

**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 (специальность) 35.03.06 «Агроинженерия»

Профиль образовательной программы «Технические системы в агробизнесе»

Форма обучения очная

1. СОДЕРЖАНИЕ

1. Организация самостоятельной работы	3
1.1 Организационно-методические данные дисциплины	3
2 МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ДОМАШНИХ ЗАДАНИЙ	4
2.1 Темы индивидуальных домашних заданий	4
2.2 Содержание индивидуальных домашних заданий	4
2.3 Порядок выполнения заданий	5
2.4 Пример выполнения задания	8
3 МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО САМОСТОЯТЕЛЬНОМУ ИЗУЧЕНИЮ ВОПРОСОВ	46

1. ОРГАНИЗАЦИЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

1.1. Организационно-методические данные дисциплины

№ п.п.	Наименование темы	Общий объем часов по видам самостоятельной работы				
		подготовка курсового проекта (работы)	подготовка реферата /эссе	индивидуальные домашние задания (ИДЗ)	самостоятельное изучение вопросов (СИВ)	подготовка к занятиям (ПкЗ)
1	2	3	4	5	6	7
1	Тема 1 Расчет номинальной мощности двигателя трактора		x	3	4	
2	Тема 2 Расчет номинальной мощности двигателя автомобиля		x	3	4	
3	Тема 3 Расчет процессов газообмена и сжатия		x	3	4	
4	Тема 4 Расчет процессов сгорания		x	3	4	
5	Тема 5 Расчет процессов расширения		x	3	2	
6	Тема 6 Расчет индикаторных и эффективных показателей		x	3	2	
7	Тема 7 Приборы и оборудование для испытания ДВС и ТНВД		x		2	
8	Тема 8 Регулировочная характеристика по составу смеси		x		2	
9	Тема 9 Регулировочная характеристика по углу опережения		x		2	
10	Тема 10 Скоростная характеристика карбюраторного двигателя		x		1	
11	Тема 11 Нагрузочная характеристика карбюраторного двигателя		x		2	
12	Тема 12 Характеристика механических потерь		x		1	
13	Тема 13 Характеристика дизельного двигателя при работе на регуляторе		x		2	
14	Тема 14 Характеристика по подаче на ТНВД		x		1	
15	Тема 15 Скоростная характеристика ТНВД		x		1	

16	Тема 16 Регуляторная характеристика ТНВД		x		1	
17	Тема 17 Кинематический и динамический расчет КШМ.		x	2	1	
18	Тема 18 Динамика колеса		x		2	
19	Тема 19 Общая динамика колесной машины		x		2	
20	Тема 20 Общая динамика гусеничного трактора		x		2	
21	Тема 21 Тяговый расчет трактора		x	18	3	
22	Тема 22 Динамический расчет автомобиля		x	16	3	
23	Тема 23 Тяговая динамика трактора		x	2	2	
24	Тема 24 Тяговая динамика автомобиля		x		2	
25	Тема 25 Потенциальной тяговой характеристики трактора		x		3	
26	Тема 26 Тяговая диаграмма движения автомобиля		x		2	
27	Тема 27 Динамическая характеристика автомобиля		x	2	2	
28	Тема 28 Разгон автомобиля		x		2	
29	Тема 29 Топливная экономичность автомобиля		x	2	3	
30	Тема 30 Время и путь разгона автомобиля		x		3	
31	Тема 31 Мощностная характеристика автомобиля (Мощностной баланс автомобиля)		x		2	
32	Тема 32 Топливно-экономическая характеристика автомобиля.		x		2	
33	Тема 33 Тормозная динамика автомобиля		x		3	
34	Тема 34 Устойчивость мобильных машин		x		3	
35	Тема 35 Характеристика поворота гусеничного трактора		x		3	
36	Тема 36 Характеристика продольной динамической устойчивости колесного трактора		x		2	

2. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ДОМАШНИХ ЗАДАНИЙ

Индивидуальные домашние задания выполняются в форме расчетно-графической 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 №__

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 записи 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 записи 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 записи 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 контрольной работы возможно представление таблицы распределения заданий между обучающимися.

Таблица 1. Распределение заданий

Номер зачетной книжки	Номера вариантов									
	1	8	16	24	32	40	48	56	64	
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	17
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 $p\varphi$
3.3. Диаграммы перемещения, скорости и ускорения поршня.....
3.4. Диаграмма сил инерции	23
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

ВВЕДЕНИЕ

Индивидуальное 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. ТЯГОВЫЙ РАССЧЕТ ТРАКТОРА

Исходные данные для тягового расчета.

1. Тип трактора универсально пропашной

2. Тип движителя гусеничный

3. Номинальная сила тяги на крюке, $P_{\text{крн}} = 40 \text{ кН}$.

4. Действительная скорость движения агрегата при номинальной силе тяги на крюке,

$V_{\text{дн}} = 2,2 \text{ м/с.}$

5. Число основных передач $m = 8$

6. Действительная скорость движения агрегата при работе на транспорте, $V_{\text{дн}} = 5,4 \text{ м/с}$

7. Коэффициент эксплуатационной загрузки двигателя $K_{\text{эз}} = 0,85$.

1.1 Расчет эксплуатационной массы трактора, номинальной мощности двигателя и теоретической регуляторной характеристики двигателя

1.1.1. Определение эксплуатационной массы трактора

Различают конструктивную (сухую) массу трактора $m_{\text{к}}$ и эксплуатационную (полную) $m_{\text{э}}$. Конструктивная масса должна обеспечивать прочность и долговечность конструкции трактора, эксплуатационная - необходимые тягово-цепные качества.

$$m_{\text{э}} = \frac{K_{\text{ВП}} \cdot P_{\text{крн}}}{K_{\text{сцеп}} \cdot K_{\text{нек}} - K_{\text{xa}} \cdot f \cdot g},$$

где $K_{\text{ВП}}$ - коэффициент возможной перегрузки, $K_{\text{ВП}} = 1,25$; $K_{\text{сцеп}}$ - коэффициент сцепления при допустимом буксовании, $K_{\text{сцеп}} = 0,773$ - гусеничный движитель стерня

колесовых; $K_{n_{6k}}$ - коэффициент нагрузки ведущих колес, $K_{n_{6k}} = 1$ – гусеничный движитель; K_{xa} - коэффициент, показывающий долю сопротивления качению, обусловленную деформацией опорной поверхности, $K_{xa} = 0,5$ гусеничный движитель; f - коэффициент сопротивления качению, $f = 0,09$ гусеничный движитель стерня колесовых; g - ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с.

$$m_3 = \frac{1,25 \cdot 40}{0,773 \cdot 1 - 0,5 \cdot 0,09 \cdot 9,81} = 7,00 \text{ т}$$

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.

$$m_K = \frac{m_3}{1,1} = \frac{7,00}{1,1} = 6,36(36) \text{ т}$$

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.

$$N_{eu} = \frac{(P_{kph} + P_f) \cdot V_{dh}}{(1 - K_{бдоп}) \cdot Kn\partial_{TP} \cdot K_{33}}$$

где P_f - сила сопротивления качения, $P_f = m_3 \cdot f \cdot g = 7 \cdot 0,09 \cdot 9,81 = 6,18$ кН; $Kn\partial_{TP}$ - механический КПД трансмиссии,

$$Kn\partial_{TP} = Kn\partial_x \cdot Kn\partial_{ц}^{nц} \cdot Kn\partial_k,$$

здесь $Kn\partial_x$ - механический КПД трансмиссии, учитывающий потери холостого хода, $Kn\partial_x = 0,96$; $Kn\partial_{ц}$, $Kn\partial_k$ - механический КПД цилиндрической и конической пары шестерен, $Kn\partial_{ц} = 0,985$; $Kn\partial_k = 0,975$; $n_{ц}$, - число цилиндрических пар шестерен, работающих на одной передаче, $n_{ц} = 4$.

$$Kn\partial_{TP} = 0,96 \cdot 0,985^4 \cdot 0,975 = 0,881$$

$$N_{eu} = \frac{40 + 6,18 \cdot 2,2}{1 - 0,05 \cdot 0,881 \cdot 0,85} = 142,81 \text{ кВт}$$

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

1. Основные технические параметры

п/п	Наименование параметра	Трактор прототип Т-4М	Расчетный
1	Назначение двигателя	тракторный	тракторный
2	Тип двигателя	дизель	дизель
3	Тактность двигателя	4	4
4	Номинальная мощность, кВт	80,9	142,81
5	Номинальная частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	1600	1600

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 15,8

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 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:

$$T_k = T_o \cdot \left(\frac{p_k}{p_o} \right)^{\frac{n_k-1}{n_k}},$$

где n_k - показатель политропы сжатия воздуха в компрессоре. В зависимости от типа компрессора значение n_k принимаем равным 1,5

$$T_k = 293 \cdot \left(\frac{0,14}{0,1} \right)^{\frac{1,5-1}{1,5}} = 327,775 \text{ К}$$

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.

$$p_{rh} = 0,75 \div 0,98 \text{ atm} = 0,76 \cdot 0,14 = 0,1064 \text{ МПа}$$

Температура остаточных газов.

T_r принимаем равной 820 К

Температура подогрева свежего заряда.

$$\Delta T_u \text{ принимаем } (-5) \text{ }^{\circ}\text{C}$$

2.2. Расчет давления в конце впуска

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

$$p_a = p_k - \Delta p_a,$$

где Δp_a - потери давления во впускной системе.

$$\Delta p_a = \beta^2 + \xi_{en} \cdot \frac{\omega_{en}^2 \cdot \rho_k}{2} \cdot 10^{-6},$$

где β - коэффициент затухания скорости движения заряда в рассматриваемом сечении цилиндра, ξ_{en} - коэффициент сопротивления впускной системы, отнесенный к наиболее узкому ее сечению; ω_{en} - средняя скорость движения заряда в наименьшем сечении впускной системы, м/с; ρ_k - плотность заряда на впуске, кг/м³.

По опытным данным в современных двигателях на номинальном режиме работы $\beta^2 + \xi_{en} = 2,5 \div 4,0$ принимаем 3 и $\omega_{en} = 50 \div 130$ м/с. принимаем 80

Плотность заряда на впуске:

$$\rho_k = \frac{p_k \cdot 10^6}{R_e \cdot T_k},$$

где R_e - удельная газовая постоянная воздуха, $R_e = 287$ Дж/(кг К);

$$\rho_k = \frac{0,14 \cdot 10^6}{287 \cdot 327,78} = 1,48822$$

$$\Delta p_a = 2,5 \cdot \frac{80^2 \cdot 1,488}{2} \cdot 10^{-6} = 0,011905 \text{ МПа}$$

$$p_a = 0,14 - 0,0119 = 0,128 \text{ МПа}$$

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*):

$$\gamma_r = \frac{T_k + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{\varphi_{oq} \cdot p_r}{\varepsilon \cdot \varphi_{dos} \cdot p_a - \varphi_{oq} \cdot p_r};$$

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

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

$$\gamma_r = \frac{327,775 - 5}{820} \cdot \frac{1 \cdot 0,1064}{15,8 \cdot 1,1 \cdot 0,128 - 1 \cdot 0,1064} = 0,01975$$

2.4. Расчет температуры в конце впуска и коэффициента наполнения

Температура в конце впуска T_a определяется:

$$T_a = \frac{T_k + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{327,775 - 5 + 0,01975 \cdot 820}{1 + 0,01975} = 332,4091 \text{ К}$$

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

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{T_k}{T_k + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_k} \cdot \frac{\varphi_{dos} \cdot \varepsilon \cdot p_a - \varphi_{oq} \cdot p_r}{\varepsilon - 1} = \\ &= \frac{338,339}{338,339 + 10} \cdot \frac{1}{16 - 1} \cdot \frac{1}{0,15} \cdot \frac{11 \cdot 16 \cdot 0,135 - 1 \cdot 0,147}{11 \cdot 16 - 1} = 0,967 \end{aligned}$$

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, $n_1 = 1,366$

$$p_c = 0,135 \cdot 16^{1,366} = 6,003 \text{ МПа}$$

$$T_c = 360,913 \cdot 16^{1,366-1} = 995,664 \text{ К}$$

Коэффициент избытка воздуха.

Для работы на номинальном режиме работы коэффициент избытка воздуха α принимаем равным 1,7

Топливо.

Состав топлива и его теплота сгорания принимаются по таблице 2.

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, $\frac{\text{кг_воздуха}}{\text{кг_топлива}}$:

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

в объемных единицах $\frac{\text{кмоль}}{\text{кг_топлива}}$:

$$L_o = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O_T}{32} \right) = \frac{1}{0,208} \cdot \left(\frac{0,87}{12} + \frac{0,126}{4} - \frac{0,004}{32} \right) = 0,5 \frac{\text{кмоль}}{\text{кг_топлива}}$$

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

$$L = \alpha \cdot L_o = 1,7 \cdot 0,5 = 0,85$$

Количество остаточных газов в цилиндре M_r определяется кмоль/кг,

$$M_r = \gamma_r \cdot L = 0,028 \cdot 0,85 = 0,024$$

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 $\alpha > 1$:

$$M_2 = L + \frac{H}{4} + \frac{O_T}{32} = 0,85 + \frac{0,126}{4} + \frac{0,004}{32} = 0,882$$

$$M_z = 0,882 + 0,024 = 0,906$$

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,882}{0,85} = 1,038$$

$$\mu_o = \frac{\mu_o + \gamma_r}{1 + \gamma_r} = \frac{1,038 + 0,028}{1 + 0,028} = 1,037$$

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_{cp} , между которыми существует зависимость:

$$\mu_{cp} = \mu_{cv} + 8,314$$

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

$$\mu_{cv} = 20,2 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot T_c = 20,2 + 1,74 \cdot 10^{-3} \cdot 995,664 = 21,932$$

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

при $\alpha \geq 1$

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

Температуру в конце процесса сгорания определяют по следующему выражению.

для дизельных двигателей:

$$\frac{\xi \cdot Q_h}{\alpha \cdot L_o \cdot 1 + \gamma_r} + \mu_{cvc} + 8,314 \cdot \lambda \cdot T_c = \mu_o \cdot \mu_{cvz} \cdot T_z$$

где ξ - коэффициент использования теплоты, $\xi = 0,86$; λ - степенью повышения давления, $\lambda = 1,5$

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

$$a = \mu_o \cdot 0,0001 \cdot \left(15,5 + \frac{13,8}{\alpha} \right) = 1,037 \cdot 0,0001 \cdot \left(15,5 + \frac{13,8}{1,7} \right) = 0,0024$$

$$b = 8,314 \cdot \mu_0 + \mu_0 \cdot \left(20,2 + \frac{0,92}{\alpha} \right) = 8,314 \cdot 1,038 + 1,038 \cdot \left(20,2 + \frac{0,92}{1,7} \right) = 30,13$$

$$c = \frac{\xi \cdot Q_h}{L \cdot 1 + \gamma_r} + \mu_{cvc} + 8,314 \cdot \lambda \cdot T_c = \frac{0,86 \cdot 42500}{0,85 \cdot 1 + 0,028} + 21,932 + 8,314 \cdot 1,5 \cdot 995,664 = 81659,795$$

$$0,0024 \cdot T_z^2 + 30,13 \cdot T_z - 81659,795 = 0$$

$$D = 30,13 - 4 \cdot 0,0024 \cdot 81659,795 = 1691,751$$

$$T_z = \frac{-30,13 + \sqrt{1691,751}}{2 \cdot 0,0024} = 2291,854 \text{ К}$$

Давление газов в конце сгорания, $p_z = \lambda \cdot p_c = 1,5 \cdot 6,003 = 9,005 \text{ МПа}$

Степень предварительного расширения.

$$\rho = \frac{\mu_o}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,037}{2} \cdot \frac{2291,854}{995,664} = 1,591$$

2.8. Расчет процесса расширения

Предполагают, что расширение происходит по политропному процессу

со средним показателем политропы n_2 , принимаем равный 1,277

Степень последующего расширения для дизелей определяем по выражению:

$$\delta = \frac{\varepsilon}{\rho} = \frac{16}{1,591} = 10,057$$

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

дизельный двигатель:

$$p_b = \frac{p_z}{\delta^{n_2}} = \frac{9,005}{10,057^{1,277}} = 0,472 \text{ МПа}$$

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}} = \frac{2291,854}{10,057^{1,277-1}} = 1212,38 \text{ К}$$

Проверка ранее принятой температуры остаточных газов осуществляется по формуле:

$$T_r = \frac{T_b}{\sqrt[3]{\frac{p_b}{p_r}}} = \frac{1212,38}{\sqrt[3]{\frac{0,472}{0,147}}} = 821,796 \text{ К}$$

$$\Delta T_r = 100 \cdot \frac{T_{rp} - T_{rnp}}{T_{rnp}}$$

Погрешность составляет:

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

$$\Delta T_r = 100 \cdot \frac{821,766 - 810}{810} = 1,46 \text{ \%}$$

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

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

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

$$p_i = \frac{0,95 \cdot 6,003}{16 - 1} \cdot \left[1,5 \cdot \left(1 - \frac{1}{1,277 - 1} \right) + \frac{1,5 \cdot 1,591}{1,277 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{10,057^{1,277-1}} \right) - \frac{1}{1,366 - 1} \cdot \left(1 - \frac{1}{16^{1,366-1}} \right) \right] = 1,22$$

МПа

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

$$\eta_i = \frac{p_i \cdot l_o \cdot \alpha}{Q_n \cdot \rho_k \cdot \eta_v} = \frac{1,22 \cdot 14,452 \cdot 1,7}{42,5 \cdot 1,545 \cdot 0,967} = 0,472$$

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

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i \cdot Q_n} = \frac{3600}{0,472 \cdot 42,5} = 179,44$$

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:

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

где S - ход поршня, $S = 125$ мм.

$$V_{n, cp} = \frac{125 \cdot 2200}{30 \cdot 10^3} = 9,167 \text{ м/с}$$

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

$$p_m = 0,089 + 0,0118 \cdot V_{n, cp} = 0,089 + 0,0118 \cdot 9,167 = 0,197$$

Среднее эффективное давление, МПа

$$p_e = p_i - p_m = 1,22 - 0,197 = 1,023$$

Относительный уровень механических потерь характеризует механический КПД:

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} = \frac{1,023}{1,22} = 0,839$$

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

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = 0,472 \cdot 0,839 = 0,396$$

$$g_e = \frac{3600}{\eta_e \cdot Q_n} = \frac{3600}{0,396 \cdot 42,5} = 213,904 \text{ г/кВтч}$$

2.11. Расчет основных размеров двигателя

Рабочий объем цилиндра, л (дм^3):

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

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

$$V_h = \frac{30 \cdot 4 \cdot 86,772}{1,023 \cdot 2200 \cdot 4} = 1,157 \text{ л}$$

Диаметр цилиндра, мм

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

где ψ - отношение хода поршня к диаметру цилиндра, $\psi = 1,136$

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 1,157}{3,14 \cdot 1,136}} = 109,067 \text{ мм} \quad \text{Примем 110 мм.}$$

Тогда ход поршня, мм:

$$S = D \cdot \psi = 125 \cdot 1,136 = 124,96 \text{ мм} \quad \text{Примем 125 мм.}$$

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

Основные параметры и показатели двигателя определяются по окончательно принятым значениям $D = 110$ и $S = 125$.

Рабочий объем цилиндра, л:

$$V_h = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot S \cdot 10^{-6} = \frac{3,14 \cdot 110^2}{4} \cdot 125 \cdot 10^{-6} = 1,187 \text{ л}$$

Эффективная мощность двигателя, кВт:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_h \cdot n \cdot i}{30 \cdot \tau} = \frac{1,023 \cdot 1,187 \cdot 2200 \cdot 4}{30 \cdot 4} = 89,071 \text{ кВт}$$

Эффективный крутящий момент, кН м:

$$M_e = 9,55 \cdot \frac{N_e}{n} = 9,55 \cdot \frac{89,071}{2200} = 0,387$$

Часовой расход топлива, кг/ч:

$$G_T = N_e \cdot g_e \cdot 10^{-3} = 89,071 \cdot 213,904 \cdot 10^{-3} = 19,053$$

*ПОСТРОЕНИЕ ГРАФИКОВ ПО ТЕПЛОВОМУ И
ДИНАМИЧЕСКОМУ РАСЧЕТУ ДВИГАТЕЛЯ*

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

$$V_C = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}; V_a = V_b = \varepsilon \cdot V_C; V_z = \rho \cdot V_C; V_r = V_C \text{ (дизельный двигатель).}$$

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 $p_x \cdot Vx^{n1} = p_a \cdot Va^{n1}$, откуда

$$p_x = p_a \cdot \left(\frac{Va}{Vx} \right)^{n1}$$

где p_x и Vx - давление, и объем в искомой точке процесса сжатия. Отношение $\frac{Va}{Vx}$ изменяется в пределах от 1 до ε

Va/Vx	1	1,5	2	2,5	4	5,5	7
Vx	1,266	0,844	0,633	0,507	0,316	0,23	0,181
Px	0,135	0,235	0,348	0,472	0,897	1,386	1,926
<hr/>							
Va/Vx	8,5	10	11,5	13	15	16	
Vx	0,149	0,127	0,11	0,097	0,084	0,079	
Px	2,511	3,136	3,795	4,487	5,456	5,861	

Аналогично для политропы расширения

$$p_x = p_b \cdot \left(\frac{Vb}{Vx} \right)^{n2}$$

Для дизельных двигателей отношение $\frac{V_a}{V_x}$ изменяется в пределах $1\dots\delta$.

Vb/Vx	1	1,5	2	2,5	4	5,5
Vx	1,266	0,844	0,633	0,507	0,316	0,23
Px	0,472	0,792	1,144	1,521	2,772	4,163
Vb/Vx	7	8,5	10	10,057		
Vx	0,181	0,149	0,127	0,126		
Px	5,664	7,258	8,932	8,997		

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.

2. Индикаторная диаграмма в координатах pV .

Индикаторная диаграмма в координатах pV может быть перестроена в $p\varphi$ методом Брикса. Для этого на отрезке V_h строятся полуокружность с центром 0 , из которого через 30° (лучше через 15°) проводят лучи до пересечения с полуокружностью. Затем из центра

0_1 отстоящем от центра 0 на расстоянии $\frac{r \cdot \lambda}{2}$, проводят лучи $0_1 1'$; $0_1 2'$; 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 $r = \frac{S}{2} = \frac{125}{2} = 62,5$ мм - радиус кривошипа и $\lambda = \frac{r}{L}$ - отношение радиуса

кривошипа к длине шатуна. Примем $\lambda = 0,24$. Тогда поправка Брикса будет равна

$$\frac{62,5 \cdot 0,24}{2} = 7,5$$

мм

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 0_1 сдвинутую относительно

центра 0 окружности кривошипа на $\frac{r \cdot \lambda}{2}$ в сторону Н.М.Т. Чаще всего перемещение поршня определяют путем вычисления по вышеприведенной формуле для различных углов φ , причем значения в квадратных скобках для каждого угла для $\lambda = 0,24$ приводятся в литературе. 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 $1,625 V_{ср}$ и соответствует $74\dots77^\circ$ поворота коленчатого вала от ВМТ

φ	15	30	45	60	75	90
V_n	4,566	8,891	11,883	13,958	14,761	14,392
<hr/>						
φ	105,0	120,0	135,0	150,0	165,0	180,0
V_n	13,038	10,968	8,5	5,701	2,859	0

Кривая ускорения поршня $j = f(x)$ строится там же где и скорость. Для построения находят максимальное ускорение $j_{\max} = \omega^2 \cdot r \cdot (1 + \lambda) = 230,267^2 \cdot 0,0625 \cdot 1 + 0,24 = 4273,757$

м/с^2	минимальное	ускорение
----------------	-------------	-----------

$$j_{\min} = -\omega^2 \cdot r \cdot (1 - \lambda) = -230,267^2 \cdot 0,0625 \cdot 0,24 = -2619,399 \text{ м/с}^2.$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 2200}{30} = 230,267 \text{ с}^{-1}$$

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 $EF = 3 \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \lambda = 3 \cdot 230,267^2 \cdot 0,0625 \cdot 0,24 = 2481,136$; точка F соединяется с точками C и D . Отрезки CF и FD делятся на произвольное, но равное число отрезков. Точки 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 $j = f(x)$

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

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

где m_n - масса поршневого комплекта;

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

где m_u - масса шатуна.

Для приближенного определения значений m_u , m_n , можно использовать

конструктивные массы $m' = \frac{m}{F_n}$, (кг/м^2 или г/см^2), приведенные в таблице 3.

3. Конструктивные массы деталей шатунно-поршневой группы в кг/м^2

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

Силы давления газов, изображенные на индикаторной диаграмме $P = f(\psi)$ 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 $R_1 = m'_j \omega^2 r * 10^{-6}$, а второго порядка $R_2 = m'_j \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \lambda \cdot 10^{-6}$

где $m'_j = m'_n + 0,275 \cdot m'_u = 250 + 0,275 \cdot 300 = 332,5$ кг/м²

$$R_1 = 332,5 \cdot 230,267^2 \cdot 0,0625 \cdot 10^{-6} = 1,102 \text{ МПа}$$

$$R_2 = 332,5 \cdot 230,267^2 \cdot 0,0625 \cdot 0,24 \cdot 10^{-6} = 0,264 \text{ МПа}$$

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, проходящими 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.

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.

6. Диаграмма тангенциальных сил и суммарного крутящего момента

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

нормальную силу $N = P \cdot \cos\beta$, 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

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

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:

$$\mu_M = \mu_p \cdot r \cdot F_n = 0,045 \cdot 0,0625 \cdot 0,0095 = 0,0000267 \frac{MH \cdot m}{mm}$$

где μ_M - масштаб моментов, $\frac{MH \cdot m}{mm}$; μ_p - масштаб давления, $\frac{M\text{Pa}}{m^2 / mm}$; r - радиус кривошипа, m ; F_n - площадь поршня, m^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

$$\rho = \frac{\sum F_{nol} - \sum F_{omp}}{l_{abc}} = \frac{2656,174 - 46,734}{144} = 18,121$$

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

Тогда крутящий момент $M_{KP} = \rho \cdot \mu_M \cdot \eta_M$; здесь η_M - механический к.п.д. двигателя.

$$M_{KP} = 18,121 \cdot 0,0000267 \cdot 0,839 \cdot 10^{-3} = 0,406$$

Крутящий момент двигателя на номинальном режиме определяется по выражению:

$$M_e = 9,55 \cdot \frac{N_e}{n} = 9,55 \cdot \frac{89,071}{2200} = 0,387 \text{ кНм}$$

$$\Delta = \frac{M_{KP} - M_e}{M_e} \cdot 100\% = \frac{0,406 - 0,387}{0,406} \cdot 100\% = 4,68\%$$

Расхождения в значениях крутящего момента не должны превышать 5%.

4 Тяговый расчет трактора

4.1 Расчет и построение теоретической регуляторной характеристики двигателя

Характеристика двигателя, оборудованного встроенным регулятором снятая в функции частоты вращения коленчатого вала, называется скоростной характеристикой с регуляторной ветвью. Она используется для анализа работы двигателя на режимах нагрузки. Для оценки показателей работы двигателя на регуляторной ветви удобна характеристика построенная в функции мощности. Регуляторная характеристика, построенная в функции крутящего момента принимается при изучении тяговых качеств трактора.

Исходные данные для расчета:

$$N_{eh}=86,908 \text{ кВт}$$

$$n_h = 2200 \text{ об/мин}$$

$$M_e = 9,55 \cdot \frac{N_e}{n} = 9,55 \cdot \frac{86,908}{2200} = 0,377 \text{ кН/м}$$

$$g_{eh} = 210 \text{ г/кВт ч}$$

Задаемся рядом значений частоты вращения коленчатого вала двигателя. Максимальное значение частоты вращения на холостом ходу двигателя определяется:

$K_p = 0,07$ - степень неравномерности регулятора.

$$n_x = n_h(1+K_p) = 2200(1+0,07) = 2354 \text{ об/мин}$$

$$n_1 = n_x - (N_{e1} / N_{eh})(n_x - n_h) = 2354 - (31,94 / 86,908) \cdot (2354 - 2200) = 2297 \text{ об/мин}$$

Расчет и построение зависимости $N_e = f(n)$ на регуляторном участке характеристики мощность двигателя растет пропорционально от $N_e = 0$ при

$n = n_x$ до $N_e = N_{eh}$ при $n = n_h$.

Значение мощности при частотах вращения n_1, n_2, n_3 определяются по формулам:

$$1 \quad N_{e1} = 0,6 \cdot N_{eh} = 0,6 \cdot 86,908 = 52 \text{ кВт}$$

$$2 \quad N_{e2} = K_3 \cdot N_{eh} = 0,9 \cdot 86,908 = 78,22 \text{ кВт}$$

$$3 \quad N_{e3} = 0,5(N_{e1} + N_{e2}) = 0,5 \cdot (52 + 78,22) = 65,11 \text{ кВт}$$

На безрегуляторной ветви, мощности рассчитываются по имперической формуле:

$$N_{e5} = N_{eh} K_n [2 + b(K_n - 1) - K_n^2] = 86,908 \cdot 0,9 [2 + 1,13(0,9 - 1) - 0,9^2] = 84,24 \text{ кВт.}$$

K_n - относительная частота вращения $K_n = n / n_h$

Принимаю: 0,9; 0,8; 0,7; 0,6; 0,5.

$$n_5 = K_n \cdot n_h = 0,9 \cdot 2200 = 1980 \text{ об/мин}$$

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

Энергонасыщенность трактора:

$$N_{y\vartheta} = \frac{N_{EH}}{m_k} = \frac{86,908}{4,085} = 21,27 \text{ кВт/т.}$$

Величина крутящего момента рассчитывается по формуле:

$$M_{e5} = 9550 \frac{N_E}{n} = 9550 \frac{84,24}{1890} = 425,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

По полученным данным находятся значения частоты вращения, соответствующие максимальной величине крутящего момента.

На регуляторном участке характеристики часовой расход топлива растет пропорционально от $G_t = G_{tx}$ при $n = n_x$ до $G_t = G_{t_{max}}$ при $n = n_{th}$. Часовой расход топлива на режиме номинальной мощности определяется

$$G_{th} = g_{th} \cdot N_{th} \cdot 10^{-3} = 210 \cdot 86,908 \cdot 10^{-3} = 18,25 \text{ кг/ч}$$

На холостом ходу для тракторных дизелей часовой расход топлива составляет:

$$G_{tx} = (0,25 \dots 0,3) \cdot G_{th} = 0,3 \cdot 18,25 = 5,47 \text{ кг/ч}$$

Значение часового расхода при частоте вращения n_1, n_2, n_3 определяется по формуле:

$$G_{T1} = G_{tx} \cdot \frac{N_E}{N_{th}} + G_{tx} = 18,25 - 5,47 \cdot \frac{52}{86,908} + 5,47 = 13,11 \text{ кг/ч}$$

Величина удельного эффективного расхода топлива находится

$$g_{el} = \frac{G_t}{N_{E1}} \cdot 10^3 = \frac{13,11}{52} \cdot 10^3 = 252 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$$

при $n \rightarrow n_x$, $g_e \rightarrow$ бесконечность

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

$$g_{e5} = g_{th} [Kn(Kn - C) + C] = 252[0,9(0,9-1,55)+1,55] = 243,18 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$$

где $C = 1,55$ - дизель

Величина часового расхода топлива на безрегуляторной ветви характеристики определяется

$$G_{T5} = \frac{g_e \cdot N_e}{1000} = \frac{210,8 \cdot 86,908}{1000} = 18,25 \text{ кг/ч}$$

Вычислим коэффициент приспособляемости двигателя:

$$K = \frac{M_{e_{max}}}{M_{eH}} = \frac{425,6}{377} = 1,13$$

Таблица 1.5

n , об/мин	n _x	n ₁	n ₂	n ₃	n ₄	K _n				
						0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
	2354	2262	2239	2217	2200	1980	1760	1540	1320	1100
N _e ,кВт.	0	50,7	62,9	75,2	84,5	81,9	76,7	69,3	60,2	50,1
M _e ,Нм.	0	229	284,7	340	382	411	433	447	454	452,9
g _e ,г/кВТ*ч	∞	245,5 8	228,5	217,0	210,5	203,1	199,9	201,0	206,2	215,7
G _T ,кг/ч	4,4	12,4	14,38	16,3	17,78	16,6	15,33	13,9	12,4	10,8

4.2 Определение передаточных чисел трансмиссии.

Передаточное число основной и конечной передач, выбирается ориентируясь на трактор прототип.

Передаточное число коробки на первой основной передаче определяется из условия обеспечения заданных скоростей движения

$$i_{k1} = \frac{\pi * R_3 * n_h (1 - K_{\delta, \text{don.}})}{30 * I_0 * V_{\delta h}} = \frac{3,14 * 0,720 * 2200 * (1 - 0,18)}{30 * 25 * 3,4} = 1,599 \text{ м/с.}$$

где R₃=0,720 м. - радиус качения ведущих колес (по прототипу Беларус 80.1)

I₀=25 – передаточное число главной передачи;

Минимальное значение силы тяги на крюке определяет тяговый диапазон трактора:

$$K_{\text{тяг}} = K_{pT} \cdot \frac{P_{\text{kph}}}{K_{\text{kph}}} = 1,27 \cdot \frac{14}{9} = 1,97$$

где P_{kph1}=9 - номинальная сила тяги трактора предыдущего тягового класса

K_{pT} = 1,27 - коэффициент расширения тяговой зоны;

Как правило, передаточные числа коробки на основных передачах

составляют геометрическую прогрессию. Знаменатель прогрессии рассчитывается по формуле

$$q = \sqrt[m-1]{\frac{P_{k, \text{min}}}{P_{k, \text{max}}}} = \sqrt[6-1]{\frac{13,668}{20,625}} = 0,904 \text{ кН.}$$

$$P_{K, \text{max}} = P_{\text{kph}} + P_f = 14 + 2,625 = 16,625 \text{ кН}$$

P_{K, min} - касательная сила тяги на первой основной передаче

$$P_{\text{kphmin}} = \frac{P_{\text{kph}}}{K_{\text{тяг}}} = \frac{14}{1,97} = 7,1 \text{ кН.}$$

$$P_{K, \text{min}} = P_{\text{kphmin}} + P_f = 7,1 + 2,644 = 9,744 \text{ кН}$$

P_{Kmin} - касательная сила тяги на высшей основной передаче.

Передаточное число коробки на любой основной передаче определяется

$$i_{k6} = i_{k1} \cdot q^{n-1} = 1,599 \cdot 0,904^{4-1} = 1,81$$

где $n=4$ - номер передачи

Передаточное число коробки на высшей транспортной передаче должно обеспечить максимальную скорость движения:

$$i_{k, \text{tr}} = \frac{\pi * R_3 * n_u (1 - K_{\delta, \text{tr}})}{30 I_0 * V_{\text{tr}}} = \frac{3,14 * 0,720 * 2200 * (1 - 0,03)}{30 * 25 * 7,8} = 0,82$$

где $K_{\delta, \text{tr}} = 0,03$ - коэффициент буксования трактора при работе на транспорте.

Расчет текущих значений силы тяги на крюке

$$P_k = P_{kp} + P_f = 9,744 + 2,644 = 12,388 \text{ кН.}$$

$$P_{kp} = \frac{M_e \cdot K_{n\delta, \text{tr}} \cdot I_0 I_k}{R_3 \cdot 1000} - P_f = \frac{377 \cdot 0,902 \cdot 25 \cdot 0,82}{0,720 \cdot 1000} - 2,644 = 7,04 \text{ кН}$$

4.3 Расчет и построение теоретической тяговой характеристики трактора.

Все расчеты и построения выполняются для трех передач: первой основной; высшей основной; транспортной основной.

Тяговая характеристика дает наглядное представление о тепловых и топливно-экономических показателях трактора. Она строится в функции силы тяги на крюке для установившегося режима работы тракторного агрегата на горизонтальном поле и относится к определенному почвенному фону.

4.4 Построение регуляторной характеристики двигателя. Данные расчета приведены в таблице №1.5, по данным строятся на листе формата А1: $n = f(M_e)$; $N_e = f(M_e)$; $G_t = f(M_e)$

4.5 Построение лучей касательной силы тяги. $P_k = f(M_e)$

P_f откладывается влево от начала координат в том масштабе, что и масштаб силы тяги на крюке, полученная точка обозначается O_1 . Таким образом, ось абсцисс с началом координат в т. O_1 будет являться осью касательной силы тяги P_k . Справа лучи касательной силы тяги ограничиваются максимальным значением крутящего момента.

4.6 Расчет и построение зависимости буксования от силы тяги на крюке.

Расчетный способ построения зависимости основан на применении эмпирических формул, полученных путем статистической обработки опытных данных. Для этого можно использовать формулу:

$$K_\delta = \frac{c \cdot K_{cu}}{1 - d K_{cu}^\kappa},$$

где $K_{сц} = P_{kp}/gm_{сц}$ -коэффициент использования сцепной массы

$$K_{сц} = \frac{P_{kp}}{g \cdot m_{сц}} = \frac{7,04}{9,807 \cdot 4,49} = 0,275$$

$C = 0,246$; $d = 3,06$ - коэффициенты

$\kappa = 3$ - показатель степени

$m_{сц} = m_3$; $K_{нвк} = 4,494 \cdot 1 = 4,494$ т.

$$K_{\delta 1} = \frac{c \cdot K_{сц}}{1 - dK_{сц}^{\kappa}} = \frac{0,246 \cdot 0,275}{1 - 3,06 \cdot 0,275} = 0,072$$

4.7 Расчет и построение лучей теоретических скоростей движения

Производится по формуле:

$$V_m = \frac{\pi \cdot R_3 \cdot n_3}{30 I_0 I_k} = \frac{3,14 \cdot 0,720 \cdot 2217}{30 \cdot 25 \cdot 3,486} = 1,944 \text{ м/с}$$

4.8 Расчёт и построение кривых действительной скорости движения

Действительная скорость движения:

$$V_d = V_m (1 - K_6) = 1,9 (1 - 0,072) = 1,8 \text{ м/с}$$

4.9 Построение зависимости мгновенного расхода топлива $G_t = f(P_{kp})$

Из начала ординат O_1 во Построение зависимости мгновенного расхода топлива восстанавливается перпендикуляр к оси абсцисс и на нем вверх откладывается отрезок равный, в выбранном масштабе, часовому расходу топлива на холостом ходу двигателя. Задаваясь значением силы тяги на крюке, проецируем данную точку на луч касательной силы тяги какой либо передачи и далее на зависимость $G_t = f(M_e)$.

Полученный часовий расход топлива откладывается на ординате, соответствующей выбранному значению силы тяги на крюке.

4.10 Расчет и построение зависимости $g_{kp} = f(P_{kp})$

Величина удельного тягового расхода топлива, соответствующая N_{e1} , N_{e2} , N_{e3} определяется выражением:

$$G_{kp1} = \frac{G_{T1}}{N_{kp1}} \cdot 10^3 = \frac{8,895}{21,8} \cdot 10^3 = 406,2 \text{ г/кВтч.}$$

4.11 Тяговая мощность трактора

$$N_{kp1} = P_{kp1} \cdot V_{d1} = 12,139 \cdot 1,8 = 21,8 \text{ м/с}$$

4.12 Построение зависимости тягового КПД трактора.

Величина тягового КПД трактора рассчитывается по формуле:

$$\frac{N_{kp}}{N_e} = \frac{21,8}{31,94} = 0,685$$

$$K_{\text{пдтяг}} =$$

Данные для построения приведены в таблицах 1.6, 1.7, 1.8.

Для первой передачи, $I_k = 3,347$

Таблица 1.6

P_{kp}, kH	K_δ	$V_t, \text{м/с}$	$V_d, \text{м/с}$	$N_{kp}, \text{kВт}$	$g_{kp}, \text{г/кВтч}$	$K_{\text{пдтяг}}$
12,13	0,072	1,944	1,804	21,89	406,288	0,685
16,02	0,105	1,924	1,723	27,6	369,211	0,691
19,99	0,156	1,905	1,607	32,12	357,606	0,67
22,68	0,217	1,891	1,48	33,57	367,909	0,631
24,63	0,295	1,702	1,199	29,54	391,125	0,572
26,07	0,398	1,513	0,911	23,75	448,138	0,492
27,01	0,511	1,324	0,647	17,48	553,116	0,401
27,44	0,587	1,135	0,468	12,84	671,706	0,338

Для шестой передачи $I_k = 2,02$

Таблица 1.7

P_{kp}, kH	K_δ	$V_t, \text{м/с}$	$V_d, \text{м/с}$	$N_{kp}, \text{kВт}$	$g_{kp}, \text{г/кВтч}$	$K_{\text{пдтяг}}$
6,27	0,035	3,222	3,108	19,50	455,929	0,611
8,62	0,049	3,18	3,032	26,142	389,868	0,655
11,018	0,065	3,156	2,952	32,523	353,256	0,679
12,64	0,076	3,134	2,895	36,604	337,5	0,687
13,819	0,085	2,82	2,58	35,655	324,085	0,691
14,6	0,092	2,507	2,275	33,423	318,554	0,692
15,25	0,098	2,194	1,98	30,202	320,204	0,692
15,516	0,1	1,88	1,692	26,257	328,654	0,692

Для транспортной передачи $I_k = 1,7$

Таблица 1.8

P_{kp}, kH	K_δ	$V_t, \text{м/с}$	$V_d, \text{м/с}$	$N_{kp}, \text{kВт}$	$g_{kp}, \text{г/кВтч}$	$K_{\text{пдтяг}}$
4,864	0,027	3,828	3,724	18,113	491,07	0,567
6,83	0,039	3,789	3,643	24,909	409,163	0,624
8,854	0,051	3,75	3,56	31,516	364,546	0,658

10,22	0,059	3,724	3,503	35,8	345,076	0,672
11,21	0,066	3,351	3,13	35,095	329,256	0,68
11,94	0,071	2,979	2,767	33,055	322,099	0,684
12,42	0,074	2,607	2,413	29,965	322,737	0,687
12,63	0,076	2,234	2,064	26,091	330,755	0,687

Анализ тяговых показателей трактора.

Соответствие расчетных параметров трактора заданию на проектирование:

	По заданию	Проектир.	Расхож. , %
V _{дн} , м/с	3,4	3,607	0,4
V _{дтр} , м/с	7,8	7,86	0,11
P _{кп} , кН.	14	13,99	0,05

Сравнение параметров проектируемого трактора с прототипом:

	Беларус-80.1	Проектир.
Тяговый класс	14	14
Двигатель	Колесный, 4×2	Колесный, 4×2
Мощность, кВт.	56	86.908
Частота вращения, об/мин.	2200	2200
m ₃ , т.	4,15	4,49
Удельная мощность, кВ.		13,035

Буксование трактора при номинальной силе тяги на крюке:

K_б=0,176 < K_{бдоп}=0,18 – трактор соответствует своему тяговому классу.

Тяговый диапазон трактора:

$$K_{\text{тяг}}=16/11=1,45$$

Наибольшая тяговая мощность:

$$N_{\text{кп}}=36,6 \text{ кВт.} - P_{\text{кп}}=10,6 \text{ кН.}$$

Наименьший тяговый расход топлива:

$$G_{\text{кп}}=318 \text{ г/кВт*ч} - P_{\text{кп}}=12,7 \text{ кН.}$$

Наибольший тяговый КПД трактора:

$$K_{\text{пдтяг}}=692 - P_{\text{кп}}=12,5 \text{ кН.}$$

Рекомендуется эксплуатировать при некоторой не догрузке на крюке, эксплуатация в оптимальном тяговом диапазоне:

от 8,6 до 12,5 кН.

5. 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.

Исходными данными для динамического расчета автомобиля являются параметры, которые представлены в таблице 5.1.

Таблица 5.1

п/п	Наименование параметра	Обозначение	Значение
	Тип автомобиля	-	Грузовой
	Грузовместимость	$m_{gp,T}$	1
	Коэффициент сопротивления качению	f_0	0,015
	Максимальная скорость движения на данной дороге	$V_{max, м/с}$	21
	Максимальный приведенный коэффициент дорожного сопротивления	$K_{дор.max}$	0,35
	Число передач	m	4

5.1 Определение полной массы автомобиля.

Полная масса автомобилей складывается:

$$m_a = m_{gp} + m_0 + m_{вод}.$$

Собственная масса автомобиля m_0 определяется выбранным значением коэффициента грузоподъемности.

Значения коэффициента грузоподъемности составляют:

$K_{gp} = 1$ – грузовой автомобиль. Собственная масса автомобиля:

$$m_0 = \frac{m_e}{K_{gp}} = \frac{1}{1} = 1 \text{ м.}$$

Масса водителя принимается равной: $m_{вод} =$

75 кг.

При наличии в автомобиле экспедитора, кондуктора и прочих, $m_{вод}$ увеличивается вдвое.

Полная масса автомобиля:

$$m_a = m_e + m_0 + 0.075 \cdot n_{об} = 1 + 1 + 0.15 = 2.15 \text{ т.}$$

5.2 Определение мощности двигателя для автомобиля

При расчете и окончательном выборе номинального значения эффективной мощности двигателя необходимо руководствоваться следующим. При повышенной мощности двигателя улучшается приемистость автомобиля, увеличивается его средняя скорость, но при этом увеличиваются масса и размеры двигателя, его стоимость, снижается топливная экономичность. Кроме того, при недостаточной мощности ухудшаются тягово-динамические свойства и уменьшается производительность автомобиля, он может создавать помехи в дорожном движении.

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

$$N_{EH} = \frac{P_f + P_w \cdot V_{max}}{K_{n\partial,mp}}, \text{ кВт}$$

где P_f – сила сопротивления качения, кН; P_w – сила сопротивления воздуха, кН

При расчете силы сопротивления качению необходимо учитывать зависимость коэффициента сопротивления качению от скорости движения:

$$P_f = f_v \cdot g \cdot m_a = 0,019 \cdot 9,807 \cdot 2,15 = 0,407 \text{ кН}$$

f_v – коэффициент сопротивления качению, определяемый по эмпирической зависимости коэффициента сопротивлению качению от скорости движения:

$$f_v = f_0 \left(1 + 13 \frac{V^2}{20000} \right) = 0,015 \left(1 + 13 \frac{21^2}{20000} \right) = 0,019$$

Сила сопротивления воздуха определяется по выражению:

$$P_w = 0,5 \cdot C_x \cdot \Pi_w \cdot F \cdot V^2 / 1000 = 0,5 \cdot 0,95 \cdot 1,293 \cdot 3 \cdot 21^2 / 1000 = 0,813 \text{ кН}$$

где $C_x = 0,95$ – коэффициент лобового сопротивления;

Π_w – плотность воздуха = 1,293 кг/м³; $F = 3$ – площадь лобовой поверхности автомобиля, м².

Механический КПД трансмиссии $K_{n\partial,mp}$.

$$K_{n\partial,mp} = K_{n\partial,x} \cdot K_{n\partial,\eta}^{N_\eta} \cdot K_{n\partial,k}^{N_k},$$

$K_{n\partial,x}$ – механический КПД трансмиссии, учитывающий потери холостого хода.

$$K_{n\partial,x} = 0,96$$

$K_{n\partial,\eta}, K_{n\partial,k}$ – механический КПД цилиндрической и конической пары шестерен.

$K_{n\partial,\eta} = 0,985$; $K_{n\partial,k} = 0,975$; N_η, N_k – число цилиндрических и конических пар шестерен, работающих на одной передаче (5 цилиндрических, 1 коническая)

$$K_{n\partial,mp} = 0,96 \cdot 0,985^5 \cdot 0,975 = 0,908$$

$$N_{\text{ен}} = \frac{0,407 + 0,813 \cdot 21}{0,908 \cdot 1000} = 28,2 \text{ кВт.}$$

5.3 Расчет и построение теоретической скоростной характеристики двигателя.

Исходные данные для расчета:

$$N_e = 28,2 \text{ кВт}$$

$$n_h = 4000 \text{ об/мин}$$

$$g_{\text{ен}} = 305 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}$$

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

$$N_e = N_{\text{ен}} \cdot k_n \cdot (1 + b \cdot (k_n - 1)) = 28,2 \cdot 1,2 \cdot (1 + 1,13 (1,2 - 1)) = 25,722 \text{ кВт;}$$

где $b=1$ – коэффициент; карбюраторный двигатель,

$$k_n = \frac{n}{n_h};$$

k_n – относительная частота вращения

Расчет скоростной характеристики выполняется уменьшением относительной частоты вращения с шагом 0,1. Вычисления выполнены со значения k_n равного.

$k_n=1,2$ – двигатель без регулятора частоты вращения.

Крутящий момент двигателя определяется:

$$M_e = \frac{30000 \cdot N_e}{n \cdot \pi} = \frac{30000 \cdot 25,72}{4800 \cdot 3,14} = 0,051 \text{ кН}\cdot\text{м;}$$

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

$$g_e = g_{\text{ен}} \cdot (1 + c) = 305 \cdot (1 + 1,2) = 366 \text{ г/кВт}\cdot\text{ч;}$$

$g_{\text{ен}}$ – удельный эффективный расход топлива при номинальной мощности (берем из теплового расчета двигателя);

c -коэффициент, $c=1,2$ – для карбюраторного двигателя

Мгновенный расход топлива определяется:

$$G_T = \frac{g_e \cdot N_e}{1000} = \frac{366 \cdot 25,72}{1000} = 9,414 \text{ кг/ч;}$$

Результаты расчетов представлены в таблице 5.2

Таблица 5.2 Внешняя скоростная характеристика двигателя

K_n	1.2	1.1	1	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2
$n, \text{об/мин}$	4800	4400	4000	3600	3200	2800	2400	2000	1600	1200	800

N _e , кВт	25,72	27,61	28,20	27,66	26,17	23,88	20,98	17,62	13,98	10,23	6,54
M _e , Нм	0,051	0,06	0,067	0,073	0,078	0,081	0,083	0,084	0,083	0,081	0,07
g _e , Г/КВт	366	332,4	305	283,6	268,4	259,2	256,2	259,2	268,4	283,6	305
G _t , кг/ч	9,41	9,18	8,60	7,84	7,02	6,19	5,37	4,57	3,75	2,90	1,99

Графики внешней скоростной характеристики представлены на 3-ом листе формата А4 курсового проекта.

5.4 Определение передаточных чисел трансмиссии.

5.4.1. Расчет радиуса ведущего колеса

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

$$P_{ш} = \frac{K_{дз} \cdot B_3 \cdot g \cdot m_a}{Z_3} = \frac{1,1 \cdot 0,5 \cdot 9,807 \cdot 2,15}{2} = 5798 \text{ Н;}$$

K_{дз}=1,1 – коэффициент динамического перераспределения нагрузки на задние колеса;

B₃=0,5 – доля массы, приходящаяся на задние колеса неподвижного автомобиля с полной нагрузкой, - грузовой автомобиль;

Z₃=2 – число шин задних колес

В соответствии с ГОСТ 4754-80 выбираем шины таким образом, чтобы P_{max}≥P_ш,

P_{max} – максимально допустимая нагрузка на шину, Н.

Таблица 5.3

Диаметр обода, мм	D _о =380
Ширины шины, мм	B=235
Коэффициент профильности шины	K _{ппш} =1
Давление воздуха в шине, кгс/см ²	P _{вш} =2,0
Обозначение шины	235/75 R 15

Правильность выбора проверяем по эмпирической формуле:

$$P_{max} = \frac{K_{грш} \cdot 9,807 \cdot B_{ш}^2 \cdot D_o + B_{ш} \cdot P_{вш} + 1}{D_o + 2 \cdot B_{ш}} = \frac{0,0065 \cdot 9,807 \cdot 235^2 \cdot 380 + 235 \cdot 2,0 + 1}{380 + 2 \cdot 235} = 6007 \text{ Н.}$$

K_{грш} – коэффициент удельной грузоподъемности шины,

K_{грш}=0,0065 – радиальные шины грузовых автомобилей.

B_ш – ширина шины, мм;

D_o – внутренний диаметр шины, мм;

$P_{вш}$ – давление воздуха в шине, кгс/см².

Радиус ведущего колеса рассчитывается:

$$R_3 = \left(\frac{D_o}{2} + K_{пш} \cdot K_{дш} \cdot B_{ш} \right) \div 1000 = \left(\frac{235}{2} + 235 \cdot 0,9 \cdot 1 \right) \div 1000 = 0,249 \text{ м}$$

$K_{пш}$ =1 – коэффициент профильности шины,

$K_{дш}$ =0,9 – коэффициент деформации шины;

5.4.2. Определение передаточных чисел трансмиссии.

Передаточное число главной передачи определяется из условия движения автомобиля на высшей передаче с максимальной скоростью при определенном режиме работы двигателя (обычно нормальном).

$$I_0 = \frac{3,14 \cdot R_3 \cdot n_h}{30 \cdot I_{km} \cdot V_{max}} = \frac{3,14 \cdot 0,249 \cdot 4000}{30 \cdot 1 \cdot 21} = 4,964$$

I_{km} =1 – передаточное число коробки на высшей передаче, – прямая передача.

Передаточное число коробки на первой передаче:

$$I_{k1} = \frac{K_{дормакс} \cdot 9,807 \cdot m_a \cdot R_3}{K_{норм} \cdot I_0 \cdot M_{e_{max}}} = \frac{0,35 \cdot 9,807 \cdot 2,15 \cdot 0,249}{0,908 \cdot 4,964 \cdot 0,085} = 4,882$$

Максимальное значение передаточного числа коробки из условия сцепления:

$$I_{kc} = \frac{K_{сц} \cdot 9,807 \cdot B_3 \cdot K_{дз} \cdot R_3 \cdot m_a}{M_{e_{max}} \cdot I_0 \cdot K_{норм}} = \frac{0,8 \cdot 9,807 \cdot 0,55 \cdot 1,1 \cdot 0,249 \cdot 2,15}{0,085 \cdot 4,964 \cdot 0,908} = 6,138$$

Коэффициент сцепления на хорошей дороге $K_{сц}=0,8$, также должно соблюдаться условие $I_{k1} < I_{kc}$.

Ряд передаточных чисел коробки передач составляет геометрическую прогрессию:

$I_{kn} = I_{k1} \cdot q^{n-1}$, где n – номер передачи, q – знаменатель геометрической прогрессии, который равен:

$$q = \sqrt[m-1]{\frac{I_{km}}{I_{k1}}} = \sqrt[3]{\frac{1}{4,964}} = 0,589$$

m – количество передач.

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

образом, чтобы $\frac{I_{k2}}{I_{k1}} < \frac{I_{k3}}{I_{k2}} < \frac{I_{k4}}{I_{k3}}$.

$$I_{k2} = I_{k1} \cdot q^{n-1} = 4,889 \cdot 0,589^1 = 2,878$$

$$I_{k3} = I_{k1} \cdot q^{n-1} = 4,889 \cdot 0,589^2 = 1,696$$

$$I_{k4} = I_{k1} \cdot q^{n-1} = 4,889 \cdot 0,589^3 = 1$$

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

5.5.1. Расчет скоростей движения.

Скорости движения автомобиля на всех передачах рассчитываются по формуле:

$$V_a = \frac{3,14 \cdot n \cdot R_3}{30 \cdot I_0 \cdot I_k} = \frac{3,14 \cdot 4800 \cdot 0,249}{30 \cdot 4,964 \cdot 1} = 25,2 \text{ м/с}$$

значения аргумента n берутся из скоростной характеристики двигателя /табл.5.2/.

Скорости движения заносим в соответствующие графы итоговой таблицы №5.4.

5.5.2. Расчет и построение тяговой диаграммы движения.

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

$$P_k = \frac{M_e \cdot K_{n\text{dmp}} \cdot I_0 \cdot I_k}{R_3} = \frac{0,051 \cdot 0,908 \cdot 4,964 \cdot 1}{0,249} = 0,926 \text{ Н.}$$

значение аргумента M_e берем из скоростной характеристики двигателя /табл.5.2/.

Силу сопротивления качению рассчитываем:

$$P_f = f_v \cdot 9,807 \cdot m_a = 0,019 \cdot 9,807 \cdot 2,15 = 0,407$$

где f_v – коэффициент сопротивления качению при определенной скорости движения:

$$f_v = f_0 \cdot \left(1 + 13 \cdot \frac{V_a^2}{20000} \right) = 0,019 \cdot \left(1 + \frac{25,2^2}{20000} \right) = 0,0211$$

f_0 – заданное значение коэффициента сопротивления качению.

Сила сопротивления воздуха:

$$P_w = 0,5 \cdot C_x \cdot \Pi_w \cdot F \cdot V_a^2 / 1000 = 0,5 \cdot 0,95 \cdot 1,293 \cdot 3 \cdot 25,2^2 / 1000 = 1,17 \text{ кН.}$$

Сила сопротивления качению и воздуха рассчитываются для значений скоростей движения на высшей передаче. Величины P_k , f_v , P_f , P_w заносим в соответствующие графы итоговой таблицы 2.4. На графике тяговой диаграммы движения наносим – $P_k = f(V)$ для всех передач, $P_f + P_w = f(V)$. По графику тягового баланса находим максимальную скорость движения V_{max} на данной дороге.

5.5.3. Расчет и построение динамической характеристики автомобиля.

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

$$D = \frac{P_k - P_w}{9,807 \cdot m_a} = \frac{0,926 - 1,17}{9,807 \cdot 2,15} = -0,012$$

и заносим в соответствующие графы итоговой таблицы 5.4.

5.5.4. Расчет и построение графика мощностного баланса.

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению:

$$N_f = P_f \cdot V_a = 0,442 \cdot 25,2 = 11,138 \text{ кВт.}$$

Мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха:

$$N_w = P_w \cdot V_a = 1,17 \cdot 25,2 = 29,48 \text{ кВт.}$$

Мощность, подводимая к ведущим колесам автомобиля:

$$N_k = N_f + N_w = 11,138 + 29,48 = 40,61 \text{ кВт.}$$

Мощность теряемая в трансмиссии:

$$N_{mp} = N_k \cdot \left(\frac{1}{K_{nomp}} - 1 \right) = 40,618 \cdot \left(\frac{1}{0,908} - 1 \right) = 4,102 \text{ кВт.}$$

расчеты N_f , N_w , N_{tp} выполняются для скоростей движения автомобиля на высшей передаче и заносятся в соответствующие графы итоговой таблицы 5.4. На графике мощностного баланса наносим кривые $N_e = f(V)$ для всех передач, $N_f = f(V)$, $N_k = f(V)$, $N_k + N_{tp} = f(V)$. По графику находим максимальную скорость движения автомобиля V_{max} на данной дороге.

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

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

$$J = \frac{P - f_v \cdot 9,807}{K_{bpm}} = \frac{0,012 - 0,0211 \cdot 9,807}{1,921} = -0,298$$

где K_{bpm} – коэффициент вращающихся масс;

Определяется по формуле:

$$K_{bpm1} = 1,04 + 0,0015 \cdot I_0 \cdot I_K^2 = 1,04 + 0,0015(4,964 \cdot 4,882)^2 = 1,921$$

$$K_{bpm2} = 1,346; K_{bpm3} = 1,146; K_{bpm4} = 1,077$$

Ускорения и величины, обратные ускорениям заносятся в соответствующие графы итоговой таблицы 5.4. На графиках наносим кривые $J=f(V)$ и $1/J=f(V)$ для всех передач.

Таблица 5.4. Итоговая таблица результатов динамического расчета автомобиля.

n	4800	4400	4000	3600	3200	2800	2400	2000	1600	1200	800
V_1	5,161	7,731	4,301	3.871	3,441	3,011	2,581	2,151	1,72	1,29	0,86
P_{k1}	4,523	5,297	5,951	6,487	6,904	7,201	7,38	7,439	7,38	7,201	6,904
D_1	0,212	0,249	0,281	0,306	0,326	0,341	0,349	0,352	0,35	0,341	0,327
J_1	1,005	1,195	1,355	1,487	1,589	1,662	1,707	1,722	1,709	1,666	1,594
E_1	0,995	0,837	0,738	0,673	0,629	0,602	0,586	0,581	0,585	0,6	0,627
V_2	8,756	8,026	7,297	6,567	5,837	5,108	4,378	3,648	2,919	2,189	1,459
P_{k2}	2,666	3,122	3,508	3,824	4,069	4,245	4,35	4,385	4,35	4,245	4,069
D_2	0,12	0,142	0,162	0,178	0,19	0,199	0,205	0,207	0,206	0,201	0,193
J_2	0,758	0,924	1,065	1,181	1,273	1,339	1,38	1,396	1,388	1,354	1,295
E_2	1,32	1,082	0,939	0,846	0,786	0,747	0,725	0,716	0,721	0,739	0,772
V_3	14,85 4	13,61 7	12,37 9		11,14	9,903	8,665	7,427	6,189	4,951	3,714
P_{k3}	1,572	1,84	2,068	2,254	2,399	2,502	2,564	2,585	2,564	2,502	2,399
D_3	0,055	0,071	0,085	0,096	0,105	0,112	0,117	0,119	0,119	0,117	0,113
J_3	0,326	0,464	0,583	0,683	0,763	0,824	0,866	0,889	0,892	0,875	0,84
E_3	3,068	2,154	1,714	1,464	1,31	1,213	1,154	1,125	1,121	1,142	2,191
V_4	25,2	23,1	21	18,9	16,8	14,7	12,6	10,5	8,4	6,3	4,2
P_{k4}	0,926	1,085	1,219	1,329	1,414	1,475	1,512	1,524	1,512	1,475	4,414
D_4	- 0,012	4,823	0,019	0,032	0,042	0,051	0,058	0,063	0,066	0,066	0,066
J_4	- 0,298	-0,14	- 2,282	0,121	0,224	0,309	0,376	0,424	0,454	0,465	0,458
E_4	- 3,353	-7,14	- 4,382	8,246	4,456	3,233	2,661	2,359	2,202	2,149	2,181
f_4	0,021	0,020	0,019	0,018	0,017	0,017	0,016	0,016	0,015	0,015	0,015
P_{f4}	0,442	0,421	0,400	0,379	0,358	0,358	0,337	0,377	0,316	0,316	0,316
N_{f4}	11,13 8	9,725	8,41	7,163	6,014	5,262	4,246	3,538	2,654	2,022	1,327
P_{w4}	1,17	0,983	0,813	0,658	0,520	0,398	0,292	0,203	0,13	0,073	0,032
N_{w4}	29,48	22,71	17,07	12,43	8,74	5,85	3,68	2,13	1,09	0,46	0,13

N _{tp4}	4,102	3,276	2,573	1,979	1,49	1,122	0,8	0,572	0,378	0,251	0,147
N _{k4}	40,61 8	22,10 3	25,48	19,59 3	14,75 4	11,11 2	7,926	5,668	3,744	2,48	0,457
N _{k+N} tp	44,72	35,71 1	28,05 3	21,57 2	16,24 4	12,23 4	8,726	6,24	4,122	2,733	1,604
P _{f+P_w}	1,807	1,568	1,348	1,146	0,964	0,822	0,678	0,573	0,467	0,401	0,353

V – скорость движения автомобиля, м/с;

P_k – касательная сила тяги, кН;

D – динамический фактор;

J – ускорение автомобиля, м/с²;

E – величина обратная ускорению, с²/м;

f - коэффициент сопротивления качению;

P_f – сила сопротивления качению, кН;

N_f – мощность затраченная на преодоление сопротивления качению, кВт;

P_w – сила сопротивления воздуха, кН;

N_w – мощность, расходуемая на сопротивление воздуха, кВт;

N_{tp} – потери мощности в трансмиссии, кВт;

5.6. Характеристики разгона.

5.6.1. Расчет и построение графика времени разгона.

Определение времени разгона автомобиля производим графо-аналитическим методом. Время разгона на каком-то участке изменения скорости движения приближенно

$$dt = \frac{dv}{J_{cp}}$$

можно определить:

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

$$dt = F \cdot \mu_v \cdot \mu_{1/J} = 0,00676$$

где F – площадь криволинейной трапеции, кв.мм.

μ_v – масштаб скорости, на нашем графике $\mu_v = 0,166 \dots \text{м}/(\text{с} \text{мм})$.

$\mu_{1/J}$ – масштаб величины, обратной ускорению, на графике $\mu_{1/J} = 0,04 \text{ с}^2/(\text{м} \text{мм})$

Суммарное время разгона: $t_{pas} = \sum dt$

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_{max}, соответствующей движению автомобиля на

первой передаче при минимально устойчивой частоте вращения коленчатого вала двигателя.

При максимальной скорости движения ускорение автомобиля $J=0$, а, следовательно, $1/J=\infty$. Поэтому расчет и построение графика времени разгона ведем до $V = 0,95 \cdot V_{\max}$. Площадь, ограниченную осью абсцисс, кривыми $1/J$ для всех передач и ординатами V_{\min} и $0,95V_{\max}$ разбиваем на несколько криволинейных трапеций соответственно числу передач. Ординаты проводим через точки пересечения кривых $1/J$ предшествующих передач. Каждую криволинейную трапецию дополнительно разбиваем на 2...5 частей, находим площади трапеций, рассчитываем время разгона. Результаты расчетов представлены в таблице 5.5.

Таблица 5.5. Время разгона автомобиля.

V , м/с	3,33	4,8	6,67	8,83	10	11,67	13,33	15,3	17	18,7	19,95
F , кв.мм	158	117	170	273	190	307	392	670	05	1325	1347
dt , с	1,06	0,78	1,13	1,83	1,27	2,05	2,63	4,49	6,06	8,88	9,02
$t_{\text{раз}}$, с	1,06	1,84	2,98	4,81	6,08	8,14	10,8	15,26	21,3	30,2	39,22

V – скорость конца участка;

F – площадь криволинейной трапеции;

dt – время разгона на одном участке;

t – время разгона нарастающим итогом.

По полученным данным построен график времени разгона автомобиля.

5.6.2. Расчет и построение графика пути разгона.

Путь разгона автомобиля определяем графо-аналитическим методом. Считая за достаточно малый промежуток времени скорость автомобиля величиной постоянной, путь разгона определяется: $dS = V \cdot dt$, т.е. он численно равен площади криволинейной трапеции, ограниченной осью ординат, кривой $t_{\text{раз}} = f(V)$ и двумя абсциссами, проведенными из концов отрезка dt .

$$dS = F \cdot \mu_v \cdot \mu_t, F=0,037 \text{ – площадь криволинейной трапеции, } \text{мм}^2$$

μ_v – масштаб скорости, в нашем случае равен $\mu_v=0,166 \dots \text{м}/(\text{с } \text{мм})$;

μ_t – масштаб времени $\mu_t=0,222 \dots \text{с}/\text{мм}$;

Суммарный путь разгона: $S_{\text{раз}} = \sum dS$. Рекомендуемое время разгона автомобиля от V_{\min} до $0,95V_{\max}$ разбиваем на 14 участков. Для каждого участка находим площадь трапеции, рассчитываем путь разгона и суммарный путь разгона. Результаты расчетов приведены в таблице 5.6.

Таблица 5.6. Путь разгона автомобиля.

V, м/с	3,53	4,8	6,67	8,83	10	11,67	13,33	15,3	17	18,7	19,95
F, кв.мм	46	93	167	362	337	581	898	1730	2700	4297	4694
dS м	1,702	3,44	6,2	13,39	12,47	21,5	33,23	64,01	99,9	158,9	173,6
S _{раз} м	1,702	5,142	11,34	24,73	37,2	58,7	91,93	155,9	225,8	419,8	588,51

V – скорость конца участка;

F – площадь криволинейной трапеции;

dS – путь разгона на одном участке;

S_{раз} – путь разгона нарастающим итогом.

По полученным данным построен график пути разгона автомобиля.

5.7. Оценка топливной экономичности автомобиля.

Топливная экономичность автомобиля оценивается расходом топлива в литрах на

$$q_{\text{п}} = \frac{g_e \cdot N_e}{36 \cdot V \cdot \Pi_T}$$

100км пройденного пути. Удельный путевой расход топлива определяем:

л/100км;

П_т – плотность топлива; П_т=0,725 кг/л – бензин;

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

g_е – удельный эффективный расход топлива двигателем на данном скоростном и

$$g_e = g_{\text{евх}} \cdot \left[a_1 \cdot \left(\frac{N_e}{N_{\text{евх}}} \right)^2 - a_2 \cdot \frac{N_e}{N_{\text{евх}}} + a_3 \right]$$

нагрузочном режиме

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);

a₁, a₂, a₃ – эмпирические коэффициенты /табл.5.7/

Таблица 5.7. Эмпирические коэффициенты для расчета топливной экономичности.

	a ₁	a ₂	a ₃
Карбюр. Двигат.	2,911	4,558	2,668

Режим максимальной скорости:

$$q_n = \frac{g_{en} \cdot N_{en}}{36 \cdot 0,725 \cdot V_{\max}} = \frac{305 \cdot 28,204}{36 \cdot 0,725 \cdot 21} = 15,69 \text{ л/100 км.}$$

Режим наиболее приемлемой скорости:

$$V_{np} = 0,7 \cdot V_{\max} = 0,7 \cdot 21 = 14,7 \text{ м/с.}$$

$$N_{enp} = N_{tp} + N_f + N_{bo3} = 1,122 + 5,262 + 5,85 = 12,234 \text{ кВт.}$$

$$N_{ebx} = 23,889 \text{ кВт.} \quad g_{ebx} = 259,25 \text{ г/кВт*ч.}$$

$$g_{enp} = g_{ebx} \left[2,911 \left(\frac{N_{enp}}{N_{ebx}} \right)^2 - 4,558 \left(\frac{N_{enp}}{N_{ebx}} \right) + 2,668 \right] = \\ = 259,25 \left[2,911 \left(\frac{12,234}{23,889} \right)^2 - 4,558 \frac{12,234}{23,889} + 2,668 \right] = 284,397 \text{ г/кВт*ч.}$$

$$q_{nnp} = \frac{g_{enp} \cdot N_{enp}}{36 \cdot 0,725 \cdot V_{np}} = \frac{284,397 \cdot 12,234}{36 \cdot 0,725 \cdot 14,7} = 9,069 \text{ л/100 км.}$$

Анализ результатов расчета.

Проверка соответствия расчетных параметров автомобиля заданию на проектирование:

Параметры	Задание	Проектир.	%, откл.
V_{\max} , м/с.	21	21	0
Максимальное дор. сопротивление	0,35	0,352	0,5

Сравнение параметров проектируемого автомобиля и прототипа:

	Проектир.	УАЗ-451
Собственная масса, т.	1	1,51
Вместимость, чел.	2	2
V_{\max} , м/с	21	26,6
Номин. мощность, кВт.	28,2	55,2
Ном. част. врац. двиг., об/мин.	4000	4000
Расход топлива, л/100 км.	9,1	12

Максимальный угол подъема, преодолеваемый автомобилем:

$$f_v = 0,015$$

$$\sin \alpha_{\max} = D_{\max} - f_v \sqrt{1 - D_{\max}^2} = 0,352 - 0,015 \cdot \sqrt{1 - 0,352^2} = 0,338$$

$$\alpha_{\max} = 19,76^0$$

Угол подъема, преодолеваемый автомобилем на высшей передаче:

$$f_v = 0,015$$

$$\sin \alpha_{\max} = D_{\max, \text{en}} - f_v \sqrt{1 - D_{\max, \text{en}}^2} = 0,066 - 0,015 \sqrt{1 - 0,066^2} = 0,051$$

$$\alpha_m = 2,93^0$$

Угол подъема, преодолеваемый автомобилем при наиболее приемлемой скорости движения:

$$f_v = 0,017$$

$$\sin \alpha_{np} = D_{np} - f_v \sqrt{1 - D_{np}^2} = 0,051 - 0,017 \sqrt{1 - 0,051^2} = 0,034$$

$$\alpha_{np} = 1,95^0$$

Критическая скорость автомобиля:

- на высшей передаче $V_{kp} = 10,5 \text{ м/с.}$

- на первой передаче $V_{kp1} = 2,15 \text{ м/с.}$

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО САМОСТОЯТЕЛЬНОМУ ИЗУЧЕНИЮ ВОПРОСОВ

3.1 Наименование вопроса

Расчет номинальной мощности двигателя трактора

Назначение трактора. Условия их работы в с.-х. производстве. Классификация, основные части тракторов. Технологические требования к трактору при выполнении различных операций. Классификация тракторных двигателей. Условия работы и требования к двигателям тракторов в с.-х. производстве. Основные механизмы, системы двигателей и их назначение. Основные понятия и определения, принципы работы дизелей двигателей. Рабочие процессы 2- и 4-тактных двигателей.

Основные показатели работы двигателя. Кривошипно-шатунный механизм. Механизм газораспределения. Система питания и регулирования двигателя. Сравнительный анализ. Система подачи и очистки воздуха. Система удаления отработавших газов. Система подачи и очистки топлива. Способы смесеобразования в дизелях и их сравнительная оценка. Смесеобразование в карбюраторном двигателе

и понятие о составе смеси. Системы регулирования двигателей. Смазочная система. Система охлаждения. Система пуска.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность расчета.

3.2 Расчет номинальной мощности двигателя автомобиля

Назначение автомобиля. Условия их работы в с.-х. производстве. Классификация, основные части автомобилей. Технологические требования к автомобилю при выполнении различных операций. Классификация автомобильных двигателей. Условия работы и требования к двигателям автомобилей в с.-х. производстве. Основные механизмы, системы двигателей и их назначение. 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. Кривошипно-шатунный механизм. Механизм газораспределения. Система питания и регулирования двигателя. Сравнительный анализ. Система подачи и очистки воздуха. Система удаления отработавших газов. Система подачи и очистки топлива. Способы смесеобразования в дизелях и их сравнительная оценка. Смесеобразование в карбюраторном двигателе и понятие о составе смеси. Системы регулирования двигателей. Смазочная система. Система охлаждения. Система пуска.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность расчета.

3.3 Расчет процессов газообмена и сжатия -

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.

3.4 Расчет процессов сгорания

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.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений.

3.5 Расчет процессов 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.

3.6 Расчет индикаторных и эффективных показателей

Какими способами можно повысить индикаторную мощность двигателя. Что собой представляет индикаторный кпд. Что характеризует относительный кпд двигателя. Как нагрузка на двигатель влияет на его эффективный кпд. Как можно повысить механический кпд двигателя. Что представляет собой тепловой баланс двигателя.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений.

3.7 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.

3.8 Регулировочная характеристика по составу смеси

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.

3.9 Регулировочная характеристика по углу опережения

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.

3.10 Скоростная характеристика карбюраторного двигателя

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.

3.11 Нагрузочная характеристика карбюраторного двигателя

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений.

3.12 Характеристика механических потерь

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.

3.13 Характеристика дизельного двигателя при работе на регуляторе

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.

3.14 Характеристика по подаче на 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.

3.15 Скоростная характеристика 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.

3.16 Регуляторная характеристика 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.

3.17 Кинематический и динамический расчет КШМ.

Какие неуравновешенные силы возникают в двигателях. Чем отличаются силы инерции первого и второго порядков. Какой двигатель называют уравновешенный. Уясните, как уравновешены двухцилиндровые двигатели. Уясните, как уравновешены четырехтактные четырехцилиндровые 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 формулировок определений.

3.18 Динамика колеса

Кинематика и условия качения колеса. Сопротивление качению колеса. Экспериментальное определение буксования. Коэффициент полезного действия ведущего колеса.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений.

3.19 Общая динамика колесной машины

Общие сведения о составляющих тягового баланса. Сила сопротивления воздуха. Сила сопротивления качению. Сила сопротивления подъему. Сила инерции.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений.

3.20 Общая динамика гусеничного трактора

Кинематика гусеничного движителя

Силы, действующие в гусеничной цепи

Центр давления гусеничного трактора.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений.

3.21 Тяговый расчет трактора

Тяговый расчет трактора и методика построения его теоретической тяговой характеристики.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений.

3.22 Динамический расчет автомобиля

Общие положения. Выбор двигателя. Определение передаточных чисел главной передачи и коробки передач на первой передаче. Выбор структуры скоростного ряда коробки передач.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений.

3.23 Тяговая динамика трактора

Тяговая характеристика трактора со ступенчатой трансмиссией. Выбор передаточных чисел трансмиссии трактора

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений.

3.24 Тяговая динамика автомобиля

Устойчивость системы двигатель – автомобиль – дорога

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений.

3.25 Потенциальной тяговой характеристики трактора

Уравнение энергетического баланса и потенциальная тяговая характеристика трактора

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений.

3.26 Тяговая диаграмма движения автомобиля

График тягового и мощностного баланса автомобиля

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений.

3.27 Динамическая характеристика автомобиля

Динамический фактор и динамическая характеристика автомобиля

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений.

3.28 Разгон автомобиля

Процесс трогания и разгона. Условие осуществления трогания и разгона МТА

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений.

3.29 Топливная экономичность автомобиля

Топливная экономичность автомобиля

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений.

3.30 Время и путь разгона автомобиля

Влияние эксплуатационных факторов и конструктивных параметров на разгон МТА

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений.

3.31 Мощностная характеристика автомобиля

График тягового и мощностного баланса автомобиля.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений.

3.32 Топливно-экономическая характеристика автомобиля

Топливная экономичность автомобиля.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений.

3.33 Тормозная динамика автомобиля

Уравнение движения машины при торможении. Регулирование тормозных сил. Способы торможения.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений.

3.34 Устойчивость мобильных машин

Продольная статическая устойчивость от опрокидывания и от сползания. Поперечная статическая устойчивость от сползания и от опрокидывания. Поперечная устойчивость на повороте.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений.

3.35 Характеристика поворота гусеничного трактора

Силы, действующие при повороте трактора. Мощность преодоления внешних сопротивлений при повороте гусеничного трактора.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений.

3.36 Характеристика продольной динамической устойчивости колесного трактора

Кинематика поворота. Поворачивающий момент. Стабилизация управляемых колес. Колебания управляемых колес

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на точность формулировок определений.