масштабе. Масштаб давлений оставляют тот же, что и на графике $p = f(\varphi)$.

Величине $\frac{r \cdot \lambda}{2}$ - носят название поправки Брикса и учитывает конечную величину шатуна. Здесь $r = \frac{S}{2} = \frac{124}{2} = 62 \text{ мм}$ - радиус кривошипа и $\lambda = \frac{r}{L}$ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. Примем $\lambda = 0,26$.

Тогда поправка Брикса будет равна $\frac{62 \cdot 0,26}{2} = 8,06 \text{ мм}$

3.3. Диаграммы перемещения, скорости и ускорения поршня

Все эти графики взаимосвязаны и строятся на одном рисунке.

Перемещение поршня определяется выражением

$$X = r \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{\lambda}{4} \cdot (1 - \cos 2\varphi) \right]$$

и может быть построено графически по методу проф. Ф. А. Брикса проектированием на вертикаль радиус-вектора, имеющего полюсом точку O_1 сдвинутую относительно центра O окружности кривошипа на $\frac{r \cdot \lambda}{2}$ в сторону Н.М.Т. Чаше всего перемещение поршня определяют путем вычисления по вышеприведенной формуле для различных углов φ , причем значения в квадратных скобках для каждого угла для $\lambda = 0,26$ приводятся в литературе [8]. Скорость движения поршня определяется выражением

$$V_n = \omega \cdot r \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)$$

Значения множителя, заключенного в скобки в зависимости от X и φ с целью облегчения расчетов также приводятся в литературе. Для построения диаграммы скоростей на диаграмме перемещений из данного угла проводится линия, параллельная оси X до пересечения с кривой перемещений и из полученной точки восстанавливается перпендикуляр на ось X , от которой затем откладываются значения скорости. Максимальное

значение скорости составляет приблизительно $1,625V_{\text{ср.}}$ и соответствует $74...77^\circ$ поворота коленчатого вала от ВМТ

Таблица 5. Перемещение, скорость и ускорение поршня.

φ	15	30	45	60	75	90
S	0	0,003	0,024	0,051	0,066	0,011
V_n	2,38	4,66	6,71	8,45	9,81	10,75
φ	105,0	120,0	135,0	150,0	165,0	180,0
S	0,124	0,136	0,147	0,162	0,167	0,171
V_n	7,096	5,74	4,32	2,89	1,44	0

Кривая ускорения поршня $j = f(x)$ строится там же где и скорость. Для построения находят максимальное ускорение $j_{\max} = \omega^2 \cdot r \cdot (1 + \lambda) = 178^2 \cdot 0,062 \cdot (1 + 0,26) = 2475,8 \text{ м/с}^2$ и минимальное ускорение $j_{\min} = -\omega^2 \cdot r \cdot (1 - \lambda) = -178^2 \cdot 0,062 \cdot (1 - 0,26) = -1454,4 \text{ м/с}^2$.

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 1700}{30} = 178 \text{ с}^{-1}$$

На отрезке $AB = S$ в определенном масштабе, в точках A и B откладывается (в масштабе ускорений) отрезки $AC = j_{\max}$, и $BD = j_{\min}$; точки C и D соединяются прямой. В точке пересечения E перпендикулярно AB вниз откладывается отрезок $EF = 3 \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \lambda = 3 \cdot 178^2 \cdot 0,062 \cdot 0,26 = 1532,6$; точка F соединяется с точками C и D. Отрезки CF и FD делятся на произвольное, но равное число отрезков. Точке 1, 2, 3 и т.д. соединяются с одноименными точками 1, 2, 3 прямыми. Кривая касательная к прямым 1-1; 2-2 и т.д. и есть кривая $j = f(x)$

3.4. Диаграмма сил инерции

Силы инерции прямолинейно возвратно-движущихся частей шатунно-поршневой группы определяются по формуле

$$P_j = P_{j_1} + P_{j_2} = -(m_j \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos \varphi + m_j \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \lambda \cdot \cos 2\varphi)$$

Для графического построения сил инерции $P_j = f(\varphi)$ необходимо найти массы возвратно-движущихся частей

$$m_j = m_n + m_{um}$$

где m_n - масса поршневого комплекта;

m_{um} - часть массы шатуна, условно отнесенная к массе совершающей возвратно-поступательное движение, $m_{um} = 0,275 \cdot m_{ш}$

где $m_{ш}$ - масса шатуна.

Для приближенного определения значений $m_{ш}, m_n$, можно использовать конструктивные массы $m' = \frac{m}{F_n}$, (кг/м² или г/см²), приведенные в таблице 6.

Таблица 6. Конструктивные массы деталей шатунно-поршневой группы в кг/м²

Двигатели	Материал поршня	m'_n	$m'_{ш}$
Дизели	легкий сплав	200...300	250...340

$$m_n = m' \cdot F_n = 270 \cdot 0,0113 = 3,05 \text{ кг}$$

$$m_{ш} = m' \cdot F_n = 330 \cdot 0,0113 = 3,73 \text{ кг}$$

Силы давления газов, изображенные на индикаторной диаграмме $p = f(V)$ отнесены к единице площади поршня, поэтому и силы инерции также должны быть той же размерности (МПа), P_j - можно определить аналитически по формуле $P_j = m_j \omega \cdot r \cdot (\cos \varphi + \lambda \cdot \cos 2\varphi)$ МПа для различных углов поворота коленчатого вала двигателя (напр. через 15° п.к.в.) или графически. Силы инерции первого порядка P_{j1} и второго порядка P_{j2} (отнесенные к площади поршня) строятся проектированием конца радиус-вектора на вертикаль. Радиусом для построения сил инерции первого порядка является $R_1 = m'_j \omega^2 r \cdot 10^{-6}$, а второго порядка $R_2 = m'_j \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \lambda \cdot 10^{-6}$

$$\text{где } m'_j = m'_n + 0,275 \cdot m'_{ш} = 250 + 0,270 \cdot 330 = 360,75 \text{ кг/м}^2$$

$$R_1 = 360,75 \cdot 178^2 \cdot 0,062 \cdot 10^{-6} = 0,708 \text{ МПа}$$

$$R_2 = 360,75 \cdot 178^2 \cdot 0,062 \cdot 0,26 \cdot 10^{-6} = 0,184 \text{ МПа}$$

Масштаб для сил инерции принимается тот же, что и при построении индикаторной диаграммы.

Диаграмма сил инерции строится под индикаторной диаграммой, развернутой по углу поворота коленчатого вала. Для этого проводим из

общего центра O две полуокружности радиусами R_1 и R_2 лучи через 15° . Вертикальные проекции отрезков лучей, пересекающих первую окружность (R_1), дают в принятом масштабе значения сил P_{j1} при соответствующих углах поворота коленчатого вала, а проекции отрезков тех же лучей, пересекающих вторую окружность (R_2), значения сил при углах поворота коленчатого вала соответственно вдвое меньших. Далее проводим через центр O горизонтальную линию и откладываем на ней как на оси абсцисс, значения φ углов поворота коленчатого вала за рабочий цикл от 0° до 720° п.к.в. четырехтактный двигатель.

По точкам пересечения указанных выше проекций с ординатами, проходящих через соответствующие значения углов на оси абсцисс, строим кривые P_{j1} и P_{j2} .

Суммарная кривая относительных сил инерции находится сложением двух гармоник $P'_j = P'_{j1} + P'_{j2}$. Следует помнить, что изменение силы инерции второго порядка происходит вдвое быстрее, а абсолютное значение в λ раз меньше, чем силы инерции первого порядка.

3.5. Суммарные силы, действующие на поршень

Для построения суммарной силы $P = P_r + P'_j$.

Суммарные силы инерции P'_j переносятся на развернутую по углу поворота индикаторную диаграмму и складываются с силами давления газов p_r . При этом следует учитывать, что силы инерции в конце такта сжатия (ВМТ) направлены в противоположную сторону силам давления газов.

3.6. Диаграмма тангенциальных сил и суммарного крутящего момента

Сила P действующая вдоль оси цилиндра может быть разложена на две составляющие:

нормальную силу $N = P \cdot \operatorname{tg} \beta$, перпендикулярную оси цилиндра, и силу

$S = \frac{P}{\cos \beta}$, действующую вдоль оси шатуна.

Силу S можно перенести по линии ее действия в центр шатунной шейки кривошипа и разложить на две составляющие:

силу $K = \frac{P \cdot \cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$, направленную по радиусу кривошипа, и силу

$T = \frac{P \cdot \sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$, направленную по касательной к окружности радиуса

кривошипа. Сила T , называемая тангенциальной, на плече r дает крутящий момент

$$M_{кр} = T \cdot r = P \cdot r \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}$$

Таблица 7. Тангенциальные силы и суммарный крутящий момент.

φ	0	15	30	45	60	75	90
P_j	-1,6786	-1,5869	-1,3269	-0,9459	-0,4929	-0,0451	0,3464
$P_{\mathcal{L}}$	0	0,137	0,137	0,137	0,137	0,137	0,137
P	-1,6786	-1,4499	-1,1899	-0,8089	-0,3559	0,0919	0,4834
T	0	-0,467	-0,729	-0,675	-0,349	0,094	0,483
$M_{кр}$	0	-28,954	-45,198	-41,85	-21,638	5,828	29,946
φ	105	120	135	150	165	180	
P_j	0,645	0,8393	0,9459	0,9805	0,987	0,9858	
$P_{\mathcal{L}}$	0,137	0,137	0,137	0,137	0,137	0,137	
P	0,782	0,9763	1,0829	1,1175	1,124	1,1228	
T	0,701	0,733	0,622	0,432	0,217	0	
$M_{кр}$	43,462	45,446	38,564	26,784	13,454	0	
φ	180	195	210	225	240	255	270
P_j	0,9858	0,987	0,9805	0,9459	0,8393	0,645	0,3464
$P_{\mathcal{L}}$	0,137	0,203	0,533	0,937	1,397	1,905	2,455
P	1,1228	1,19	1,5135	1,8829	2,2363	2,55	2,8014
T	0	0,23	0,586	1,081	1,679	2,285	2,801
$M_{кр}$	0	14,26	36,332	67,022	104,1	141,67	173,662
φ	285	300	315	330	345	360	
P_j	-0,0451	-0,4929	-0,9459	-1,3269	-1,5869	-1,6786	
$P_{\mathcal{L}}$	3,042	3,662	4,313	4,993	5,701	6,434	
P	2,9969	3,1691	3,3671	3,6661	4,1141	4,7554	
T	3,078	3,109	2,808	2,247	1,325	0	
$M_{кр}$	190,836	192,758	174,096	139,3	82,15	0	
φ	360	375	390	405	420	435	450

Продолжение таблицы 7

P_i	-1,6786	-1,5869	-1,3269	-0,9459	-0,4929	-0,0451	0,3464
P_2	11,297	11,297	10,168	9,061	7,976	6,917	5,885
P	9,6184	9,7101	8,8411	8,1151	7,4831	6,8719	6,2314
T	0	3,127	5,42	6,768	7,341	7,057	6,231
$M_{кр}$	0	193,874	336,04	419,616	455,14	437,534	386,322
φ	465		480	495	510	525	540
P_i	0,645		0,8393	0,9459	0,9805	0,987	0,9858
P_2	4,883		3,917	2,99	2,111	1,292	0,559
P	5,528		4,7563	3,9359	3,0915	2,279	1,5448
T	4,953		3,572	2,259	1,196	0,44	0
$M_{кр}$	307,086		221,464	140,058	74,152	27,28	0
φ	540	555	570	585	600	615	630
P_i	0,9858	0,987	0,9805	0,9459	0,8393	0,645	0,3464
P_2	0,559	0,113	0,113	0,113	0,113	0,113	0,113
P	1,5448	1,1	1,0935	1,0589	0,9523	0,758	0,4594
T	0	0,212	0,423	0,608	0,715	0,679	0,459
$M_{кр}$	0	13,144	26,226	37,696	44,33	42,098	28,458
φ	645		660	675	690	705	720
P_i	-0,0451		-0,4929	-0,9459	-1,3269	-1,5869	-1,6786
P_2	0,113		0,113	0,113	0,113	0,113	0,113
P	0,0679		-0,3799	-0,8329	-1,2139	-1,4739	-1,5656
T	0,07		-0,373	-0,695	-0,744	-0,475	0
$M_{кр}$	4,34		-23,126	-43,09	-46,128	-29,45	0

Радиус кривошипа величина постоянная, поэтому крутящий момент для одного цилиндра изменяется по закону изменения тангенциальной силы T .

Для определения тангенциальной силы строится схема кривошипного механизма в произвольном масштабе, но с учетом выбранного отношения $\frac{r}{L}$.

От центра кривошипа по направлению радиуса кривошипа откладывают отрезок OC , равный суммарной силе P для данного угла поворота коленчатого вала φ в принятом масштабе сил.

Через точку C конца отрезка проводят линию, параллельную оси шатуна, которая отсекает на диаметре, перпендикулярном оси цилиндров

отрезок OD , равный силе T .

При положительном значении силы P она откладывается на положительном направлении радиуса от центра кривошипа к шатуну. При отрицательном значении силы P она откладывается от центра кривошипа в противоположную сторону на продолжении радиуса, независимо от положения кривошипа. Значение силы T определяют через каждые 15° поворота коленчатого вала. Все значения силы T выше горизонтального диаметра положительные, а ниже - отрицательные.

Кривая $T = f(\varphi)$ одновременно есть кривая изменения крутящего момента для одного цилиндра в масштабе моментов, который определяется по выражению:

$$\mu_M = \mu_P \cdot r \cdot F_n = 0,05 \cdot 0,062 \cdot 0,0113 = 0,000035 \frac{МН \cdot м}{мм}$$

где μ_M - масштаб моментов, $\frac{МН \cdot м}{мм}$; μ_P - масштаб давления, $\frac{МПа}{м^2 / мм}$; r - радиус кривошипа, $0,062 м$; F_n - площадь поршня, $0,0113 м^2$.

Кривую суммарного крутящего момента многоцилиндрового двигателя строят путем графического суммирования кривых крутящих моментов отдельных цилиндров, сдвигая одну кривую относительно другой на угол поворота кривошипа между вспышками в отдельных цилиндрах. Для четырехтактных двигателей с равными интервалами между рабочими ходами $\theta = 720^\circ / i$, где i - число цилиндров двигателя

Для проверки правильности графических построений необходимо найти среднее значение суммарного крутящего момента, для чего находятся средняя ордината ρ путем деления избыточной площадки под кривой моментов на длину абсциссы под ней

$$\rho = \frac{\sum F_{пол} - \sum F_{отр}}{l_{абс}} = \frac{1830}{120} = 15,25$$

где $\sum F_{пол}$ - суммарная площадка всех участков диаграммы, расположенных над осью абсцисс; $\sum F_{отр}$ - суммарная отрицательная площадка; $l_{абс}$ - длина диаграммы под суммарной кривой M_k в 120 мм.

Тогда крутящий момент $M_{KP} = \rho \cdot \mu_M \cdot \eta_M$; здесь η_M - механический к.п.д. двигателя. $M_{KP} = 15,25 \cdot 0,000035 \cdot 0,83 \cdot 10^3 = 0,453$

Крутящий момент двигателя на номинальном режиме определяется по выражение:

$$M_e = 9,55 \cdot \frac{N_e}{n} = 9,55 \cdot \frac{76,4}{1700} = 0,443 \text{ кНм}$$
$$\Delta = \frac{M_{KP} - M_e}{M_e} \cdot 100\% = \left| \frac{0,453 - 0,443}{0,443} \right| \cdot 100\% = 0,08\%$$

Расхождения в значениях крутящего момента не должны превышать 5%.

2.5 Пример выполнения контрольной работы

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Инженерный факультет
Кафедра «Технический сервис»

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА

по дисциплине «Трактора и автомобили»
На тему: Тяговый расчет трактора №2. Динамический расчет
автомобиля №3 Вариант №__

Выполнил: студент __бАГРОИНЖ01тсер

Проверил: доцент _____ В.Н.Алексеев

Оренбург 20__ г.

Задание

Тяговый расчет трактора. Динамический расчет автомобиля. Вариант № ____»
студента(ки) ____ группы, ____ курса, _____.

В зависимости от конструкции ходового аппарата буксование трактора не должно превышать:

колесные тракторы $4 \times 2 \delta_{\text{доп}} \leq 0,18$;

колесные тракторы $4 \times 4 \delta_{\text{доп}} \leq 0,16$;

гусеничные тракторы $\delta_{\text{доп}} \leq 0,05$;

Агротехнический фон	
Грунтовая сухая дорога	
Целина, плотная залежь	
Стерня колосовых	+
Поле, подготовленное под посев	

Тип трактора	с.х. назначения
Тип движителя	Гусеничный
Тяговый класс трактора, $P_{\text{крн}}$	30 кН
Действительная номинальная скорость трактора, $V_{\text{дн}}$	1,5 м/с
Количество передач трактора, m	7
Действительная транспортная скорость трактора, $V_{\text{д тр}}$	4,0 м/с
Коэффициент эксплуатационной загрузки двигателя трактора, K_z	0,88

Динамический расчет автомобиля

$K_{\text{гр}}$ -коэффициент грузоподъемности автомобиля;

$K_{\text{гр}} = 0,25 \dots 0,45$ – легковой автомобиль;

$K_{\text{гр}} = 0,45 \dots 0,90$ – автобус;

$K_{\text{гр}} = 0,90 \dots 1,20$ – грузовой автомобиль;

Тип автомобиля	грузовой
Вместимость	2,5 т
Коэффициент сопротивления качению, f_0	0,018
Максимальная скорость движения, V_{max}	24 м/с
Максимальное значение приведенного коэффициента дорожного сопротивления, Ψ_{max}	0,38
Число передач, m	5

Задание составил

доцент кафедры «Технического сервиса»

В.Н.Алексеев

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
1. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ТРАКТОРА	5
2.1. Расчет и построение теоретической характеристики двигателя при работе на регуляторе	5
2.2. Расчет передаточных чисел трансмиссии и текущих значений силы тяги на крюке	7
2.2.1. Определение радиуса ведущего колеса	8
2.2.2. Определение передаточных чисел трансмиссии	8
2.2.3. Расчет текущих значений силы тяги на крюке	10
2.3. Расчет и построение теоретической тяговой характеристики	10
2.3.1. Построение теоретической регуляторной характеристики двигателя	11
2.3.2. Построение лучей касательной силы тяги	11
2.3.3. Построение зависимости буксования от силы тяги на крюке	12
2.3.4. Получение лучей теоретических скоростей движения	12
2.3.5. Построение зависимости действительной скорости движения от силы тяги на крюке	12
2.3.6. Построение зависимости тяговой мощности от силы тяги на крюке	13
2.3.7. Построение зависимости мгновенного расхода топлива от силы тяги на крюке	13
2.3.8. Построение зависимости удельного тягового расхода топлива от силы тяги на крюке	14
2.3.9. Построение зависимости тягового КПД от силы тяги на крюке	14
2.4. Анализ тяговых качеств трактора.	15
2.4.1. Соответствие расчетных параметров проектируемого трактора заданию на проектирование	15
2.4.2. Сравнение параметров проектируемого трактора и трактора-прототипа	15
2.4.3. По графику теоретической тяговой характеристики определяем	16
3. Динамический расчет автомобиля	17
3.1. Определение массы автомобиля, мощности двигателя расчетно-скоростной характеристики двигателя	17
3.1.1. Определение полной массы автомобиля	17
3.1.2. Определение мощности двигателя	18
3.1.3. Расчет и построение теоретической скоростной характеристики двигателя	19
3.2. Определение передаточных чисел трансмиссии	20
3.2.1. Расчет радиуса ведущего колеса	21
3.2.2. Определение передаточных чисел трансмиссии	22
3.3. Расчет и построение тягового, мощностного баланса, динамической характеристики и возможных ускорений автомобиля	23
3.3.1. Расчет скоростей движения	23

3.3.2. Расчет и построение тяговой диаграммы движения	23
3.3.3. Расчет и построение динамической характеристики автомобиля	24
3.3.4. Расчет и построение графика мощностного баланса	25
3.3.5. Расчет и построение графиков возможных ускорений автомобиля, и величин, обратных ускорениям	25
4.4. Характеристики разгона	26
4.4.1. Расчет и построение графика времени разгона	27
4.4.2. Расчет и построение графика пути разгона	29
4.5. Оценка топливной экономичности автомобиля	29
4.6. Анализ динамических качеств автомобиля	31
Заключение	32
Список использованной литературы	34

ВВЕДЕНИЕ

Контрольная работа выполняется с целью углубления и закрепления знаний, приобретения навыков обеспечивающих эффективное использование тракторов и автомобилей в АПК в соответствии с агротехническими, потребительскими и экологическими требованиями.

С помощью теоретической тяговой характеристики, которую строят после тягового расчета, определяют основные показатели трактора во всем диапазоне его тяговых условий и скорости движения.

Тяговая характеристика, построенная для определенного почвенного фона, является паспортом трактора и позволяет оптимально агрегатировать с сельскохозяйственными машинами и выявлять эффективность его использования.

Общей задачей динамического расчета является определение основных динамических и экономических параметров автомобиля и двигателя при изменении нагрузочных и скоростных режимов его работы, динамических показателей при разгоне, расчет топливной экономичности автомобиля.

1. ТЯГОВЫЙ РАСЧЕТ ТРАКТОРА

1.1. Расчет и построение теоретической характеристики двигателя при работе на регуляторе

Характеристика двигателя, оборудованного всережимным регулятором, построенная в функции частоты вращения коленчатого вала, называется скоростной характеристикой с регуляторной ветвью. Она используется для анализа работы двигателя на режимах перегрузки. Для оценки показателей работы двигателя на регуляторной ветви более удобна характеристика, построенная в функции эффективной мощности. Для изучения тяговых качеств трактора пользуются регуляторной характеристикой, построенная в функции крутящего момента.

Для расчета регуляторной характеристики двигателя по эмпирическим формулам необходимо рассчитать номинальную мощность двигателя $N_{ен}$, и выбрать частоту вращения коленчатого вала n_n и удельный эффективный расход топлива $g_{ен}$ при номинальной мощности, ориентируясь на показатели двигателя, выбранного за прототип. Аргументом для расчета характеристики двигателя является частота вращения. Максимальное значение частоты вращения на холостом ходу определяется:

$$n_x = (1 + K_p) \cdot n_n = (1 + 0,07) \cdot 1700 = 1819 \text{ об / мин}$$

где K_p - степень неравномерности регулятора, $K_p = 0,06 \dots 0,08$.

Для построения тяговой характеристики трактора рекомендуется определить три промежуточных значения частоты вращения n_1 , n_2 , n_3 , на регуляторной ветви характеристики, соответствующие загрузке двигателя:

$$N_{e1} = 0,6 \cdot N_{ен} = 0,6 \cdot 76,4 = 45,6 \text{ кВт};$$

$$N_{e2} = 0,5 \cdot (N_{e1} + N_{e3}) = 0,5 \cdot (45,6 + 66,88) = 56,24 \text{ кВт};$$

$$N_{e3} = K_{эз} \cdot N_{ен} = 0,88 \cdot 76,4 = 66,88 \text{ кВт}.$$

Значения частоты вращения n_1 , n_2 , n_3 определяются выражением:

$$n_1 = n_x - \frac{N_{e1}}{N_{ен}} \cdot (n_x - n_n) = 1819 - \frac{45,6}{76,4} \cdot (1819 - 1700) = 1748 \text{ об / мин};$$

$$n_2 = n_x - \frac{N_{e2}}{N_{ен}} \cdot (n_x - n_n) = 1819 - \frac{56,24}{76,4} \cdot (1819 - 1700) = 1732 \text{ об / мин};$$

$$n_3 = n_x - \frac{N_{e3}}{N_{en}} \cdot (n_x - n_n) = 1819 - \frac{66,88}{76,4} \cdot (1819 - 1700) = 1716 \text{ об/мин}.$$

Для расчета безрегуляторной ветви характеристики удобнее задаваться относительным значением частоты вращения:

$$K_n = n / n_x$$

Значения n определяют при изменении K_n от 0,9 до 0,4 шагом 0,1.

На регуляторной ветви характеристики мощность двигателя расчете прямопропорционально от $N_e = 0$ при $n = n_x$ до $N_e = N_{en}$ при $n = n_n$.

На безрегуляторной ветви характеристики мощность рассчитывается по эмпирической формуле:

$$N_e = N_{en} \cdot K_n \cdot [2 + b \cdot (K_n - 1) - K_n^2], \text{ кВт}$$

где $b = 1,13$ - дизель с непосредственным впрыском топлива.

Крутящий момент двигателя на регуляторной ветви характеристики растет прямопропорционально от $M_e = 0$ при $n = n_x$ до $M_e = M_{en}$ при $n = n_n$, где M_{en} - эффективный крутящий момент двигателя при номинальной мощности.

$$M_{e1} = 9,55 \cdot \frac{N_{e1}}{n_1} = 9,55 \cdot \frac{45,6}{1748} = 0,2664 \text{ кНм};$$

$$M_{e2} = 9,55 \cdot \frac{N_{e2}}{n_2} = 9,55 \cdot \frac{56,24}{1732} = 0,3286 \text{ кНм};$$

$$M_{e3} = 9,55 \cdot \frac{N_{e3}}{n_3} = 9,55 \cdot \frac{66,88}{1716} = 0,3907 \text{ кНм}.$$

Значения крутящего момента для построения безрегуляторной ветви характеристики определяется выражением:

$$M_e = 9,55 \cdot \frac{N_e}{n}, \text{ кНм}$$

На регуляторной ветви характеристики часовой расход топлива растет прямопропорционально от $G_T = G_{TX}$ при $n = n_x$ до $G_T = G_{TH}$ при $n = n_n$. Часовой расход топлива на номинальном режиме определяется:

$$G_{TH} = g_{en} \cdot N_{en} \cdot 10^{-3} = 208,4 \cdot 76,4 \cdot 10^{-3} = 16,01 \text{ кг/ч}$$

На холостом ходу часовой расход топлива для тракторных дизелей составляет:

$$G_{TX} = (0,25 \dots 0,30) \cdot G_{TH} = 0,25 \cdot 16,01 = 4,001 \text{ кг/ч}$$

Значения часового расхода топлива G_{T1} , G_{T2} , G_{T3} , соответствующие частотам вращения n_1 , n_2 , n_3 , определяют графически или пользуясь выражением:

$$G_{T1} = \frac{N_{e1}}{N_{en}} \cdot (G_{TH} - G_{TX}) + G_{TX} = \frac{45,6}{76,4} \cdot (16,01 - 4,001) + 4,001 = 11,16 \text{ кг/ч};$$

$$G_{T2} = \frac{N_{e2}}{N_{en}} \cdot (G_{TH} - G_{TX}) + G_{TX} = \frac{56,24}{76,4} \cdot (16,01 - 4,001) + 4,001 = 12,78 \text{ кг/ч};$$

$$G_{T3} = \frac{N_{e3}}{N_{en}} \cdot (G_{TH} - G_{TX}) + G_{TX} = \frac{66,88}{76,4} \cdot (16,01 - 4,001) + 4,001 = 14,39 \text{ кг/ч}.$$

Удельный эффективный расход топлива на регуляторной ветви характеристики определяется:

$$g_{e1} = \frac{G_{T1} \cdot 10^3}{N_{e1}} = \frac{11160}{45,6} = 245 \text{ г/кВтч};$$

$$g_{e2} = \frac{G_{T2} \cdot 10^3}{N_{e2}} = \frac{12780}{56,24} = 227 \text{ г/кВтч};$$

$$g_{e3} = \frac{G_{T3} \cdot 10^3}{N_{e3}} = \frac{14390}{66,88} = 215 \text{ г/кВтч}.$$

Безрегуляторную ветвь зависимости $g_e = f(n)$ рассчитывают по эмпирической формуле:

$$g_e = g_{en} \cdot [K_n \cdot (K_n - c) + c], \text{ г/кВтч}$$

где $c=1,55$ – дизель.

Значения часового расхода топлива на безрегуляторной ветви характеристики определяется:

$$G_T = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3}, \text{ кг/ч}$$

Результаты расчетов занесем в таблицу 1.

Таблица 1. Теоретическая регуляторная характеристика двигателя.

	n _х	n ₁	n ₂	n ₃	n _н	K _n					
						0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4
n, об/мин	1819	1748	1732	1716	1700	1530	1360	1190	1020	850	680
Ne, кВт	0	45,6	56,24	66,88	76,95	74,59	69,81	63,1	54,85	45,59	35,77
Me, Н*м	0	266,4	328,56	390,7	444	466	490	506	514	512	502
GT, кг/ч	4,0014	11,16	12,78	14,39	16,01	14,99	13,82	12,6	11,19	9,71	8,12
ge, г/кВт*ч	∞	245	227	215	208	201	198	199	204	213	227
N _{реж}		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10

Построение тяговой характеристики трактора следует выполнить для восьми режимов работы двигателя, при этом четыре режима рекомендуется выбрать на регуляторной ветви характеристики и четыре режима на безрегуляторной ветви. Номера режимов работы двигателя, принятых для расчета тяговой характеристики, приведены в таблице 3.

Используя характеристику, определить коэффициент приспособляемости двигателя:

$$K_M = M_{e\max} / M_{en} = 0,514 / 0,443 = 1,16$$

1.2. Расчет передаточных чисел трансмиссии и текущих значений силы тяги на крюке

1.2.1. Определение радиуса ведущего колеса

Расчетный радиус ведущего колеса гусеничного трактора определяется:

$$R_3 = \frac{L_{3B} \cdot Z_3}{2 \cdot \pi}, \text{ м}$$

где L_{3B} - длина звена гусеничной цепи, $L_{3B} = 0,12 \dots 0,18 \text{ м}$, $0,174 \text{ м}$; Z_3 - число звеньев гусеницы, укладываемых на звездочке, $Z_3 = 9 \dots 14$, принимаю 14.

Значение R_3 выбираем, ориентируясь на трактор-прототип, $R_3 = 0,355 \text{ м}$

$$R_3 = \frac{L_{3B} \cdot Z_3}{2 \cdot \pi} = \frac{0,174 \cdot 14}{2 \cdot 3,14} = 0,388$$

1.2.2. Определение передаточных чисел трансмиссии

Передаточное число I_0 главной и конечной передач выбирают, ориентируясь на трактор-прототип. В нашем случае, для трактора ДТ-75 $I_0 = 17,5$.

Передаточное число коробки на первой основной передаче определяется из условия обеспечения заданной скорости движения

$$I_{k1} = \frac{\pi \cdot R_3 \cdot n_3 \cdot (1 - K_{\text{дооп}})}{30 \cdot I_0 \cdot V_{\text{дн}}} = \frac{3,14 \cdot 0,388 \cdot 1716 \cdot (1 - 0,05)}{30 \cdot 17,5 \cdot 1,5} = 2,522$$

где n_3 - частота вращения коленчатого вала двигателя на регуляторной ветви характеристики при $K_{\text{эз}}$.

Как правило, передаточные числа коробки передач на основных передачах составляют геометрическую прогрессию, знаменатель которой рассчитывается:

$$q = \sqrt[m-1]{\frac{P_{k\min}}{P_{k\max}}};$$

где $P_{k\max}$ - касательная сила тяги на первой основной передаче, кН.

$$P_{k \max} = P_{крн} + P_f ,$$

P_f - сила сопротивления качению трактора, кН.

$$P_f = 9,807 \cdot f \cdot m_3 ,$$

$P_{k \min}$ - касательная сила тяги на высшей основной передаче, кН.

$$P_{k \min} = P_{кр \min} + P_f$$

Минимальное значение силы тяги на крюке $P_{кр \min}$ на высшей основной передаче определяет тяговый диапазон трактора.

$$P_{кр \min} = \frac{P_{крн}}{K_{тяг}} \kappa H ;$$

Тяговый диапазон трактора должен обеспечить выполнение всех работ с тяговым сопротивлением до предыдущего тягового класса и необходимым перекрытием тяговых зон тракторов соседних тяговых классов.

$$K_{тяг} = \frac{P_{крн} \cdot K_{РТ}}{P_{крн1}} ;$$

где $K_{РТ}$ - коэффициент расширения тяговой зоны, $K_{РТ} = 1,25 \dots 1,30$, принимаю 1,3;

$P_{крн1}$ - номинальная сила тяги на крюке, установленная для тракторов предыдущего тягового класса.

$$K_{тяг} = \frac{P_{крн} \cdot K_{РТ}}{P_{крн1}} = \frac{30 \cdot 1,3}{20} = 1,95$$

$$P_{кр \min} = \frac{P_{крн}}{K_{тяг}} = \frac{30}{1,95} = 15,38 \kappa H$$

$$P_f = 9,807 \cdot f \cdot m_3 = 9,81 \cdot 0,12 \cdot 5,81 = 6,84 \kappa H$$

$$P_{k \min} = P_{кр \min} + P_f = 15,38 + 6,84 = 22,2 \kappa H$$

$$P_{k \max} = P_{крн} + P_f = 30 + 6,84 = 36,84 \kappa H$$

$$q = \sqrt[m-1]{\frac{P_{k \min}}{P_{k \max}}} = \sqrt[7-1]{\frac{22,2}{36,84}} = 0,919$$

Передаточные числа коробки передач на второй, третьей и т.д. передачах определится

$$I_{kn} = I_{Kn-1} \cdot q ,$$

где n – номер передачи

$$I_{k2} = 2,522 \cdot 0,919 = 2,32$$

$$I_{k3} = 2,32 \cdot 0,919 = 2,13$$

$$I_{k4} = 2,13 \cdot 0,919 = 1,96$$

$$I_{k5} = 1,96 \cdot 0,919 = 1,8$$

$$I_{k6} = 1,8 \cdot 0,919 = 1,65$$

$$I_{k7} = 1,65 \cdot 0,919 = 1,52$$

Передаточные числа коробки передач на высшей транспортной передаче должно обеспечить максимальную скорость движения

$$I_{кТР} = \frac{\pi \cdot R_3 \cdot n_3 \cdot (1 - K_{бТР})}{30 \cdot I_0 \cdot V_{дпр}} = \frac{3,14 \cdot 0,388 \cdot 1716 \cdot 1}{30 \cdot 17,5 \cdot 4,0} = 0,991$$

где $K_{бТР}$ - буксование трактора при работе на транспорте; $K_{бТР} = 0,0005$.

1.3.3. Расчет текущих значений силы тяги на крюке

Все расчеты и построение теоретической тяговой характеристики выполняем для трех передач – первой основной, высшей основной и высшей транспортной по восьми значениям аргумента $P_{кр}$.

Считая, что при равномерном движении на горизонтальном поле силу тяги на крюке можно определить:

$$P_k = P_{кр} + P_f \Rightarrow P_{кр} = \frac{M_e \cdot K_{ндТР} \cdot I_0 \cdot I_k}{R_3} - P_f, кН$$

$$P_{кр} = \frac{444 \cdot 0,859 \cdot 17,5 \cdot 2,52}{0,388} - 6,84 = 36,54, кН$$

Результаты расчетов приведены в таблице 9.

1.3.4 Расчет и построение теоретической тяговой характеристики

Тяговая характеристика трактора дает наглядное представление о тяговых и топливно-экономических показателях работы трактора.

При выполнении курсового проекта тяговая характеристика строится для одного почвенного фона (обработанная стерня нормальной влажности и средней плотности), в учебных целях для трех передач. Построение производится на листе формата А1, который делится двумя взаимно-перпендикулярными линиями на четыре части. Принимаем следующие допущения:

1. Коэффициент сопротивления качению сохраняет неизменное значение на всех режимах работы.

2. Механический КПД трансмиссии имеет постоянное значение независимо от степени загрузки двигателя.

1.3.5. Построение теоретической регуляторной характеристики двигателя

Регуляторная характеристика $n = f(M_e)$, $N_e = f(M_e)$ и $G_T = f(M_e)$ строится в нижнем левом квадрате тяговой характеристики. От начала координат О по оси ординат вниз в выбранном масштабе откладывается крутящий момент двигателя, по оси абсцисс влево – частота вращения, мощность и мгновенный расход топлива. Числовые значения параметров приведены в таблице 4. Построение безрегуляторной ветви характеристики ограничивают максимальным значением крутящего момента двигателя.

1.3.6. Построение лучей касательной силы тяги

Лучи касательной силы тяги строятся в нижнем правом квадрате характеристики. Ось абсцисс вправо от начала координат О будет представлять в выбранном масштабе силу тяги на крюке. Влево от начала координат в том же масштабе откладывается сила сопротивления качению P_f и полученная точка обозначается О1. Таким образом, ось абсцисс с началом координат в точке О1 будет являться осью касательной силы тяги P_k . Отложив по одному текущему значению силу тяги на крюке $P_{кр}$ при соответствующем значении крутящего момента M_e для трех передач, через полученные точки проводят прямые линии из начала координат О1. Справа лучи касательной силы тяги ограничивают максимальным значением крутящего момента M_e или буксованием трактора на месте $K_o = 1,0$.

1.3.7. Построение зависимости буксования от силы тяги на крюке

Для построения зависимости $K_{\sigma} = f(P_{kp})$ можно взять реальную кривую буксования реального трактора-прототипа, полученную экспериментально. Прототипом, в данном случае, может служить только такой трактор, у которого при полной идентичности типа и конструктивных параметров двигателя эксплуатационная и сцепная массы равны соответствующим массам проектируемого трактора. Кроме того, кривая буксования выбирается по почвенному фону, влажности и плотности почвы.

Расчетный способ построения зависимости буксования от силы тяги на крюке основан на применении эмпирических формул, полученных путем статистической обработки опытных данных. Для этого можно использовать формулу Н.Н. Трепененкова.

$$K_{\sigma} = \frac{c \cdot K_{CM}}{1 - d \cdot K_{CM}^k}$$

где c, d и k – коэффициенты, 0,0333; 1,377; 2; K_{CM} – коэффициент использования сцепной массы

$$K_{CM} = \frac{P_{kp}}{g \cdot m_{сц}}$$

Сцепная масса гусеничных тракторов равна эксплуатационной.

$$K_{CM} = \frac{P_{kp}}{g \cdot m_{сц}} = \frac{36,54}{9,847 \cdot 5,81} = 0,641$$

$$K_{\sigma} = \frac{c \cdot K_{CM}}{1 - d \cdot K_{CM}^k} = \frac{0,0333 \cdot 0,641}{1 - 1,377 \cdot 0,641^2} = 0,049$$

Результаты расчетов приведены в таблице 9.

1.3.8. Получение лучей теоретических скоростей движения

Лучи теоретических скоростей движения строятся в левом верхнем квадрате характеристики с использованием выражения:

$$V_T = \frac{\pi \cdot R_3 \cdot n}{30 \cdot I_0 \cdot I_k}.$$

Величину теоретической скорости движения на холостом ходу трактора определяю графически. Для этого точку пересечения луча касательной силы тяги с осью крутящего момента $n = f(M_e)$ и далее на луч

теоретической скорости движения данной передачи. Полученная точка соответствует скорости движения трактора на холостом ходу для данной передачи.

$$V_T = \frac{3,14 \cdot 0,388 \cdot 1700}{30 \cdot 17,5 \cdot 2,522} = 1,56$$

Результаты расчетов приведены в таблице 9.

1.3.9. Построение зависимости действительной скорости движения от силы тяги на крюке

Величина действительной скорости движения определяется выражением:

$$V_D = V_T \cdot (1 - K_{\theta})$$

Зависимости $V_D = f(P_{KP})$ для различных передач строятся в правом верхнем квадрате характеристики.

$$V_D = 1,56 \cdot (1 - 0,049) = 1,48 \text{ м/с}$$

Результаты расчетов приведены в таблице 9.

1.3.10. Построение зависимости тяговой мощности от силы тяги на крюке

Величина тяговой мощности рассчитывается

$$N_{KP} = P_{KP} \cdot V_D$$

Зависимости $N_{KP} = f(P_{KP})$ для различных передач строятся в правом верхнем квадрате характеристики.

$$N_{KP} = 36,54 \cdot 1,48 = 54,08 \text{ кВт}$$

Результаты расчетов приведены в таблице 9.

1.3.11. Построение зависимости мгновенного расхода топлива от силы тяги на крюке

Из начала координат O_1 восстанавливается перпендикуляр к оси абсцисс и на нем вверх откладывается отрезок, равный в выбранном масштабе мгновенному расходу топлива на холостом ходу двигателя.

Откладывая рассчитанные ранее значения силы тяги на крюке, проецируют данную точку на луч касательной силы тяги соответствующей передачи и далее на зависимость $G_T = f(M_e)$. Полученный мгновенный расход топлива откладывается на ординате, соответствующей данному значению силы тяги на крюке. Зависимости $G_T = f(P_{kp})$ строятся в правом верхнем квадрате характеристики.

1.3.12. Построение зависимости удельного тягового расхода топлива от силы тяги на крюке

Величина удельного тягового расхода топлива определяется выражением:

$$g_{kp} = \frac{10^3 \cdot G_T}{N_{kp}}$$

Зависимости $g_{kp} = f(P_{kp})$ строятся в правом верхнем квадрате характеристики.

$$g_{kp} = \frac{10^3 \cdot 16,01}{54,08} = 296,2 \text{ г/(кВт} \cdot \text{час)}$$

Результаты расчетов приведены в таблице 9.

1.3.13. Построение зависимости тягового КПД от силы тяги на крюке

Величина тягового КПД рассчитывается для случая, когда механизм отбора мощности отключен.

$$K\eta_{тяг} = \frac{N_{kp}}{N_e}$$

Зависимость $K\eta_{тяг} = f(P_{kp})$ строятся в правом верхнем квадрате характеристики.

$$K\eta_{тяг} = \frac{54,08}{76,4} = 0,703$$

Результаты расчетов оформляются в итоговой таблице 2.

Таблица 2.- Первая передача

№режимов	1	2	3	4	5	6	7	8
$P_{кр}$	19,19	25,26	31,34	36,54	38,69	41,04	42,6	43,38
K_{δ}	0,013	0,0202	0,031	0,049	0,0619	0,0838	0,1074	0,1251
V_T	1,61	1,59	1,58	1,56	1,41	1,25	1,09	0,94
V_D	1,59	1,56	1,53	1,48	1,32	1,15	0,97	0,82
$N_{кр}$	30,51	39,41	47,95	54,08	51,07	47,2	41,32	35,57
$g_{кр}$	365,8	324,28	300,1	296	293,52	292,8	303,73	314,59
$K\eta_{ТЯГ}$	0,669	0,7007	0,717	0,703	0,6847	0,6761	0,655	0,6485

Таблица 3.-Высшая передача

№режимов	1	2	3	4	5	6	7	8
$P_{кр}$	8,86	12,53	16,19	19,33	20,63	22,04	22,99	23,46
K_{δ}	0,005	0,0078	0,011	0,013	0,0147	0,0162	0,0173	0,0179
V_T	2,67	2,64	2,62	2,59	2,33	2,07	1,82	1,56
V_D	2,66	2,62	2,59	2,56	2,3	2,04	1,79	1,53
$N_{кр}$	23,57	32,83	41,93	49,48	47,45	44,96	41,15	35,89
$g_{кр}$	473,5	389,28	343,2	323,6	315,91	307,38	304,98	311,79
$K\eta_{ТЯГ}$	0,517	0,5837	0,627	0,643	0,6361	0,644	0,6523	0,6543

Таблица 4.-Транспортная передача

№режимов	1	2	3	4	5	6	7	8
$P_{кр}$	10,22	12,61	14,99	17,04	17,89	18,81	19,42	19,73
K_{δ}	0,006	0,0079	0,01	0,011	0,0121	0,0129	0,0135	0,0138
V_T	4,09	4,06	4,02	3,98	3,58	3,18	2,79	2,39
V_D	4,06	4,03	3,98	3,93	3,54	3,14	2,75	2,36
$N_{кр}$	41,49	50,82	59,66	66,97	63,33	59,06	53,41	46,56
$g_{кр}$	269	251,48	241,2	239,1	236,7	234	269,54	240,34
$K\eta_{ТЯГ}$	0,91	0,904	0,892	0,87	0,849	0,846	0,847	0,849

1.4. Анализ тяговых качеств трактора.

1.4.1. Соответствие расчетных параметров проектируемого трактора заданию на проектирование:

	По заданию	Проектирование	Расхож. , %
$V_{дн}$, м/с	1,5	1,48	1
$V_{дтр}$,м/с	4,0	3,93	2
$P_{кр}$,кН.	30	36,54	18

1.4.2. Сравнение параметров проектируемого трактора и трактора-прототипа

	ДТ-75	Проектир.
Тяговый класс	30	36,54
Движитель	Гусеничный	Гусеничный
Мощность, кВт.	55,2	76,4
Частота вращения, об/мин.	1700	1700
m_0 , т.	5,4	5,81
Удельная мощность, кВт.	10,2	13,1

1.4.3. По графику теоретической тяговой характеристики определяем:

а) Буксование трактора при номинальной силе тяги на крюке:

$K_b = 0,049 < K_{бдоп} = 0,05$ – трактор соответствует своему тяговому классу.

б) Тяговый диапазон трактора:

$$K_{тяг} = \frac{P_{кр\max}}{P_{кр\min}}; \quad P_{кр\max} = 36,84 \text{ кН}, \quad P_{кр\min} = 22,2 \text{ кН}$$

Наибольшая тяговая мощность:

$N_{кр} = 66,97 \text{ кВт}$ при $P_{кр} = 17,04 \text{ кН}$.

Наименьший тяговый расход топлива:

$g_{кр} = 323 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$ при $P_{кр} = 19,33 \text{ кН}$.

Наибольший тяговый КПД трактора:

$K_{пдтяг} = 0,87$ при $P_{кр} = 17,04 \text{ кН}$.

Эксплуатация в оптимальном тяговом диапазоне:

От 18,07 до 31,35 кН

2. Динамический расчет автомобиля

Задачей динамического расчета автомобиля является определение основных параметров двигателя и трансмиссии, обеспечивающих ему выполнение эксплуатационного задания по перевозке грузов или пассажиров с определенной скоростью в конкретных дорожных условиях.

Исходные данные для расчета.

1. Тип автомобиля – Грузовой.
2. Вместимость – 2,5 т.
3. Коэффициент сопротивления качению $f_0 = 0,018$
4. Максимальная скорость движения на данной дороге $V_{\max} = 24 \text{ м/с}$
5. Максимальный приведенный коэффициент дорожного сопротивления $K_{\text{дор}\max} = 0,38$
6. Число передач $m = 5$

2.1. Определение массы автомобиля, мощности двигателя и расчет скоростной характеристики двигателя

2.1.1. Определение полной массы автомобиля

Полная масса автомобиля складывается:

$$m_a = m_{\text{ГР}} + m_0 + m_{\text{ВОД}} = 2,5 + 2,778 + 0,15 = 5,43 \text{ т}$$

У автомобилей, предназначенных для перевозки людей, масса перевозимого груза $m_{\text{ГР}}$ определится:

$$m_{\text{ГР}} = 0,075 \cdot n_{\text{ПАСС}} = 0,075 \cdot 2 = 0,15 \text{ т}$$

Для легкового автомобиля в пассажироместимость включен водитель. Собственная масса m_0 определяется выбранным значением коэффициента грузоподъемности.

$$m_0 = \frac{m_{\text{ГР}}}{K_{\text{ГР}}} = \frac{2,5}{0,9} = 2,778 \text{ т}$$

2.1.2. Определение мощности двигателя

Расчетная мощность двигателя, необходимая для движения автомобиля с полной нагрузкой при максимальной скорости движения в заданных дорожных условиях, определится:

$$N_{en} = \frac{(P_f + P_{возд}) \cdot V_{max}}{K\eta_{TP}} = \frac{(1,331 + 1,88) \cdot 24}{0,899} = 85,7 \text{ кВт}$$

где $P_f = f_v \cdot g \cdot m_a = 0,025 \cdot 9,807 \cdot 5,43 = 1,331 \text{ кН}$ - сила сопротивления качению.

Для расчета силы сопротивления качению можно воспользоваться эмпирической зависимостью коэффициента сопротивления качению от скорости движения в заданных условиях, определится:

$$f_v = f_0 \cdot \left(1 + \frac{13 \cdot V_{max}^2}{20000} \right) = 0,018 \cdot \left(1 + \frac{13 \cdot 24^2}{20000} \right) = 0,025$$

$P_{возд} = 0,5 \cdot C_x \cdot R_B \cdot F_{мид} \cdot V_{max}^2 = 0,5 \cdot 1 \cdot 1,21 \cdot 5,4 \cdot 24^2 = 1,88 \text{ кН}$ - сила сопротивления воздуха.

R_B - плотность воздуха, 1,21; C_x - коэффициент лобового сопротивления, 1;

$F_{мид}$ - лобовая площадь автомобиля, 5,4 м².

$K\eta_{TP}$ - механический КПД трансмиссии, 0,899.

$$K\eta_{TP} = K\eta_x \cdot K\eta_{ц}^{nc} \cdot K\eta_K^{nk} = 0,95 \cdot 0,985^2 \cdot 1^1 = 0,899$$

где $K\eta_x$ - механический КПД трансмиссии, учитывающий потери холостого хода

$K\eta_{ц}, K\eta_K$ - механический КПД цилиндрической и конической пары шестерен

$n_{ц}, n_K$ - число цилиндрических и конических пар шестерен, работающих на одной передаче.

Прототип

ГАЗ-52-04, Полная масса $m_a = 5,02 \text{ т}$, $\varepsilon = 6,5$, $N = 55,3 \text{ кВт}$, $n = 2900 \text{ об/мин}$

2.1.3. Расчет и построение теоретической скоростной характеристики двигателя

Зависимость эффективной мощности от частоты вращения по внешней скоростной характеристике выражается эмпирической формулой:

$$N_e = N_{en} \cdot K_n \cdot [2 + b \cdot (K_n - 1) - K_n^2] \text{ кВт},$$

где b – эмпирический коэффициент, $b=1$ – карбюраторный двигатель;
 K_n – относительная частота вращения, $K_n = n / n_H$.

Расчет скоростной характеристики выполняется уменьшением относительной частоты вращения с шагом 0,1.

Крутящий момент двигателя определяется:

$$M_e = 9,55 \cdot \frac{N_e}{n}, \text{ кНм}$$

Зависимость удельного эффективного расхода топлива от частоты вращения по внешней скоростной характеристике выражается эмпирической формулой:

$$g_e = g_{en} \cdot [K_n \cdot (K_n - c) + c], \text{ г/кВтч},$$

где $g_{en} = 280 \dots 320$ – удельный эффективный расход топлива при номинальной мощности; c – эмпирический коэффициент, $c=1,2$ – карбюраторный двигатель.

Часовой расход топлива определяется:

$$G_T = g_e \cdot N_e \cdot 10^{-3}, \text{ кг/ч}$$

$$N_e = 85,7 \cdot 1 \cdot [2 + 1 \cdot (1 - 1) - 1^2] = 85,7 \text{ кВт}$$

$$M_e = 9,55 \cdot \frac{85,7}{2900} = 282,2 \text{ Нм}$$

$$G_T = 313,7 \cdot 85,7 \cdot 10^{-3} = 26,88 \text{ кг/ч}$$

$$g_e = 313,7 \cdot [1 \cdot (1 - 1,2) + 1,2] = 313,7 \text{ г/кВтч}$$

Результаты расчетов представлены в таблице 5.

Таблица 5.- Теоретическая скоростная характеристика двигателя

K_n	1,2	1,1	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2
$n, \text{об/мин}$	3480	3190	2900	2610	2320	2030	1740	1450	1160	870	580
$N_e, \text{кВт}$	78,16	83,9	85,7	84,07	79,53	72,59	63,76	53,56	42,51	31,11	19,88
$M_e, \text{кНм}$	214,5	251,2	282,2	307,6	327,4	341,5	350	352,8	350	341,5	327,3
$g_e, \text{г/кВтч}$	376,5	341,9	313,7	291,7	276	266,6	263,5	266,6	276	291,7	313,7
$G_T, \text{кг/ч}$	29,42	28,69	26,88	24,52	21,95	19,35	16,8	14,28	11,73	9,07	6,24

2.2. Определение передаточных чисел трансмиссии

2.2.1. Расчет радиуса ведущего колеса

Подбор шин производится по нагрузке, приходящейся на одну шину при движении полностью груженного автомобиля с максимальной скоростью

$$P_{ш} = \frac{K_{дв} \cdot a_3 \cdot g \cdot m_a}{Z_3} = \frac{1,1 \cdot 0,5 \cdot 9,81 \cdot 5,43}{4} = 7,32 \text{ кН},$$

где $K_{дв}$ - коэффициент динамического перераспределения нагрузки на задние колеса, 1,1; a_3 - доля массы, приходящаяся на задние колеса неподвижного автомобиля с полной нагрузкой, 0,5; Z_3 - число шин задних колес, 4.

Правильность выбора шин проверяем по эмпирической формуле:

$$P_{доп} = \frac{K_y \cdot g \cdot B^2 \cdot (D_0 + B) \cdot (P_g + 1)}{D_0 + 2 \cdot B} = \frac{0,007 \cdot 9,81 \cdot 220^2 \cdot (508 + 220) \cdot (3 + 1)}{508 + 2 \cdot 220} = 10,21 \text{ кН гД}$$

е K_y - коэффициент удельной грузоподъемности шины, 0,007; B - ширина шины, 220мм; D_0 - внутренний диаметр шины, 508 мм; P_g - давление воздуха в шине, 3 кгс/см².

Должно соблюдаться условие

$$P_{доп} \geq P_{ш} \quad 10,2 \geq 7,32$$

Радиус качения ведущего колеса рассчитывается:

$$R_3 = \frac{0,5 \cdot D_0 + B \cdot K_{пш} \cdot K_{дш}}{1000} = \frac{0,5 \cdot 508 + 220 \cdot 0,97 \cdot 0,91}{1000} = 0,440 \text{ м}$$

где $K_{дш}$ - коэффициент деформации шины, 0,91; $K_{пш}$ - коэффициент профильности шины, 0,97.

2.2.2. Определение передаточных чисел трансмиссии

Передаточное число главной передачи определяется из условия движения автомобиля на высшей передаче с максимальной скоростью при определенном скоростном режиме работы двигателя:

$$I_0 = \frac{\pi \cdot R_3 \cdot n}{30 \cdot I_{km} \cdot V_{\max}} = \frac{3,14 \cdot 0,448 \cdot 2900}{30 \cdot 0,8 \cdot 24} = 7,082$$

где I_{km} - передаточное число коробки на высшей передаче, 0,8.

На первой передаче автомобиль должен преодолеть максимальное сопротивление дороги:

$$I_{k1} = \frac{K_{дор\max} \cdot g \cdot m_a \cdot R_3}{K n \partial_{TP} \cdot I_0 \cdot M_{ем\max}} = \frac{0,38 \cdot 9,81 \cdot 5,43 \cdot 0,448}{0,899 \cdot 7,082 \cdot 0,352} = 4,04$$

Максимальное значение передаточного числа коробки по условию достаточности сцепления ведущих колес с дорогой может достигать значения:

$$I_{kc} = \frac{K_{cy} \cdot g \cdot m_a \cdot a_3 \cdot K_{Дз} \cdot R_3}{M_{ем\max} \cdot I_0 \cdot K n \partial_{TP}} = \frac{0,8 \cdot 9,81 \cdot 5,43 \cdot 0,5 \cdot 1,1 \cdot 0,448}{0,352 \cdot 7,02 \cdot 0,899} = 4,67$$

Коэффициент сцепления на хорошей дороге: $K_{cy} = 0,8$

Должно соблюдаться условие

$$I_{k1} < I_{kc} \quad 4,04 < 4,67$$

Ряд передаточных чисел коробки передач составляет геометрическую прогрессию:

$$I_{kn} = I_{k1} \cdot q^{n-1}$$

где n - номер передачи; q - знаменатель геометрической прогрессии

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{I_{kn}}{I_{k1}}} = \sqrt[4]{\frac{0,8}{4,04}} = 0,67$$

При проектировании трансмиссии передаточные числа уточняются в связи с определенным числом зубьев шестерен. Передаточные числа желательно изменять таким образом, чтобы

$$I_{k2}/I_{k1} \prec I_{k3}/I_{k2} \prec I_{k4}/I_{k3} \prec I_{k5}/I_{k4}$$

$$I_{k2} = 4,04 \cdot 0,67^1 = 2,67$$

$$I_{k3} = 4,04 \cdot 0,67^2 = 1,78$$

$$I_{k4} = 4,04 \cdot 0,67^3 = 1,21$$

$$I_{k5} = 4,04 \cdot 0,67^4 = 0,83$$

2.3. Расчет и построение тягового, мощностного баланса, динамической характеристики и возможных ускорений автомобиля

2.3.1. Расчет скоростей движения

Скорости движения автомобиля на всех передачах рассчитываются по формуле:

$$V = \frac{\pi \cdot R_3 \cdot n}{30 \cdot I_0 \cdot I_k}$$

Значения аргумента n берутся из скоростной характеристики двигателя табл. 12.

$$V = \frac{3,14 \cdot 0,448 \cdot 2900}{30 \cdot 7,082 \cdot 4,04} = 4,76 \text{ м/с}$$

Скорости движения заносятся в соответствующие графы итоговой табл.13.

2.3.2. Расчет и построение тяговой диаграммы движения

Касательная сила тяги на различных скоростных режимах работы для всех передач определяется:

$$P_K = \frac{M_e \cdot K \eta_{TP} \cdot I_0 \cdot I_k}{R_3}$$

Сила сопротивления качению рассчитывается:

$$P_f = f_v \cdot g \cdot m_a$$

где f_v - коэффициент сопротивления качению при определенной скорости движения

$$f_v = f_0 \cdot \left(1 + \frac{13 \cdot V^2}{20000} \right)$$

где f_0 - заданное значение коэффициента сопротивления качению.

Сила сопротивления воздуха:

$$P_{\text{возд}} = 0,5 \cdot C_x \cdot R_B \cdot F_{\text{мид}} \cdot V^2$$

Силы сопротивления качению и воздуха рассчитываются для значений скоростей движения на высшей передаче. Величины $P_K, f_V, P_f, P_{\text{возд}}$ заносятся в соответствующие графы итоговой таблицы 2. На графике тяговой диаграммы движения наносятся - $P_K = f(V)$ для всех передач, $P_f = f(V)$ и $P_f + P_{\text{возд}} = f(V)$. По графику тягового баланса находим максимальную скорость движения автомобиля на данной дороге.

$$P_K = \frac{313,5 \cdot 0,899 \cdot 7,02 \cdot 4,04}{0,448} = 16,19 \text{ кН}$$

$$f_V = 0,018 \cdot \left(1 + \frac{13 \cdot 24^2}{20000} \right) = 0,025$$

$$P_f = 0,025 \cdot 9,81 \cdot 5,43 = 0,97 \text{ кН}$$

$$P_{\text{возд}} = 0,5 \cdot 1 \cdot 1,21 \cdot 5,4 \cdot 24^2 = 0,0739 \text{ кН}$$

Показатели заносятся в соответствующие графы итоговой таблицы 13.

2.3.3. Расчет и построение динамической характеристики автомобиля

Динамический фактор на различных скоростных режимах работы двигателя для всех передач определяется:

$$D = \frac{P_K - P_{\text{возд}}}{g \cdot m_a}$$

$$D = \frac{16,19 - 0,0739}{9,81 \cdot 5,43} = 0,303$$

и заносится в соответствующие графы итоговой таблице 13. На графике динамической характеристики наносятся кривые динамического фактора и коэффициента сопротивления качению.

Обозначим характерные точки динамической характеристики:

1. V_{max} - максимальная скорость движения; 27,76 м/с.
2. D_{max} - максимальное значение динамического фактора; 0,38.
3. D_5 - наибольшее значение динамического фактора на высшей передаче; 0,073.

4. V_{km}, V_{k1} - критическая скорость на высшей и первой передачах; 5,5 и 25,5 м/с.

5. D_{np} - динамический фактор при наиболее приемлемой скорости движения, $V_{np} = (0,5...0,7) \cdot V_{max}$; 19,5 м/с.

6. D_2, D_3, D_4 - наибольшие значения динамического фактора на промежуточных передачах, 0,253; 0,167 и 0,11.

2.3.4. Расчет и построение графика мощностного баланса

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению:

$$N_f = P_f \cdot V$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха:

$$N_{\text{воз}} = P_{\text{воз}} \cdot V$$

Мощность, подводимая к ведущим колесам автомобиля:

$$N_K = N_f + N_{\text{возд}}$$

Мощность, теряемая в трансмиссии:

$$N_{TP} = N_K \cdot \left(\frac{1}{K\eta_{TP}} - 1 \right)$$

Расчеты $N_f, N_{\text{возд}}, N_{TP}$ выполняются для скоростей движения автомобиля на высшей передаче и заносятся в соответствующие графы итоговой табл.2. На графике мощностного баланса наносятся кривые $N_e = f(V)$ для всех передач, $N_f = f(V), N_K = f(V), N_f + N_K = f(V)$. По графику мощностного баланса находим максимальную скорость движения автомобиля на данной дороге.

$$N_f = 0,97 \cdot 4,76 = 4,63 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{воз}} = 0,0739 \cdot 4,76 = 0,35 \text{ кВт}$$

$$N_K = 4,63 + 0,35 = 4,98 \text{ кВт}$$

$$N_{TP} = 4,98 \cdot \left(\frac{1}{0,899} - 1 \right) = 0,56 \text{ кВт}$$

Показатели заносятся в соответствующие графы итоговой таблицы 13.

2.3.5. Расчет и построение графиков возможных ускорений автомобиля, и величин, обратных ускорениям

Ускорения на различных скоростных режимах работы двигателя для всех передач определяются:

$$J = \left(\frac{D - f_v}{K_{\text{вр.м}}} \right) \cdot g ,$$

$K_{\text{вр.м}}$ - коэффициент вращающих масс,

$$K_{\text{вр.м}} = 1,04 + 0,0015 \cdot (I_0 \cdot I_K)^2 = 1,04 + 0,0015 \cdot (7,082 \cdot 4,04) = 2,27 .$$

$$J = \left(\frac{0,303 - 0,0183}{2,266} \right) \cdot 9,81 = 1,231 \text{ м/с}^2$$

Ускорения и величина обратные ускорениям заносятся в соответствующие графы итоговой таблицы 6. На графиках наносятся кривые $J = f(V)$ и $1/J = f(V)$ для всех передач.

Таблица 6 - Итоговая таблица результатов динамического расчета автомобиля.

V ₁	5,71	5,23	4,76	4,28	3,81	3,33	2,85	2,38	1,90	1,43	0,95
Pk ₁	12,30	14,41	16,19	17,64	18,78	19,59	20,07	20,23	20,07	19,59	18,78
D ₁	0,23	0,27	0,30	0,33	0,35	0,37	0,38	0,38	0,38	0,37	0,35
J ₁	0,91	1,07	1,22	1,34	1,43	1,50	1,55	1,56	1,55	1,51	1,45
E ₁	1,10	0,93	0,82	0,75	0,70	0,66	0,65	0,64	0,64	0,66	0,69
V ₂	8,64	7,92	7,20	6,48	5,76	5,04	4,32	3,60	2,88	2,16	1,44
Pk ₂	8,13	9,52	10,69	11,66	12,40	12,94	13,26	13,37	13,26	12,94	12,40
D ₂	0,15	0,17	0,20	0,22	0,23	0,24	0,25	0,25	0,25	0,24	0,23
J ₂	0,76	0,93	1,08	1,21	1,31	1,38	1,42	1,44	1,43	1,40	1,34
E ₂	1,32	1,07	0,92	0,83	0,77	0,73	0,70	0,69	0,70	0,71	0,75
V ₃	12,95	11,87	10,79	9,71	8,63	7,56	6,48	5,40	4,32	3,24	2,16
Pk ₃	5,42	6,35	7,14	7,78	8,28	8,63	8,85	8,92	8,85	8,63	8,28
D ₃	0,09	0,11	0,13	0,14	0,15	0,16	0,16	0,17	0,17	0,16	0,16
J ₃	0,41	0,58	0,73	0,85	0,95	1,03	1,08	1,11	1,11	1,09	1,05
E ₃	2,42	1,71	1,37	1,17	1,05	0,97	0,93	0,90	0,90	0,92	0,96
V ₄	19,22	17,62	16,01	14,41	12,81	11,21	9,61	8,01	6,41	4,80	3,20
Pk ₄	3,66	4,28	4,81	5,24	5,58	5,82	5,96	6,01	5,96	5,82	5,58
D ₄	0,05	0,06	0,07	0,09	0,09	0,10	0,11	0,11	0,11	0,11	0,10
J ₄	-0,13	0,06	0,23	0,37	0,49	0,59	0,66	0,71	0,74	0,74	0,72
E ₄	-7,71	16,75	4,41	2,70	2,04	1,70	1,51	1,40	1,35	1,34	1,38
V ₅	28,80	26,40	24,00	21,60	19,20	16,80	14,40	12,00	9,60	7,20	4,80
Pk ₅	2,44	2,86	3,21	3,50	3,72	3,88	3,98	4,01	3,98	3,88	3,72

Продолжение таблицы 6

D ₅	-0,01	0,01	0,02	0,04	0,05	0,06	0,06	0,07	0,07	0,07	0,07
J ₅	-1,08	-0,80	-0,54	-0,32	-0,12	0,04	0,18	0,29	0,36	0,41	0,43
E ₅	-0,93	-1,25	-1,84	-3,12	-8,05	24,15	5,64	3,51	2,76	2,44	2,32
f ₅	0,13	0,11	0,09	0,08	0,07	0,06	0,05	0,04	0,03	0,02	0,02
Pf ₅	6,12	5,30	4,55	3,87	3,25	2,72	2,25	1,85	1,53	1,28	1,10
Nf ₅	176,26	139,92	109,20	83,59	62,40	45,70	32,40	22,20	14,69	9,22	5,28
Pw ₅	2,71	2,28	1,88	1,52	1,20	0,92	0,68	0,47	0,30	0,17	0,08
Nw ₅	78,05	60,19	45,12	32,83	23,04	15,46	9,79	5,64	2,88	1,22	0,38
Ntr ₅	28,57	22,48	17,34	13,08	9,60	6,87	4,74	3,13	1,97	1,17	0,64

2.4. Характеристики разгона

2.4.1. Расчет и построение графика времени разгона

Определение времени разгона автомобиля рекомендуется произвести графо-аналитическим методом. Время разгона на каком-то участке изменения скорости движения приближенно можно определить:

$$\Delta t \approx \frac{\Delta V}{J_{CP}}$$

Оно численно будет равно площади криволинейной трапеции, ограниченной осью абсцисс, кривой $1/J$ и двумя ординатами, проведенными из концов отрезка ΔV

$$\Delta t \approx F \cdot \mu_V \cdot \mu_{1/J}$$

где F - площадь криволинейной трапеции, $мм^2$; μ_V - масштаб скорости;
 $\mu_{1/J}$ - масштаб величины, обратной ускорению.

Суммарное время разгона

$$t_{раз} = \sum \Delta t$$

$$\Delta t \approx \frac{1,05}{3,5} = 0,3c$$

$$\Delta t \approx 460,5 \cdot 0,19 \cdot 0,04 = 3,5c$$

$$t_{раз} = 0,3 + 0,61 + 0,91 + 1,29 + 1,67 + 2,28 + 2,89 + 3,65 + 4,26 + 4,94 + 5,7 = 28,5c$$

Время, затрачиваемое на переключение передач, не учитывается, так как оно в значительной степени зависит от субъективных качеств водителя.

Так же из рассмотрения исключается время пробуксовки сцепления автомобиля. Поэтому считаем, что разгон автомобиля начинается со скорости V_{\min} соответствующей движению автомобиля на первой передаче при минимально-устойчивой частоте вращения коленчатого вала двигателя:

$$V_{\min} = \frac{\pi \cdot R_3 \cdot n_{\min}}{30 \cdot I_0 \cdot I_{k1}} = \frac{3,14 \cdot 0,448 \cdot 580}{30 \cdot 7,082 \cdot 4,04} = 0,95 \text{ м/с}$$

При максимальной скорости движения ускорение автомобиля $J = 0$, а, следовательно, $1/J = \infty$. Поэтому расчет и построение графика времени разгона следует вести до $V = 0,95V_{\max}$. Площадь, ограниченную осью абсцисс, кривыми $1/J$ для всех передач и ординатами V_{\min} и $0,95V_{\max} = 0,95 \cdot 27,76 = 26,4 \text{ м/с}$ следует разбить на несколько криволинейных трапеций соответственно числу передач. Ординаты проводятся через точки пересечения кривых $1/J$ предшествующих передач. Каждую криволинейную трапецию дополнительно разбивают на 3...4 части, находят площади трапеций, рассчитывают время разгона на каждом участке и суммарное время разгона. Результаты расчетов оформляются в таблице 7.

Таблица 7 - Время разгона автомобиля

			Время разгона автомобиля									
	Масштаб		V	0,19	Масштаб		1/J	0,04				
V, м/с	0,95	1,9	3,5	6,2	8,9	11,6	14,3	17	19,7	22,4	25,1	27,76
F, мм ²	0	4	4	4	5	5	8	8	10	8	9	10
t, с	0,00	0,30	0,30	0,30	0,38	0,38	0,61	0,608	0,76	0,608	0,684	0,76
tp, с	0,00	0,30	0,61	0,91	1,29	1,67	2,28	2,89	3,65	4,26	4,94	5,70

V - скорость конца участка,

F - площадь криволинейной трапеции,

Δt - время разгона на одном участке,

$t_{\text{разг}}$ - время разгона нарастающим итогом.

По полученным данным строится график времени разгона автомобиля.

2.4.2. Расчет и построение графика пути разгона

Путь разгона автомобиля рекомендуется определить графо-аналитическим методом. Считая за достаточно малый промежуток времени скорость автомобиля величиной постоянной, путь разгона определится:

$$\Delta S = V \cdot \Delta t,$$

т.е. он численно равен площади криволинейной трапеции, ограниченной осью ординат, кривой $t_{раз} = f(V)$ и двумя абсциссами, проведенными из концов отрезка Δt

$$\Delta S = F \cdot \mu_v \cdot \mu_t,$$

где F - площадь криволинейной трапеции, $мм^2$; μ_v - масштаб скорости; μ_t - масштаб времени.

Суммарный путь разгона:

$$S_{раз} = \sum \Delta S$$

Рекомендуется время разгона автомобиля от V_{min} до $0,95V_{max}$ разбить не менее чем на десять участков, при этом величину Δt следует увеличивать по мере роста скорости движения. Для каждого участка находят площадь трапеции, рассчитывают путь разгона и суммарный путь разгона.

$$\Delta S = F \cdot 1,6 \cdot 2,7 = 5,2м \quad \Delta S = 1,49 \cdot 3,5 = 5,23м$$

$S_{раз} = \sum \Delta S = -0,1 + 5,32 + 8,86 + 12,85 + 17,28 + 23,05 + 30,14 + 38,12 + 46,09 + 53,63 + 61,11 = 296,36м$
Результаты расчетов оформляются в таблице 8.

Таблица 8 - Путь разгона автомобиля

		Путь разгона автомобиля										
Масштаб	V	0,16	Масштаб	t	2,7							
V, м/с	0,95	0,80	3,50	6,20	8,90	11,60	14,30	17,00	19,70	22,40	25,10	27,76
F, мм ²	0,00	-0,02	1,23	2,05	2,98	4,00	5,34	6,98	8,82	10,67	12,42	14,15
S, м	0,00	-0,10	5,32	8,86	12,85	17,28	23,05	30,14	38,12	46,09	53,63	61,11
Sp, м	0,00	-0,10	5,22	14,08	26,94	44,22	67,27	97,41	135,53	181,62	235,25	296,36

2.5. Оценка топливной экономичности автомобиля

Топливная экономичность автомобиля оценивается расходом топлива в литрах на 100 км пройденного пути. Удельный путевой расход топлива определяется:

$$q_{II} = \frac{g_e \cdot N_e}{36 \cdot V \cdot \Pi_T}, \text{ л/100км}$$

Π_T – плотность топлива; $\Pi_T=0,725 \text{ кг/л}$ – бензин;

N_e – мощность, развиваемая двигателем при движении с заданной скоростью;

g_e – удельный эффективный расход топлива двигателем на данном скоростном и нагрузочном режиме $g_e = g_{евх} \cdot \left[a_1 \cdot \left(\frac{N_e}{N_{евх}} \right)^2 - a_2 \cdot \frac{N_e}{N_{евх}} + a_3 \right]$

$g_{евх}$ – удельный эффективный расход топлива по внешней скоростной характеристике двигателя для заданного скоростного режима (скорости движения);

$N_{евх}$ – эффективная мощность двигателя по внешней скоростной характеристике для заданного скоростного режима (скорости движения);

a_1, a_2, a_3 – эмпирические коэффициенты таблица 9.

Таблица 9 -Эмпирические коэффициенты для расчета топливной экономичности.

	a_1	a_2	a_3
Карбюраторный Двигатель	2,911	4,558	2,668

Режим максимальной скорости:

$$q_{II} = \frac{g_e \cdot N_e}{36 \cdot V \cdot \Pi_T} = \frac{313,7 \cdot 85,7}{36 \cdot 24 \cdot 0,725} = 42,92 \text{ л/100км}$$

Режим наиболее приемлемой скорости:

$$V_{пр} = 0,7 \cdot V_{max} = 0,75 \cdot 27,76 = 20,8 \text{ м/с.}$$

$$N_{епр} = N_{тр} + N_f + N_{воз} = 0,56 + 4,63 + 0,35 = 5,54 \text{ кВт.}$$

$$N_{евх} = 78,2 \text{ кВт}$$

$$g_{евх} = 376,4 \text{ г/кВт·ч.}$$

$$g_{\text{enp}} = 376,4 \left[2,911 \left(\frac{78,2}{85,7} \right)^2 - 4,558 \left(\frac{78,2}{85,7} \right) + 2,668 \right] = 353,32 \text{ (кВт - час)}$$

$$q_{\text{л}} = \frac{g_e \cdot N_e}{36 \cdot V \cdot \Pi_T} = \frac{313,7 \cdot 85,7}{36 \cdot 24 \cdot 0,725} = 42,92 \text{ л/100 км}$$

2.6. Анализ динамических качеств автомобиля

Проверка соответствия расчетных параметров автомобиля заданию на проектирование:

Параметры	Задание	Проектир.	%, откл.
V_{max} , м/с.	24	27,36	12,3
Максимальное дор. сопротивление	0,38	0,38	0

Сравнение параметров проектируемого автомобиля и прототипа:

	Проектир.	ГАЗ – 52-04
Собственная масса, т.	2,78	2,5
Грузоподъемность, т	2,5	2,5
V_{max} , м/с	24	19,44
Номин. мощность, кВт.	85,7	55,2
Ном. част. вращ. двиг., об/мин.	2900	2900
Расход топлива, л/100 км.	42,92	20

Максимальный угол подъема, преодолеваемый автомобилем:

$$f_0 = 0,018 \quad D_{\text{max}} = 0,38$$

$$\sin \alpha_{\text{max}} = D_{\text{max}} - f_0 \sqrt{1 - D_{\text{max}}^2} = 0,38 - 0,018 \sqrt{1 - 0,38^2} = 0,363$$

$$\alpha_{\text{max}} = 21,5^\circ$$

Угол подъема, преодолеваемый автомобилем на высшей передаче:

$$f_v = 0,027 \quad D_{\text{max. en}} = 0,073$$

$$\alpha_{\text{en}} = \frac{(D - f_0)180}{\pi} = \frac{(0,073 - 0,027)180}{3,14} = 2,64^\circ$$

Угол подъема, преодолеваемый автомобилем при наиболее приемлемой скорости движения:

$$f_0 = 0,0231 \quad D_{\text{np}} = 0,042$$

$$\alpha_{\text{np}} = \frac{(D - f_0)180}{\pi} = \frac{(0,042 - 0,0231)180}{3,14} = 1,08^\circ$$

Критическая скорость автомобиля:

- на высшей передаче

$$V_{кр} = 6,94 \text{ м/с.}$$

- на первой передаче

$$V_{кр1} = 2,34 \text{ м/с.}$$

Заключение

В результате приведенных расчетов можно сказать следующее:

Расчетный трактор и автомобиль незначительно отличается от прототипа. Современное тракторостроение и автомобилестроение все больше требует внедрения вычислительной техники для ускорения процесса разработки новых транспортных и тяговых средств, с последующим качественным выходом на рынок. На сегодняшний день все больше ужесточаются требования к автомобилям тракторам в отношении:

1. Безопасности водителя и груза.
2. Безопасности для окружающей среды.
3. Экономичности топлива.
4. Стоимости автомобиля и его обслуживания.
5. Практичности использования в разных условиях эксплуатации.

Список использованной литературы:

1. Алексеев В.Н., Башков А.Ф., Фролов Д.В. "Методические указания к расчету курсовой работы по тракторам и автомобилям для студентов инженерного факультета по разделу Автотракторные двигатели", Оренбург 2015 г.
2. Баширов Р.М. Основы теории и расчета автотракторных двигателей/Р.М.Баширов – УФА.: БашГАУ, 2010 234 с.
3. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства, М.: Колос 2004.
4. Ксенович И.П. и др. Тракторы. Конструкция. – М.: Машиностроение, 2000.
5. Вахламов В.К. Автомобили. Основы конструкции. – М.: Издательский центр «Академия», 2004.
6. Родичев В.А. Устройство и техническое обслуживание грузовых автомобилей. – М.: Издательский центр «Академия», 2004.
7. Николанко А.В. "Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей", М., Колос 1984 г.
8. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: Учеб. пособие для вузов. /А.И.Колчин, В.П.Демидов – 3-е изд. перераб. и доп.-М.: Высш. шк., 2002. – 496 с.: ил.
9. Чудаков Д.А. «Основы теории и расчета трактора и автомобиля», М., Колос 1972 г.
10. Скотников В.А. «Основы теории и расчета трактора и автомобиля»
11. Колчин А.И., Демидов В.М. «Расчет автомобильных и тракторных двигателей».
12. Компьютерная программа по курсовой работе

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО САМОСТОЯТЕЛЬНОМУ ИЗУЧЕНИЮ ВОПРОСОВ

3.1 Теоретические циклы ДВС - 8

Основные понятия и определения термодинамических зависимостей. Теоретические циклы с изохорическим подводом тепла, изобарическим подводом тепла и смешанным подводом тепла. Замкнутые термодинамические циклы и открытые теоретические циклы. Состав и теплоемкость рабочего тела. Адиабатные и политропные процессы сжатия.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность определений, используемые условные обозначения.

3.2 Действительные рабочие циклы ДВС - 8

Обратимые и необратимые процессы. Характеристика действительных рабочих циклов. Процессы действительного рабочего цикла. Особенность процесса сгорания топлива. Особенности процессов впуска и выпуска газов в ДВС. Индикаторные диаграммы и их виды. Фазы газораспределения. Перекрытия клапанов и их влияние на мощность двигателя. Основные понятия и определения, принципы работы дизелей и бензиновых (карбюраторных и с впрыскиванием) двигателей. Рабочие процессы 2- и 4-тактных двигателей. Основные показатели работы двигателя. Система подачи и очистки воздуха. Система удаления отработавших газов. Способы смесеобразования в дизелях и их сравнительная оценка. Смесеобразование в карбюраторном двигателе и понятие о составе смеси.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность определений, используемые условные обозначения.

3.3 Расчет процессов газообмена и сжатия - 7

Характеристика процессов газообмена в бензиновых и дизельных двигателях. Способы подачи свежего заряда и их особенности. Влияние окружающей среды на процессы газообмена. Как в процессе сжатия протекает теплообмен между стенками деталей, образующих надпоршневое пространство, и газами. Какими способами можно определить показатели политропы сжатия. Зная степень сжатия, как найти температуру в конце сжатия. Зная степень сжатия, как найти давление в конце сжатия

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений, на точность расчетов и на параметры характеризующие процесс газообмена.

3.4 Процессы сгорания и расширения - 7

Что собой представляет диссоциация продуктов сгорания. С использованием какого сходного уравнения находят температуру газов в конце сгорания. Почему в дизелях показатель политропы расширения меньше, чем ДсИЗ. Чем объяснить, что расширение происходит не по адиабате, а по политропе. По аналогии с процессом сжатия, какими способами можно было найти показатель политропы расширения. Выведите выражение для определения давления в конце расширения. Чем объяснить, что расширение происходит не по адиабате, а по политропе. По аналогии с процессом сжатия, каким способом можно было найти показатель политропы расширения. Выведите выражение для определения в конце расширения.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений. На точность расчетов и на параметры характеризующие процесс сгорания и расширения.

3.5 Индикаторные и эффективные показатели - 7.

Показатели, характеризующие рабочий цикл двигателя. Что такое среднее индикаторное давление, индикаторная мощность, индикаторный кпд. Какими способами можно повысить индикаторную мощность двигателя. Что характеризует относительный кпд двигателя. Чем отличаются эффективные показатели от индикаторных. Что такое механические потери, среднее эффективное давление, механический кпд, эффективная мощность, эффективный кпд и эффективный удельный расход топлива. Как нагрузка на двигатель влияет на его эффективный кпд. Как можно повысить механический кпд двигателя.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений. На точность расчетов и на параметры характеризующие процесс действительного рабочего цикла.

3.6 Тепловой баланс и токсичность двигателей - 9

Что представляет собой тепловой баланс двигателя. Чем оценивается эффективность превращения тепла в работу. Чем отличается тепловой баланс в реальном двигателе. Влияние на потери тепла трение, теплообмен, неполнота сгорания и других причин. Распределение тепловой энергии топлива по внешнему тепловому балансу. Что такое приближенный тепловой баланс. Что позволяет, определит тепловой баланс. Степень совершенства теплоиспользования и пути уменьшения имевшихся потерь. Отдельные составляющие теплового баланса. Теплонапряженности деталей двигателя, Расчет системы охлаждения. Использование теплоты отработавших газов. Оценку распределения теплоты в двигателе. Типовые балансы двигателей. Общее количество

теплоты, введенной в двигатели при номинальном скоростном режиме. Теплота, потерянная из-за химической неполноты сгорания топлива. Адиабатный двигатель.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений. Изучить факторы повышающие токсичность двигателя.

3.7 Характеристики двигателей – 10.

Приборы и оборудование для испытания ДВС и ТНВД. Что представляет собой характеристика двигателя и топливного насоса. Какие характеристики двигателя снимают. С какой целью снимают характеристики двигателя. Сколько характеристик может быть у двигателя. Какие возможности двигателя определяют характеристики, и какие параметры определяются по ним. Что собой представляет и как снимаются характеристики.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений. Приборы для изучения процесса испытания двигателя. Устройство для замера показателей работы двигателя.

3.8 Кинематика и динамика двигателя – 9.

Кинематический и динамический расчет КШМ. Какие неуравновешенные силы возникают в двигателях. Чем отличаются силы инерции первого и второго порядков. Какой двигатель называют уравновешенный. Как уравновешенны двухцилиндровые двигатели. Как уравновешенны четырехтактные 4-х цилиндровые двигатели. Как строится тангенциальная диаграмма одно- и многоцилиндровых двигателей. Что собой представляет момент инерции подвижных деталей двигателя по его отдельным узлам и деталям.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность расчетов, влияния дезаксиала на кинематику и динамику двигателя. Понять направления действия всех сил инерции, правильно построить графики перемещения, скорости и ускорения. Правильно расставлять силы инерции, чтобы уравновесить двигатель.

3.9 Перспектива развития тепловых двигателей -9.

Улучшение показателей поршневых двигателей. Новые типы двигателей. Экологические проблемы совершенствования двигателей и применения новых топлив.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на все разнообразие видов двигателя, топлив и экологические показатели

3,10 Динамика колеса – 3.

Кинематика и условия качения колеса. Сопротивление качению колеса. Экспериментальное определение буксования. Коэффициент полезного действия ведущего колеса. Колесный движитель. Кинематика качения колеса. Качение жесткого ведомого колеса. Качение жесткого колеса по жесткой поверхности. Качение жесткого колеса по

деформируемой поверхности. Физико-механические свойства грунтов. Динамика качения жесткого колеса. Качение пневматической шины. Физико-механические свойства пневматической шины. Качение пневматической шины.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность определений, используемые условные обозначения

Общие сведения о составляющих тягового баланса. Сила сопротивления воздуха. Сила сопротивления качению. Сила сопротивления подъему. Сила инерции. Силы сопротивления движению. Тяговый баланс и дифференциальное уравнение движения автомобиля. Нормальные реакции на колесах машины. Особенности динамики полноприводной машины. Особенности динамики колесного трактора с навесными орудиями.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность определений, используемые условные обозначения

3.12 Общая динамика гусеничного трактора - 3.

Кинематика гусеничного движителя. Силы, действующие в гусеничной цепи. Центр давления гусеничного трактора. Особенности кинематики гусеничного движителя. Динамика гусеничного движителя. Сопротивление качению гусеничного движителя. Тяговый баланс гусеничного трактора. Определение координаты центра давления. Распределение нормальных реакций по длине опорной части гусениц.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность определений, используемые условные обозначения

3.13 Тяговая динамика трактора – 5.

Тяговый расчет трактора и методика построения его теоретической тяговой характеристики. Тяговая характеристика трактора со ступенчатой трансмиссией. Выбор передаточных чисел трансмиссии трактора. Уравнение энергетического баланса и потенциальная тяговая характеристика трактора. Потенциальной тяговой характеристики трактора.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность определений, расчетов и характеристики грунта.

3.14 Тяговая динамика автомобиля - 4.

Общие положения. Выбор двигателя. Определение передаточных чисел главной передачи и коробки передач на первой передаче. Выбор структуры скоростного ряда коробки передач. Устойчивость системы двигатель – автомобиль – дорога. График тягового и мощностного баланса автомобиля. Динамический фактор и динамическая

характеристика автомобиля. Тяговая диаграмма движения автомобиля. Мощностная характеристика автомобиля.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность определений, расчетов и характеристики грунта.

3.15 Разгон автомобиля – 16.

Процесс трогания и разгона. Условие осуществления трогания и разгона МТА. Влияние эксплуатационных факторов и конструктивных параметров на разгон МТА. Время и путь разгона автомобиля. От чего зависит скорость разгона автомобиля? Виды сил, действующих на автомобиль во время движения: сила сопротивления качению, затрачиваемая на деформирование шины и дороги, на трение шины о дорогу, трение в подшипниках ведущих колес и др.; сила сопротивления подъему, зависящая от веса автомобиля и угла подъема; сила сопротивления воздуха, величина которой зависит от формы (обтекаемости) автомобиля, относительной скорости его движения и плотности воздуха; центробежная сила, возникающая во время движения автомобиля на повороте и направленная в противоположную от поворота сторону; сила инерции движения, величина которой состоит из силы, необходимой для ускорения массы автомобиля в его поступательном движении, и силы, необходимой для углового ускорения вращающихся частей

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность расчетов и факторы влияющие на динамику автомобиля.

3.16 Топливная экономичность автомобиля -16.

Топливная экономичность автомобиля. Топливо-экономическая характеристика автомобиля. Влияние технического состояния двигателей на токсичность и топливную экономичность автомобилей. Методы экспериментального определения топливной экономичности автомобиля. Пути улучшения топливной экономичности автомобиля. Топливная экономичность автомобиля Измерители экономичности автомобиля. Тяговая динамика и топливная экономичность тракторов и автомобилей.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на виды загрязняющих веществ присутствующих в отработавших газах. Необходимо знать современные показатели экономичности автомобилей и тракторов.

3.17 Тормозная динамика автомобиля – 16.

Уравнение движения машины при торможении. Регулирование тормозных сил. Способы торможения. закон распределения тормозных сил, коэффициент устойчивости, тормозная сила, служебное торможение и замедление.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на характеристики тормозных систем, показатели работы. Современные требования к тормозным системам и тормозным механизмам.

3.18 Устойчивость мобильных машин – 16.

Продольная статическая устойчивость от опрокидывания и от сползания. Поперечная статическая устойчивость от сползания и от опрокидывания. Поперечная устойчивость на повороте. Характеристика продольной динамической устойчивости колесного трактора. Силы, действующие при повороте трактора. Мощность преодоления внешних сопротивлений при повороте гусеничного трактора. Кинематика поворота. Поворачивающий момент. Стабилизация управляемых колес. Колебания управляемых колес.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на требования техники безопасности при эксплуатации автомобилей и тракторов. Влияние на центр тяжести навесного оборудования. Влияние систем подвесок на устойчивость автомобилей при движении по пересеченной местности.