

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ,
МИНИСТЕРСТВО НАУКИ, ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ И ИННОВАЦИЙ
КЫРГЫЗСКОЙ РЕСПУБЛИКИ

МОО ВО Кыргызско-Российский Славянский университет
имени первого Президента Российской Федерации Б.Н. Ельцина

УТВЕРЖДАЮ

Директор Политехнического
института
(должность)



Лоцев Г.В.
(ФИО)

02.09.2026 г.

Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования

рабочая программа дисциплины (модуля)

Закреплена за кафедрой **Вышая школа Природопользования, мехатроники и транспорта**

Учебный план Направление 23.03.03 - РФ, 670200 - КР Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов
Профиль "Автомобильный сервис"

Квалификация **бакалавр**

Форма обучения **очная**

Общая трудоемкость **4 ЗЕТ**

Часов по учебному плану 144

в том числе:

аудиторные занятия 56

самостоятельная работа 54

Виды контроля в семестрах:

экзамен 5

курсовой проект 5

Распределение часов дисциплины по семестрам

Семестр (<Курс>.&b><Семестр на курсе>)	5 (3.1)		Итого	
Неделя	17 2/6			
Вид занятий	УП	РП	УП	РП
Лекции	28	28	28	28
Практические	28	28	28	28
Контактная работа в период теоретического обучения	2	2	2	2
Контактная работа в период экзаменационной сессии	0,3	0,3	0,3	0,3
Итого ауд.	56	56	56	56
Контактная работа	58,3	58,3	58,3	58,3
Сам. работа	54	54	54	54
Часы на контроль	31,7	31,7	31,7	31,7
Итого	144	144	144	144

Программу составил(и):

к.т.н., доцент, Элеманов Чоро Зарлыкович

д.т.н., доцент Глазунов Дмитрий Владимирович



Рецензент(ы):

д.т.н., профессор, Советбеков Болот Советбекович

к.т.н., профессор, Глазунов Владимир Иванович



Согласовано РОП: Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов

Кожевникова А.Н.



Рабочая программа дисциплины

Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования

разработана в соответствии с ФГОС 3++:

Федеральный государственный образовательный стандарт высшего образования - бакалавриат по направлению подготовки

23.03.03 Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов (приказ Минобрнауки России от 07.08.2020 г. № 916)

составлена на основании учебного плана:

Направление 23.03.03 - РФ, 670200 - КР Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов
Профиль "Автомобильный сервис"

утвержденного учёным советом вуза от 26.06.2026 протокол № 11.

Рабочая программа одобрена на заседании

Высшей школы Природопользования, мехатроники и транспорта

Протокол от 02.09.2026 г. № 1

Срок действия программы: 2026-2031 уч.г.

Руководитель подразделения: Алсеитов Мирлан Тилегенович



ЛИСТ РЕГИСТРАЦИИ ИЗМЕНЕНИЙ
к рабочей программе дисциплины (модуля)

Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и
оборудования

наименование дисциплины

№ п/п	Основание внесения изменения	Раздел/ пункт	Содержание изменения
1.			
2.			
3.			
4.			
5.			

1. ЦЕЛИ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

1.1	Целью дисциплины является получение теоретических знаний, необходимых для формирования методической
1.2	основы, позволяющей правильно оценить эксплуатационные качества автомобиля при выполнении
1.3	производственных функций в различных условиях эксплуатации.
1.4	Кроме этого необходимо дать бакалаврам знания и навыки в области теории, анализа и оценки конструкций
1.5	различных автомобилей и их механизмов, обеспечивающие возможность успешного управления в различных
1.6	сферах современного автомобильного бизнеса.
1.7	Необходимо формирование у выпускников профессиональных знаний в области автомобильного транспорта и
1.8	главного его объекта автотранспортного средства и выработка стремления к личностному и профессиональному
1.9	саморазвитию, овладение методами количественной и качественной оценки эксплуатационных свойств
1.10	автомобиля, овладение методами теоретического и экспериментального определения оценочных показателей
1.11	эксплуатационных свойств автомобиля

2. МЕСТО ДИСЦИПЛИНЫ В СТРУКТУРЕ ООП

Цикл (раздел) ООП:		Б1.О.4
2.1	Требования к предварительной подготовке обучающегося:	
2.1.1	Конструкция и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования	
2.1.2	Устройство автомобиля	
2.1.3	Основы критического мышления	
2.1.4	Основы инженерного творчества	
2.1.5	Эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования	
2.1.6	Соппротивление материалов	
2.1.7	Прикладная механика	
2.2	Дисциплины и практики, для которых освоение данной дисциплины (модуля) необходимо как предшествующее:	
2.2.1	Инженерные сооружения и экологическая безопасность предприятий автосервиса	
2.2.2	Организация перевозочных услуг и безопасность транспортного процесса	
2.2.3	Организация и безопасность дорожного движения	
2.2.4	Основы технологии производства и ремонта транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования	
2.2.5	Технологическая (производственно-технологическая) практика	
2.2.6	Технологические процессы технического обслуживания и ремонта транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования	
2.2.7	Организация и технология ремонта и технического обслуживания транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования	
2.2.8	Диагностика систем обеспечивающих безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования	
2.2.9	Междисциплинарная государственная итоговая аттестация по национально-региональному компоненту	
2.2.10	Основы работоспособности технических систем	
2.2.11	Подготовка к процедуре защиты и защита выпускной квалификационной работы	
2.2.12	Подготовка к сдаче и сдача государственного экзамена	
2.2.13	Преддипломная практика	

3. КОМПЕТЕНЦИИ ОБУЧАЮЩЕГОСЯ, ФОРМИРУЕМЫЕ В РЕЗУЛЬТАТЕ ОСВОЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ (МОДУЛЯ)

ПК-8: Способен осуществлять ввод данных в электронную базу информации о гарантийных работах на АТС, для улучшения процесса качества ТО и ремонта, за счет Внесения и корректировки информации об АТС в базу данных организации-изготовителя АТС

Знать:

Уровень 1	Ввод информации в электронную базу информации о гарантийных работах АТС. Основы технологических процессов в области эксплуатации транспортно-технологических машин и комплексов для обеспечения безопасности транспортных средств и ТиТМО Обосновывает выбор актуальных коммуникативных технологий (информационные технологии, модерирование, медиация и др.) позволяющих осуществлять ввод данных в электронную базу информации о гарантийных работах на АТС, для улучшения процесса качества ТО и ремонта, за счет Внесения и корректировки информации об АТС в базу данных организации-изготовителя АТС
-----------	--

Уровень 2	
Уровень 3	
Уметь:	
Уровень 1	
Уровень 2	
Уровень 3	Обрабатывать и корректировать информации о контроле за состоянием автомобилей. Использовать принципы работы, технических характеристик и основных конструктивных решений узлов и агрегатов ТиТТМО при решении поставленных задач в транспортной отрасли и для обеспечения безопасности транспортных средств и ТиТТМО
Владеть:	
Уровень 1	
Уровень 2	
Уровень 3	В совершенстве информационной технологией и электронной базой информации о состоянии и в процессе эксплуатации АТС. Принципами работы, технических характеристик и основных конструктивных решений узлов и агрегатов ТиТТМО при решении поставленных задач в транспортной отрасли и для обеспечения безопасности транспортных средств

В результате освоения дисциплины обучающийся должен

3.1	Знать:
3.1.1	основы обеспечения безопасности транспортных средств и ТиТТМО
3.1.2	- устройство и эксплуатационные свойства автомобиля
3.1.3	- основные технические регламенты в области безопасности транспортных средств;
3.1.4	- принципы работы, технических характеристик и основных конструктивных решений узлов и агрегатов ТиТТМО отрасли;
3.1.5	- принципиальные компоновочные схемы;
3.1.6	- теорию движения;
3.1.7	- рабочие процессы агрегатов и систем, основные показатели эксплуатационных свойств ТиТТМО автотранспортной
3.1.8	отрасли;
3.1.9	- нормативные правовые документы в своей деятельности;
3.1.10	- теоретические и экспериментальные определения оценочных показателей эксплуатационных свойств автомобиля
3.2	Уметь:
3.2.1	использовать нормативные правовые документы в своей деятельности;
3.2.2	- выполнять стандартные виды компоновочных, кинематических, динамических и прочностных расчетов;
3.2.3	- рассчитать и построить кривые внешней скоростной и динамической характеристик;
3.2.4	- свободно разбираться в устройстве и работе основных узлов, агрегатов и систем автомобиля, эксплуатационных
3.2.5	свойствах и их оценочных показателях, тягово-скоростных, тормозных, топливо-экономических, управляемости,
3.2.6	маневренности, устойчивости, проходимости, вибрации и шуме
3.3	Владеть:
3.3.1	использовать и владеть знаниями при методике расчетов обеспечения безопасности транспортных средств и ТиТТМО
3.3.2	- навыками использования оценочных показателей потребительских свойств автомобиля, динамической характеристики,
3.3.3	графиков силового и мощностного баланса;
3.3.4	- процедурами и методиками оценки эксплуатационных свойств транспортных средств;
3.3.5	- элементами расчета теоретических схем механизмов транспортных и транспортно-технологических машин и
3.3.6	оборудования;
3.3.7	- способностями к разработке проектно-конструкторской документации по созданию и модернизации систем и средств
3.3.8	эксплуатации транспортно-технологических машин и комплексов;
3.3.9	- умением проводить измерительный эксперимент и оценивать результаты измерений

4. СТРУКТУРА И СОДЕРЖАНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ (МОДУЛЯ)

Код занятия	Наименование разделов и тем /вид занятия/	Семестр / Курс	Часов	Компетен-ции	Литература	Инте ракт.	Пр. подг.	Примечание
-------------	---	----------------	-------	--------------	------------	------------	-----------	------------

	Раздел 1. Конструктивная безопасность и тягово-скоростные характеристики автомобиля							
1.1	Нормативные документы по конструктивной безопасности автомобилей /Лек/	5	1	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
1.2	Показатели эксплуатационных свойств автомобиля /Лек/	5	1	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
1.3	Расчет эксплуатационных показателей автомобиля /Пр/	5	4	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
1.4	Тягово-скоростные характеристики автомобиля /Лек/	5	2	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
1.5	Расчет внешней скоростной характеристики /Лек/	5	2	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
1.6	Тяговая динамика автомобиля /Пр/	5	4	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
1.7	Расчет передаточного числа трансмиссии /Лек/	5	1	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
1.8	Тормозная динамика и безопасность эксплуатации автомобиля /Пр/	5	4	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
1.9	Выдача вариантов заданий на курсовую работу /КрТО/	5	2	ПК-8	Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
1.10	Расчет эксплуатационных показателей автомобилей /Ср/	5	10	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
	Раздел 2. Тяговый расчет и ускорения автомобиля							
2.1	Тяговый расчет автомобиля /Лек/	5	2	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
2.2	Характеристики автомобиля и тяговый баланс /Лек/	5	1	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
2.3	Устойчивость автомобилей на разных профилях дороги /Пр/	5	4	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
2.4	Расчет и составление динамического паспорта автомобиля /Лек/	5	2	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
2.5	Расчет ускорения автомобиля /Лек/	5	2	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			

2.6	Управляемость автомобиля /Пр/	5	2	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
2.7	Расчет времени и пути разгона автомобиля /Лек/	5	2	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
2.8	Расчет эксплуатационных показателей автомобиля /Лек/	5	2	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
2.9	Расчет тяговых показателей автомобилей /Ср/	5	6	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
	Раздел 3. Мощностная характеристика и мощностной баланс автомобиля							
3.1	Составление мощностной характеристики и мощностного баланса автомобиля /Лек/	5	2	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
3.2	Плавность хода автомобиля /Пр/	5	4	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
3.3	/Лек/	5		ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
3.4	Расчет часового расхода топлива автомобиля /Лек/	5	2	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
3.5	Информативность автомобиля /Пр/	5	4	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
3.6	Расчет ускорения автомобиля /Ср/	5	16	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
	Раздел 4. Определения параметров устойчивости автомобиля							
4.1	Нагрузочная характеристика автомобиля /Лек/	5	2	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
4.2	Определение параметров устойчивости автомобиля /Лек/	5	2	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
4.3	Рабочее место водителя и эргономические показатели /Пр/	5	2	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
4.4	Причины возникновения происшествий, связанных с дорожными условиями /Лек/	5	1,5	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			

4.5	Пассивная безопасность автомобиля /Лек/	5	0,5	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
4.6	Оценка знаний тестированием /КрЭк/	5	0,3	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
4.7	Расчет устойчивости автомобилей /Ср/	5	22	ПК-8	Л1.1 Л1.2Л2.1Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			
4.8	контроль знаний /Экзамен/	5	31,7	ПК-8	Л3.1 Л3.2 Э1 Э2 Э3			

5. ФОНД ОЦЕНОЧНЫХ СРЕДСТВ

5.1. Контрольные вопросы и задания

Вопросы к контролю знаний по дисциплине: Безопасность ТиТТМиО

- От каких факторов зависит безопасность дорожного движения?
- ДТП и фазы ДТП.
- Аспекты в безопасности транспортных средств.
- Нормативные документы по конструктивной безопасности автомобиля.
- Основные эксплуатационные свойства автомобилей.
- Измерители и показатели эксплуатационных свойств автомобиля.
- Компоновочные параметры автомобиля.
- Динамический коридор автомобиля при движении.
- Тяговая динамика автомобиля и ее влияние на безопасность дорожного движения.
- Уравнение движения автомобиля.
- Силы действующие на автомобиль при движении на подъем.
- Максимальная скорость автомобиля.
- Максимальное ускорение автомобиля.
- Время и путь разгона автомобиля.
- Время и путь обгона.
- Влияние технического состояния автомобиля на тяговую динамику.
- Пути повышения тяговой динамики автомобиля.
- Тормозная динамика автомобиля и требования к тормозным системам.
- Силы действующие при торможении автомобиля.
- Процесс торможения автомобиля и график изменения тормозных сил.
- Замедление, время и путь торможения автомобиля.
- Влияние технического состояния автомобиля на тормозную динамику.
- Пути повышения тормозной динамики автомобиля.
- Незавершенный обгон, его время и путь.
- Устойчивость автомобиля и показатели устойчивости автомобиля.
- Курсовая устойчивость автомобиля и силы действующие при разгоне.
- Устойчивость автомобиля при криволинейном движении.
- Схема сил, действующие на автомобиль при движении по косоугору.
- Устойчивость автомобиля с учетом крена автомобиля.
- Устойчивость переднего и заднего моста.
- Продольная устойчивость автомобиля.
- Значение управляемости автомобиля для безопасности движения.
- Критическая скорость по условиям управляемости.
- Поворачиваемость автомобиля. Шинная поворачиваемость автомобиля.
- Критическая скорость автомобиля по уводу шин.
- Креновая поворачиваемость автомобиля.
- Угловые колебания управляемых колес автомобиля
- Стабилизация управляемых колес автомобиля.
- Установка управляемых колес автомобиля.
- Значение плавности хода автомобиля для безопасности движения.
- Отрыв колес от дороги.
- Пути повышения плавности хода автомобиля.
- Влияние технического состояния автомобиля на его устойчивость, управляемость и плавность хода.

44. Информативность автомобиля как активная безопасность.
45. Сигналы и их свойства.
46. Визуальная информативность автомобиля.
47. Световозвращатели и их значение в безопасности движения.
48. Фары ближнего и дальнего света.
49. Пути совершенствования системы автономного освещения автомобиля.

50. Система внешней световой сигнализации автомобиля.
51. Совершенствование системы внешней световой сигнализации автомобиля.
52. Внутренняя визуальная информативность автомобиля.
53. Требования к приборам автомобиля.
54. Совершенствование состава контрольных приборов и параметров, подлежащих контролю.
55. Обзорность автомобиля.
56. Звуковая информативность автомобиля.
57. Тактильная и кинестатическая информативность автомобиля.

58. Рабочее место водителя.
59. Органы управления автомобилем.
60. Физико-химические условия на рабочем месте водителя.
61. Системы вентиляции, отопления и кондиционирования.
62. Пассивная безопасность автомобиля.
63. Перегрузки, действующие на водителя и пассажиров при ДТП.
64. Внутренняя пассивная безопасность.
65. Ограничение перемещения пассажиров в салоне автомобиля.
66. Пневматические подушки безопасности.
67. Травмобезопасные элементы интерьера.

68. Внешняя пассивная безопасность.
69. Послеаварийная безопасность автомобиля.
70. Требования к послеаварийной безопасности автомобиля.
71. Экологическая безопасность автомобиля.
72. Токсичность отработавших газов двигателей автомобиля.
73. Методы уменьшения загрязненности окружающей среды автомобильным транспортом.
74. Автомобильный шум, методы уменьшения автомобильного шума.
75. Опасные явления возникающие при ДТП.

5.2. Темы курсовых работ (проектов)

Варианты заданий курсовых работ

1-я цифра / 2-я цифра шифра 1	2	3	4	5	6	7
8						
1 Прототип	Урал 375к ГАЗ- 53А ЗИЛ-130-76 Урал-376Н Камаз-5320					
МАЗ-5335	МАЗ-6422	ГАЗ-66-02				
Груз, кг		5500	4000	6000	7500	8000
14500	2000					8000
V max		65	80	90	75	80
90						85
f0		0,025	0,022	0,022	0,023	0,023
0,024	0,022	0,025				
Ψmax		0,60	0,39	0,42	0,48	0,48
0,60						0,39
Тип двигателя		карбюр.	карбюр.	карбюр.	дизель	
дизель	Дизель	Карбюр.				
g г/л с час		250	245	240	250	175
248						175
2 Прототип	ЗИЛ-131 Урал-375Д Краз-255 ЗИЛ ММЗ 555 КамАЗ5511 МАЗ-5335					
ГАЗ-САЗ 4509 Краз 266Б						
Груз, кг		5000	5000	7500	5250	10000
12000						8400
V max		80	75	70	90	80
70						75
f0		0,025	0,025	0,025	0,023	0,024
0,025						0,024
Ψmax		0,60	0,60	0,60	0,38	0,50
0,58						0,38

Тип двигателя	карбюр	Карбюр	Дизель	Карбюр	Дизель	Дизель
карбюр	Дизель					
g г/л с час	248	250	178	245	180	170 240 170
3 Прототип						
Груз, кг						
V max						
f0						
Ψmax						
Тип двигателя						
g г/л с час						
5.3. Фонд оценочных средств						
Министерство образования и науки Российской Федерации						
Министерство образования и науки Кыргызской Республики						
Кыргызско-Российский Славянский Университет им. Б.Н.Ельцина						
Естественно-технический факультет						
Кафедра Автомобильный транспорт						
ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ № 1						
по дисциплине «Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»						
1. От каких факторов зависит безопасность дорожного движения?						
2. Устойчивость автомобиля при криволинейном движении.						
3. Совершенствование системы внешней световой сигнализации автомобиля.						
Зав. кафедрой		Алсеитов М.Т. (протокол №__от 14 декабря 2024г.)				
Доцент		Элеманов Ч.З.				
Министерство образования и науки Российской Федерации						
Министерство образования и науки Кыргызской Республики						
Кыргызско-Российский Славянский Университет им. Б.Н.Ельцина						
Естественно-технический факультет						
Кафедра Автомобильный транспорт						
ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ № 2						
по дисциплине «Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»						
1. ДТП и фазы ДТП.						
2. Устойчивость автомобиля при криволинейном движении.						
3. Внутренняя визуальная информативность автомобиля.						
Зав. кафедрой		Алсеитов М.Т. (протокол №__от 14 декабря 2024г.)				
Доцент		Элеманов Ч.З.				
Министерство образования и науки Российской Федерации						
Министерство образования и науки Кыргызской Республики						
Кыргызско-Российский Славянский Университет им. Б.Н.Ельцина						
Естественно-технический факультет						
Кафедра Автомобильный транспорт						
ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ № 3						
по дисциплине «Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»						
1. Аспекты в безопасности транспортных средств.						
2. Схема сил, действующие на автомобиль при движении по косоугору.						
3. Требования к приборам автомобиля.						
Зав. кафедрой		Алсеитов М.Т. (протокол №__от 14 декабря 2024г.)				
Доцент		Элеманов Ч.З.				
Министерство образования и науки Российской Федерации						

Министерство образования и науки Кыргызской Республики
Кыргызско-Российский Славянский Университет им. Б.Н.Ельцина
Естественно-технический факультет
Кафедра Автомобильный транспорт

ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ № 4
по дисциплине «Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»

1. Нормативные документы по конструктивной безопасности автомобиля.
2. Устойчивость автомобиля с учетом крена автомобиля.
3. Совершенствование состава контрольных приборов и параметров, подлежащих контролю.

Зав. кафедрой Алсеитов М.Т. (протокол №__от 14 декабря 2024г.)
Доцент Элеманов Ч.З.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Министерство образования и науки Кыргызской Республики
Кыргызско-Российский Славянский Университет им. Б.Н.Ельцина
Естественно-технический факультет
Кафедра Автомобильный транспорт

ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ № 5
по дисциплине «Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»

1. Основные эксплуатационные свойства автомобилей.
2. Устойчивость переднего и заднего моста.
3. Обзорность автомобиля.

Зав. кафедрой Алсеитов М.Т. (протокол №__от 14 декабря 2024г.)
Доцент Элеманов Ч.З.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Министерство образования и науки Кыргызской Республики
Кыргызско-Российский Славянский Университет им. Б.Н.Ельцина
Естественно-технический факультет
Кафедра Автомобильный транспорт

ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ № 6
по дисциплине «Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»

1. Измерители и показатели эксплуатационных свойств автомобиля.
2. Продольная устойчивость автомобиля.
3. Звуковая информативность автомобиля.

Зав. кафедрой Алсеитов М.Т. (протокол №__от 14 декабря 2024г.)
Доцент Элеманов Ч.З.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Министерство образования и науки Кыргызской Республики
Кыргызско-Российский Славянский Университет им. Б.Н.Ельцина
Естественно-технический факультет
Кафедра Автомобильный транспорт

ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ № 7
по дисциплине «Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»

1. Компонентные параметры автомобиля.
2. Значение управляемости автомобиля для безопасности движения.
3. Тактильная и кинестатическая информативность автомобиля.

Зав. кафедрой Алсеитов М.Т. (протокол №__от 14 декабря 2024г.)
Доцент Элеманов Ч.З.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Министерство образования и науки Кыргызской Республики

Кыргызско-Российский Славянский Университет им. Б.Н.Ельцина
Естественно-технический факультет
Кафедра Автомобильный транспорт

ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ № 8
по дисциплине «Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»

1. Динамический коридор автомобиля при движении.
2. Критическая скорость по условиям управляемости.
3. Рабочее место водителя.

Зав. кафедрой Алсеитов М.Т. (протокол №__от 14 декабря 2024г.)
Доцент Элеманов Ч.З.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Министерство образования и науки Кыргызской Республики
Кыргызско-Российский Славянский Университет им. Б.Н.Ельцина
Естественно-технический факультет
Кафедра Автомобильный транспорт

ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ № 9
по дисциплине «Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»

1. Тяговая динамика автомобиля и ее влияние на безопасность дорожного движения.
2. Поворачиваемость автомобиля. Шинная поворачиваемость автомобиля.
3. Органы управления автомобилем.

Зав. кафедрой Алсеитов М.Т. (протокол №__от 14 декабря 2024г.)
Доцент Элеманов Ч.З.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Министерство образования и науки Кыргызской Республики
Кыргызско-Российский Славянский Университет им. Б.Н.Ельцина
Естественно-технический факультет
Кафедра Автомобильный транспорт

ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ № 10
по дисциплине «Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»

1. Уравнение движения автомобиля.
2. Критическая скорость автомобиля по уводу шин.
3. Физико-химические условия на рабочем месте водителя.

Зав. кафедрой Алсеитов М.Т. (протокол №__от 14 декабря 2024г.)
Доцент Элеманов Ч.З.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Министерство образования и науки Кыргызской Республики
Кыргызско-Российский Славянский Университет им. Б.Н.Ельцина
Естественно-технический факультет
Кафедра Автомобильный транспорт

ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ № 11
по дисциплине «Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»

1. . Силы действующие на автомобиль при движении на подъем
2. Креновая поворачиваемость автомобиля.
3. Системы вентиляции, отопления и кондиционирования.

Зав. кафедрой Алсеитов М.Т. (протокол №__от 14 декабря 2024г.)
Доцент Элеманов Ч.З.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Министерство образования и науки Кыргызской Республики

Кыргызско-Российский Славянский Университет им. Б.Н.Ельцина
Естественно-технический факультет
Кафедра Автомобильный транспорт

ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ № 12
по дисциплине «Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»

1. Максимальная скорость автомобиля.
2. Угловые колебания управляемых колес автомобиля
3. Пассивная безопасность автомобиля.

Зав. кафедрой Алсеитов М.Т. (протокол №__от 14 декабря 2024г.)
Доцент Элеманов Ч.З.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Министерство образования и науки Кыргызской Республики
Кыргызско-Российский Славянский Университет им. Б.Н.Ельцина
Естественно-технический факультет
Кафедра Автомобильный транспорт

ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ № 13
по дисциплине «Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»

1. Максимальное ускорение автомобиля.
2. Стабилизация управляемых колес автомобиля.
3. Перегрузки , действующие на водителя и пассажиров при ДТП.

Зав. кафедрой Алсеитов М.Т. (протокол №__от 14 декабря 2024г.)
Доцент Элеманов Ч.З.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Министерство образования и науки Кыргызской Республики
Кыргызско-Российский Славянский Университет им. Б.Н.Ельцина
Естественно-технический факультет
Кафедра Автомобильный транспорт

ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ № 14
по дисциплине «Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»

1. Время и путь разгона автомобиля.
2. Установка управляемых колес автомобиля.
3. Внутренняя пассивная безопасность.

Зав. кафедрой Алсеитов М.Т. (протокол №__от 14 декабря 2024г.)
Доцент Элеманов Ч.З.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Министерство образования и науки Кыргызской Республики
Кыргызско-Российский Славянский Университет им. Б.Н.Ельцина
Естественно-технический факультет
Кафедра Автомобильный транспорт

ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ № 15
по дисциплине «Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»

1. Время и путь обгона.
2. Значение плавности хода автомобиля для безопасности движения.
3. Ограничение перемещения пассажиров в салоне автомобиля.

Зав. кафедрой Алсеитов М.Т. (протокол №__от 14 декабря 2024г.)
Доцент Элеманов Ч.З.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Министерство образования и науки Кыргызской Республики

Кыргызско-Российский Славянский Университет им. Б.Н.Ельцина
Естественно-технический факультет
Кафедра Автомобильный транспорт

ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ № 16
по дисциплине «Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»

1. Влияние технического состояния автомобиля на тяговую динамику.
2. Отрыв колес от дороги.
3. Пневматические подушки безопасности.

Зав. кафедрой Алсеитов М.Т. (протокол №__от 14 декабря 2024г.)
Доцент Элеманов Ч.З.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Министерство образования и науки Кыргызской Республики
Кыргызско-Российский Славянский Университет им. Б.Н.Ельцина
Естественно-технический факультет
Кафедра Автомобильный транспорт

ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ № 17
по дисциплине «Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»

1. Пути повышения тяговой динамики автомобиля.
2. Пути повышения плавности хода автомобиля.
3. Травмобезопасные элементы интерьера

Зав. кафедрой Алсеитов М.Т. (протокол №__от 14 декабря 2024г.)
Доцент Элеманов Ч.З.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Министерство образования и науки Кыргызской Республики
Кыргызско-Российский Славянский Университет им. Б.Н.Ельцина
Естественно-технический факультет
Кафедра Автомобильный транспорт

ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ № 18
по дисциплине «Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»

1. Тормозная динамика автомобиля и требования к тормозным системам.
2. Влияние технического состояния автомобиля на его устойчивость, управляемость и плавность ход а.
3. Внешняя пассивная безопасность.

Зав. кафедрой Алсеитов М.Т. (протокол №__от 14 декабря 2024г.)
Доцент Элеманов Ч.З.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Министерство образования и науки Кыргызской Республики
Кыргызско-Российский Славянский Университет им. Б.Н.Ельцина
Естественно-технический факультет
Кафедра Автомобильный транспорт

ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ № 19
по дисциплине «Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»

1. Силы действующие при торможении автомобиля.
2. Информативность автомобиля как активная безопасность.
3. Послеаварийная безопасность автомобиля.

Зав. кафедрой Алсеитов М.Т. (протокол №__от 14 декабря 2024г.)
Доцент Элеманов Ч.З.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Министерство образования и науки Кыргызской Республики
Кыргызско-Российский Славянский Университет им. Б.Н.Ельцина

Естественно-технический факультет
Кафедра Автомобильный транспорт

ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ № 20
по дисциплине «Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»

1. Процесс торможения автомобиля и график изменения тормозных сил.
2. Сигналы и их свойства.
3. Требования к послеаварийной безопасности автомобиля.

Зав. кафедрой Алсеитов М.Т. (протокол №__от 14 декабря 2024г.)
Доцент Элеманов Ч.З.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Министерство образования и науки Кыргызской Республики
Кыргызско-Российский Славянский Университет им. Б.Н.Ельцина
Естественно-технический факультет
Кафедра Автомобильный транспорт

ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ № 21
по дисциплине «Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»

1. Замедление, время и путь торможения автомобиля.
2. Визуальная информативность автомобиля.
3. Экологическая безопасность автомобиля.

Зав. кафедрой Алсеитов М.Т. (протокол №__от 14 декабря 2024г.)
Доцент Элеманов Ч.З.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Министерство образования и науки Кыргызской Республики
Кыргызско-Российский Славянский Университет им. Б.Н.Ельцина
Естественно-технический факультет
Кафедра Автомобильный транспорт

ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ № 22
по дисциплине «Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»

1. Влияние технического состояния автомобиля на тормозную динамику.
2. Световозвращатели и их значение в безопасности движения.
3. Токсичность отработавших газов двигателей автомобиля.

Зав. кафедрой Алсеитов М.Т. (протокол №__от 14 декабря 2024г.)
Доцент Элеманов Ч.З.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Министерство образования и науки Кыргызской Республики
Кыргызско-Российский Славянский Университет им. Б.Н.Ельцина
Естественно-технический факультет
Кафедра Автомобильный транспорт

ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ № 23
по дисциплине «Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»

1. Пути повышения тормозной динамики автомобиля.
2. Фары ближнего и дальнего света.
3. Методы уменьшения загрязненности окружающей среды автомобильным транспортом.

Зав. кафедрой Алсеитов М.Т. (протокол №__от 14 декабря 2024г.)
Доцент Элеманов Ч.З.

Министерство образования и науки Российской Федерации
Министерство образования и науки Кыргызской Республики
Кыргызско-Российский Славянский Университет им. Б.Н.Ельцина
Естественно-технический факультет

Кафедра Автомобильный транспорт

ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ № 24

по дисциплине «Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»

1. Незавершенный обгон, его время и путь.

2. Пути совершенствования системы автономного освещения автомобиля.

3. Автомобильный шум, методы уменьшения автомобильного шума.

Зав. кафедрой

Алсеитов М.Т. (протокол №__от 14 декабря 2024г.)

Доцент Элеманов Ч.З.

Министерство образования и науки Российской Федерации

Министерство образования и науки Кыргызской Республики

Кыргызско-Российский Славянский Университет им. Б.Н.Ельцина

Естественно-технический факультет

Кафедра Автомобильный транспорт

ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОГО КОНТРОЛЯ № 25

по дисциплине «Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования»

1. Устойчивость автомобиля и показатели устойчивости автомобиля.

2. Система внешней световой сигнализации автомобиля.

3. Опасные явления возникающие при ДТП.

Зав. кафедрой

Алсеитов М.Т. (протокол №__от 14 декабря 2024г.)

Доцент Элеманов Ч.З.

5.4. Перечень видов оценочных средств

6. УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ И ИНФОРМАЦИОННОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ (МОДУЛЯ)			
6.1. Рекомендуемая литература			
6.1.1. Основная литература			
	Авторы, составители	Заглавие	Издательство, год
Л1.1	В.И. Коноплянко	Организация и безопасность дорожного движения: Учебник для вузов	Москва .: Высшая школа 2007
Л1.2		Безопасность автотранспортной деятельности: Сборник нормативных документов	Екатеринбург 2008
6.1.2. Дополнительная литература			
	Авторы, составители	Заглавие	Издательство, год
Л2.1	Л.Л. Афанасьев, А.Б.Дьяков, В.А.Иларионов	Конструктивная безопасность автомобиля	М.: Машиностроение 1983
6.1.3. Методические разработки			
	Авторы, составители	Заглавие	Издательство, год
Л3.1	Денисов А.С., Гребенников А.С.	Практикум по технической эксплуатации автомобилей: Учебное пособие	Москва: Издательский центр "Академия" 2012
Л3.2	Болбас М.М., Борисенко Е.И.	Лабораторный практикум по технической эксплуатации автомобилей: Учебное пособие	Минск: Выш. шк. 1984
6.2. Перечень ресурсов информационно-телекоммуникационной сети "Интернет"			
Э1	Эксплуатационные свойства автомобилей и безопасность		

Э2	Безопасность транспортных и транспортно-технологических машин и оборудования	
Э3	конструктивная безопасность автомобилей	
6.3. Перечень информационных и образовательных технологий		
6.3.1 Компетентностно-ориентированные образовательные технологии		
6.3.1.1	6.3.1 Компетентностно-ориентированные образовательные технологии	
6.3.1.2	6.3.1.1 6.3.1. Компетентностно-ориентированные образовательные технологии	
6.3.1.3	6.3.1.2 6.3.1.1 Традиционные образовательные технологии - лекции, семинары репродуктивного типа, ориентированные	
6.3.1.4	прежде всего на сообщение знаний и способов действий, передаваемых студентам в готовом виде и	
6.3.1.5	предназначенных для воспроизводящего усвоения и разбора конкретных образцов. Вводные лекции: учащиеся	
6.3.1.6	знакомятся в свернутом виде с основными теоретическими положениями темы и общей характеристикой крупной	
6.3.1.7	проблемы.	
6.3.1.8	6.3.1.3 6.3.1.2 Инновационные образовательные технологии - занятия в интерактивной форме, которые формируют	
6.3.1.9	системное мышления и способность генерировать идеи при решении различных творческих задач. К ним	
6.3.1.10	относятся электронные тексты лекций с презентациями, проблемные лекции: должна возбудить активный интерес	
6.3.1.11	учащихся, ведущий к самостоятельному поиску ответа на поставленную проблему на практических занятиях;	
6.3.1.12	обобщающие лекции перед очередным модулем: анализ изученных ранее проблем на основе обобщения и	
6.3.1.13	систематизации знаний, полученных учащимися на предшествующих занятиях по теме; лекции - информации с	
6.3.1.14	визуализацией, отчет по СРС - дискуссия по актуальным проблемам, разбор конкретных вопросов, обсуждение	
6.3.1.15	проблемных ситуаций и решение ситуационных задач в малых группах.	
6.3.1.16	6.3.1.4 6.3.1.3 Информационные образовательные технологии - самостоятельное использование студентом компьютерной	
6.3.1.17	техники и интернет-ресурсов для выполнения практических заданий и самостоятельной работы.	
6.3.1.18		
6.3.1.19		
6.3.1.20	УП: b23030130_21_12тг.plx стр. 14	
6.3.1.21	6.3.1.5 6.3.1.4 Порядок и условия изучения и контроля знаний по дисциплине.	
6.3.1.22	6.3.1.6 На организационном или первом занятии преподаватель доводит до сведения студентов те условия и	
6.3.1.23	требования, которые должны соблюдаться в течение всей работы над этой дисциплиной.	
6.3.1.24	6.3.1.7 Порядок изучения и контроля данной дисциплины включает следующие пункты:	
6.3.1.25	6.3.1.8 □ виды, время и форма проведения текущего, промежуточного и итогового контроля знаний;	
6.3.1.26	6.3.1.9 □ критерии и правила оценки ответов студентов;	
6.3.1.27	6.3.1.10 □ способ и шкала оценивания при проведении контрольных мероприятий всех видов;	
6.3.1.28	6.3.1.11 □ учёт, с возможной оценкой в баллах, всех действий студента, связанных с изучением данной дисциплины	
6.3.1.29	(пропуски занятий - по уважительной и неуважительной причинам; позитивная активность на занятиях;	

6.3.1.30	демонстрация заинтересованности и результативности обучения, выполнение курсового проекта и т.д.).
6.3.1.31	6.3.1.12 Для оценки усвоения дисциплины используется 100-бальная шкала. Это максимальное количество баллов, которое
6.3.1.32	может получить студент при отличном усвоении всего теоретического материала; демонстрации практических
6.3.1.33	навыков при выполнении практических занятий и заданий СРС,
6.3.1.34	6.3.1.13 В изучаемой дисциплине «гидро и пневмосистемы ТиТМО» принято количество модулей – 2.
6.3.2 Перечень информационных справочных систем и программного обеспечения	

7. МАТЕРИАЛЬНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ (МОДУЛЯ)	
7.1	7. МАТЕРИАЛЬНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДИСЦИПЛИНЫ (МОДУЛЯ)
7.2	
7.3	8. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ (МОДУЛЯ)
7.4	МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ ОЦЕНОЧНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ
7.5	2.1. Выбор основных параметров
7.6	Задача тягово-динамического расчета состоит в определении конструктивных параметров автомобиля, обеспечивающих
7.7	заданные параметры его тяговых свойств.
7.8	Для данных условий эксплуатации основными конструктивными различными параметрами, получаемыми в результате
7.9	тягового расчета, являются внешняя скоростная характеристика двигателя и передаточные числа трансмиссии.
7.10	В курсовом проекте с учебными целями используются один из наиболее простых методов тягового расчета, при котором
7.11	внешняя скоростная характеристика двигателя определяется из условий обеспечения заданной максимальной скорости
7.12	автомобиля, а закон распределения передаточные чисел трансмиссии - из условий наилучшего использования мощности
7.13	двигателя.
7.14	Полную массу автомобиля G_a определяют как сумму массы снаряженного автомобиля $G_{сн}$, массу груза $G_{ГР}$ и массы
7.15	пассажира:
7.16	$G_a = G_{сн} + G_{ГР} + 75 \cdot n_n$ (1)
7.17	где n_n - количество пассажиров, включая водителя. Значение параметров $G_{сн}$, $G_{ГР}$, n_n берут из справочников, например
7.18	[5,6].
7.19	Распределение полной массы автомобиля между осями необходимо знать для подбора шин и для определения максимально
7.20	возможной (по условиям сцепления) тяговой силы, которая, в свою очередь, необходима при выборе передаточного числа
7.21	осями может быть определено на основании справочных данных заданного прототипа автомобиля. Для этого определяют
7.22	долю полной массы прототипа, приходящуюся на заднюю ось в груженом состоянии:
7.23	$q_2 = (G_{2n}) / G_{an}$ (2)
7.24	где G_{2n} - нагрузка на заднюю ось прототипа,
7.25	
7.26	
7.27	УП: b23030330_21_23этк.plx стр. 18
7.28	G_n - полная масса прототипа.
7.29	Затем определяют нагрузки на заднюю и переднюю ось проектируемого автомобиля:
7.30	$\{G_2 = q_2 \cdot G_a, G_1 = G_a - G_2\}$ (3)
7.31	Если прототип и проектируемый автомобиль трехосные (например, КамАЗ-5320), то под величиной G_2 следует понимать
7.32	нагрузку на балансирную подвеску, то есть сумму нагрузок на оба моста балансирной подвески (на тележку).

7.33	При отсутствии необходимых справочных данных распределение полной массы между осями может быть определено на
7.34	основании данных табл.1.
7.35	Выбор шин проектируемого АТС производят по наиболее нагруженным колесам и с учетом максимальной скорости
7.36	проектируемого автомобиля. Для этого необходимо определить нагрузку на все шины автомобиля. Например, для
7.37	автомобиля с колесной формулой 4 х 2, не имеющего сдвоенных колес, нагрузка на передние и заднее шины определяется
7.38	так:
7.39	$\{ \frac{(G_1 \cdot G_2)}{(G_1 + G_2)} \cdot \frac{1}{2} \} \cdot \frac{1}{2} \quad (4)$
7.40	Для автомобиля с колесной формулой 6 х 4 и сделанными задними колесами нагрузка на передние и задние шины
7.41	определяется так:
7.42	$\{ \frac{(G_1 \cdot G_2)}{(G_1 + G_2)} \cdot \frac{1}{2} \} \cdot \frac{1}{8} \quad (5)$
7.43	После этого определяют, какая из шин проектируемого автомобиля является наиболее нагруженной . С учетом этой
7.44	нагрузки и максимальной скорости автомобиля подбирают шину либо по справочнику [5] , либо по ГОСТам: ГОСТ 4754-80
7.45	(для легковых автомобилей)
7.46	Распределение массы по осям автомобиля
7.47	Таблица 1
7.48	Тип автомобиля Доля полной массы, приходящаяся на заднюю ось
7.49	Грузовые с грузоподъемностью менее 1т
7.50	Грузовые с грузоподъемностью более 1т
7.51	Автобусы для сельской местности
7.52	Автобусы городские и международные
7.53	Легковые с классической компоновкой
7.54	Легковые заднемоторные
7.55	Легковые переднеприводные
7.56	Автомобили повышенной проходимости:
7.57	- двухосные
7.58	- трехосные 0,53...0,58
7.59	0,67...0,75
7.60	0,70...0,73
7.61	0,63...0,66
7.62	0,52...0,55
7.63	0,56...0,60
7.64	0,43...0,47
7.65	0,50...0,54
7.66	0,70...0,72
7.67	ГОСТ 5513-86 (для грузовых автомобилей). В графе «максимально допустимая нагрузка» находят нагрузку, равную или
7.68	превышающую нагрузку на наиболее нагруженную шину. Максимально допустимая скорость для шины не должна быть
7.69	меньше максимальной скорости автомобиля. Все основные параметры выбранной шины необходимы выписать в
7.70	пояснительную записку:
7.71	- размер шины;
7.72	- максимальная нагрузка;
7.73	- максимальная скорость;
7.74	- статический радиус.
7.75	Выбор фактора обтекаемости автомобиля производят по статическим данным. Фактор обтекаемости характеризует
7.76	аэродинамические свойства автомобиля и равен произведению коэффициента обтекаемости на лобовую площадь:
7.77	$W = K \cdot F \quad (6)$
7.78	Коэффициент обтекаемости (коэффициент сопротивления воздуха) зависит от лобовой площади, формы кузова автомобиля

7.79	и качества отделки его поверхностей и наличия спойлеров. Численно он равен силе сопротивления воздуха, создаваемой
7.80	одним квадратным метром лобовой площади автомобиля при его движении со скоростью 1м/с.
7.81	Лобовая площадь автомобиля - это площадь его проекции на плоскость, перпендикулярную его продольной оси. Точное
7.82	определение лобовой площади автомобиля довольно затруднительно, так как для этого нужно произвести обмер автомобиля
7.83	и вычертить его наружный контур. Поэтому на практике в инженерных расчетах пользуются эмпирическими
7.84	
7.85	
7.86	УП: b23030330_21_23этк.plx стр. 19
7.87	зависимостями: для грузовых автомобилей лобовую площадь определяют по формуле:
7.88	$F = B \cdot H \quad (7)$
7.89	Для легковых автомобилей
7.90	$F = 0,78 \cdot B_a \cdot H \quad (8)$
7.91	где B - колея, м; B _a - наибольшая ширина автомобиля, м; H - наибольшая высота автомобиля, м.
7.92	При наличии тента на грузовом автомобиле в результате увеличения, как лобовой площади, так и коэффициента
7.93	обтекаемости фактор обтекаемости существенно увеличивается. При тяговом расчете это увеличение можно принять
7.94	равным 25%. Средние значения K, F и W даны в табл.2 (для инженерных расчетов):
7.95	Средние значения аэродинамических параметров автомобилей
7.96	Таблица 2
7.97	Тип автомобиля K, кгс·с ² /м ⁴ F, м ² W, кгс·с ² /м ²
7.98	Легковые
7.99	Грузовые
7.100	Грузовые автопоезда
7.101	Автобусы
7.102	Гоночные 0,02...0,035
7.103	0,06...0,07
7.104	0,075
7.105	0,025...0,04
7.106	0,013...0,015 1,6...2,8
7.107	3,2...5,0
7.108	3,0...5,0
7.109	4,5...6,5
7.110	1,0...1,3 0,03...0,09
7.111	0,18...0,35
7.112	0,23...0,28
7.113	0,10...0,26
7.114	0,013...0,018
7.115	Коэффициент полезного действия трансмиссии оценивает потери мощности (Мк) при передаче ее от двигателя к ведущим
7.116	колесам и представляет собой отношение мощности N _к , проведенной к ведущим колесам, к эффективной
7.117	мощности двигателя N _е :
7.118	$\eta_{тр} = N_k / N_e = (N_e - [N]_{тр}) / N_e = 1 - N_{тр} / N_e \quad (9)$
7.119	где η _{тр} - мощность на преодоление потерь и трансмиссии (мощность на преодоление трения). КПД трансмиссии включает
7.120	в себя несколько составляющих:
7.121	$\eta_{тр} = \eta_k \cdot \eta_{кар} \cdot \eta_{д} \cdot \eta_0 \quad (10)$
7.122	где η _к , η _{кар} , η _д , η ₀ - соответственно, КПД коробки перемены передач, карданной передач, дополнительной коробки
7.123	передач, главной передачи. КПД трансмиссии определяет мощность потерь на преодоление трения и перемешивание масла

7.124	и зависит от схемы трансмиссии, конструктивных и технологических особенностей ее узлов, передаваемой мощности и
7.125	скорости движения автомобиля V_a , и характеристик температуры смазочных материалов в механизмах трансмиссии и
7.126	технического состояния трансмиссии.
7.127	Теряемая в трансмиссии мощность затрачивается на трении в зубчатых зацеплениях и в подшипниках трансмиссии, на
7.128	трение трении в сальниках, на гидравлические потери, связанные с вращением зубчатых колес механизмов трансмиссии в
7.129	масле, залитом в их картере, то есть на перемешивании и разбрызгивание масла. В табл. 3 приведены средние значения $\eta_{тр}$
7.130	для различных типов автомобилей.
7.131	Средние значения КПД трансмиссии
7.132	Таблица 3
7.133	Тип автомобиля $\eta_{тр}$
7.134	Легковые (4 х 2)
7.135	Грузовые двухосные с одинарной главной передачей
7.136	Грузовые двухосные с двойной главной передачей (4 х 2)
7.137	Грузовые трехосные (6 х 4; 6 х 6)
7.138	Автобусы
7.139	Полноприводные легковые
7.140	Полноприводные грузовые 0,92
7.141	0,90
7.142	0,88
7.143	0,84...0,81
7.144	
7.145	
7.146	УП: b23030330_21_23эtk.plx стр. 20
7.147	0,88...0,90
7.148	0,86
7.149	0,80
7.150	Коэффициент сопротивления качению обусловлен гистерезисом шины и зависит от интенсивности процессов деформации
7.151	материала шины при ее взаимодействии с опорной поверхностью дороги. Из всего многообразия факторов, влияющих на
7.152	величину f , при выполнении курсового проекта учитываются два наиболее существенных состояния дороги и скорость
7.153	движения автомобиля. Зависимость f от V_a выражается формулой:
7.154	$f_v = f_0 \cdot (1 + (V_a^2)/20000)$ (11)
7.155	где V_a - скорость автомобиля, м/с, f_0 - коэффициент сопротивления качению на малой скорости (дан в задании на курсовой
7.156	проект).
7.157	Коэффициент f_0 можно принять по данным табл.4.
7.158	Коэффициент сопротивления качению
7.159	Таблица 4
7.160	Тип автодороги f_0 при $\sigma \leq 15$ м/с f средние значения
7.161	Асфальто- бетонная или цементно- бетонная:
7.162	- в отличном состоянии
7.163	- в удовлетворительном состоянии
7.164	0,014
7.165	0,018
7.166	0,014 – 0,018
7.167	0,018 – 0,020
7.168	Булыжная мостовая
7.169	Гравийная:

7.170	-сухая укатанная
7.171	- после дождя
7.172	0,025
7.173	-
7.174	-
7.175	0,023-0,030
7.176	0,025-0,035
7.177	0,05-0,15
7.178	Песок - 0,10-0,30
7.179	Укатанный снег - 0,07 – 0,1
7.180	При скоростях движения автомобиля до 65 км/ч коэффициент сопротивления качению можно считать не зависящим от
7.181	скорости.
7.182	2.2 Внешняя скоростная характеристика двигателя
7.183	Для определения сил тяги на ведущих колесах автомобиля на различных передачах используют скоростные характеристики
7.184	двигателя. Она представляет собой зависимости эффективной мощности, крутящего момента, экологических и токсических
7.185	показателей, от частоты вращения коленчатого вала двигателя при неизменном открытии дросселя или рейки ТНВД.
7.186	Если скоростная характеристика снята при полном открытии дросселя (рейки ТНВД), т.е. при полной подаче смеси
7.187	(топлива),- ее называют внешней скоростной характеристикой (ВСХ). При неполной подаче смеси (топлива) характеристика
7.188	называется частичной: 40%,50%,70% и т.д.
7.189	Форма характеристик зависит от типа двигателя. На рисунке 1: n_{min} - минимальная частота вращения коленчатого вала, при
7.190	которой двигатель устойчиво работает при полной нагрузке. Для расчетов можно принимать $n_{min}=900...1000$ об/мин для
7.191	обоих типов двигателей. С увеличением частоты вращения коленчатого вала мощность и крутящий момент возрастают и
7.192	достигают максимальных значений N_{max} и M_{max} и при частотах вращения коленчатого вала, равных n_N и n_M . При
7.193	увеличении частоты вращения коленчатого вала более n_N мощность двигателя уменьшается, т.к. возрастают механические
7.194	потери в двигателе. Поэтому не имеет смысла превышать обороты коленчатого вала более чем на 10...15%. Поэтому здесь
7.195	вступает в работу ограничитель частоты вращения коленчатого вала. Соотношения n_{max} и n_N оценивается коэффициентом
7.196	$\lambda = n_{max} / n_N$, который для разных типов двигателей имеет разные значения.
7.197	Рис.1. Внешние скоростные характеристики: а - бензинового и б – дизельного двигателя
7.198	
7.199	
7.200	УП: b23030330_21_23этк.plx стр. 21
7.201	Защиту деталей от перегрузок на высоких оборотах осуществляют разными способами. Карбюраторные двигатели
7.202	легковых автомобилей имеют детали облегченной конструкции, поэтому при их работе на высоких оборотах не возникает
7.203	опасных нагрузок, и эти двигатели не имеют специальных конструктивных мероприятий, ограничивающих n_{max} . ВСХ этих
7.204	двигателей имеет перегиб, кривой мощности и $\lambda = 1,05...1,1$
7.205	При работе дизельных двигателей на высоких оборотах коленчатого вала, связанные с явлением «разноса» дизелей могут
7.206	возникать опасные нагрузки, т.к. детали КШМ имеют значительно большие массы, как следствие могут возникнуть
7.207	аварийные поломки. Поэтому дизели и карбюраторных двигатели грузовых автомобилей имеют ограничители частоты

7.208	вращения коленчатого вала, в этих двигателях кривая мощности не имеет перегиба, $\lambda = 0,95 \dots 1,0$, т.е. $nN \geq n_{max}$.
7.209	Таким образом, для построения внешней скоростной характеристики необходимо иметь следующие данные:
7.210	$n_{min} = 900 \dots 1000$ об/мин (для всех типов двигателей);
7.211	nN = выбирается по прототипу;
7.212	$n_{max} = \lambda \cdot nN$.
7.213	Для дизелей $\lambda = 0,9 \dots 1,0$; для бензиновых - частота вращения коленчатого вала. $\lambda = 1,05 \dots 1,1$ для бензиновых легковых
7.214	двигателей - без ограничителя. Далее необходимо определить мощность двигателя при максимальной скорости автомобиля:
7.215	$N_{(V_{max})} = (N_{(\partial V_{max})} + N_{(e V_{max})}) \cdot 1/\eta_{тр}$ (12)
7.216	где $N_{\partial V_{max}}$ – мощность, затрачиваемая на преодоление суммарного сопротивления дороги при максимальной скорости
7.217	автомобиля;
7.218	$N_{e V_{max}}$ – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха при максимальной скорости автомобиля.
7.219	$N_{(\partial V_{max})} = (G_a \cdot \Psi_{(V_{max})} \cdot V_{max}) / 270$ (13)
7.220	где G_a – полная масса автомобиля, кг;
7.221	$\Psi_{(V_{max})}$ – суммарное сопротивление дороги при V_{max} , определяется по формуле:
7.222	$\Psi = f \pm i$, (14)
7.223	где i – уклон дороги: $i \approx \tan \alpha \approx \sin \alpha$,
7.224	V_{max} - максимаьная скорость автомобиля, м/с.
7.225	$N_{(e V_{max})} = (K \cdot F \cdot V_{max}^3) / 3500 = (W \cdot V_{max}^3) / 3500$
7.226	(15)
7.227	где $W = K \cdot F$ – фактор обтекаемости автомобиля (см. выше.6.)
7.228	Определив значение, можно вычислить максимальную мощность двигателя:
7.229	$N_{(e_{max})} = N_{(v_{max})} / (a \cdot \lambda + b \cdot \lambda^2 - c \cdot \lambda^3)$
7.230	(16)
7.231	В курсовом проекте внешнюю скоростную характеристику (BCX) двигателя строят с использованием эмпирической
7.232	формулы, профессора Лейдермана С.Р.:
7.233	$N_e = N_{(e_{max})} \cdot [a \cdot n_e / n_N + b \cdot (n_e / n_N)^2 - c \cdot (n_e / n_N)^3]$ (17)
7.234	где $N_{(e_{max})}$ - максимальная мощность двигателя;
7.235	n_N – частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности;
7.236	n_e - аргумент, изменяемая частота вращения коленчатого вала;
7.237	a, b, c – эмпирические коэффициенты, определяющие форму BCX и зависящие от типа двигателя и его конструкции. Они
7.238	приведены в табл.5.
7.239	Таблица 5
7.240	Тип двигателя а в с
7.241	Карбюраторные
7.242	Дизельные (ЯМЗ)
7.243	Дизельные (КамАЗ-740) 1,0
7.244	0,53
7.245	0,866 1,0
7.246	1,56
7.247	0,901 1,0
7.248	1,09
7.249	0,767
7.250	Весь диапазон измерения оборотов коленчатого вала от n_{min} до n_{max} разбивается на 7 частей (обязательно равных). Таким
7.251	образом, получается 8 числовых значений n_e , для которых нужно вычислить соответствующие значения N_e . При $\lambda > 1$
7.252	рекомендуется установить $n_7 = nN, n_v = n_{max}$. Результаты расчета N_e заносятся в таблицу (см. Приложения 2). По
7.253	

7.254	
7.255	УП: b23030330_21_23этк.plx стр. 22
7.256	известным значениям n_e и N_e можно определить соответствующий крутящий момент двигателя.
7.257	$M_e = 716,2 \cdot N_e / n_e$ (18)
7.258	Расчетные значения M_e также заносятся в таблицу и по ним строится график внешней скоростной характеристики (BCX):
7.259	n_{min} обычно принимается 1000 об/мин, а n_{max} принимается по заданию в КП.
7.260	2.3. Определение передаточных чисел трансмиссии
7.261	В начале определяют передаточное число главной передачи из условий обеспечения заданной максимальной скорости
7.262	автомобиля на высшей передаче:
7.263	$i_o = (0,38 \cdot n_{max} \cdot r_k) / (V_{max} \cdot i_{ke} \cdot i_{\partial})$ (19)
7.264	где i_o , i_{ke} , i_{∂} – соответственно, передаточные числа высшей передачи в КПП, главной передачи в
7.265	коробке, r_k – радиус качения колеса, м.
7.266	Значение i_{ke} (высшей передачи) зависят от особенной конструкции коробки передач и трансмиссии в целом. В курсовом
7.267	проекте рекомендуется принимать $i_{ke} = 1$ (прямая передача). Дополнительную коробку передач имеют
7.268	повышенной проходимости или магистральные автопоезда. В первом случае дополнительная коробка передач называется
7.269	раздаточной коробкой (автомобили ГАЗ-66, УАЗ-469Б, ЗИЛ-131 и др.), во втором случае – делителем (КамАЗ-5320).
7.270	Передаточное число дополнительной коробки передач на высшей передаче принимается по прототипу (см. [5]). Если это
7.271	передаточное число окажется неудачным, то его можно изменить.
7.272	Значения передаточных чисел главной передачи, i_o , полученные расчетным путем, не должны превышать:
7.273	- для легковых автомобилей – $i_o \leq 5,0$
7.274	- для грузовых автомобилей грузоподъемностью до 8 т – $i_o \leq 7,0$,
7.275	- для грузовых автомобилей грузоподъемностью более 8 т – $i_o \leq 9,0$.
7.276	Если значение i_o оказались больше указанных выше значений, то нужно уменьшить отношение $\lambda = n_{max} / n_N$ заново
7.277	рассчитать внешнюю скоростную характеристику. Если же и этого окажется недостаточно, нужно изменить значения
7.278	величин, входящих в формулу (19).
7.279	Затем определяют передаточное число первой передачи КПП из условий преодоления автомобилем заданного
7.280	максимального дорожного сопротивления Ψ_{max} : ч
7.281	$i_1 \geq (G_{асц} \cdot \Psi_{max} \cdot r_k) / (M_{e max} \cdot i_{\partial} \cdot i_{o n_{tr}})$ (20)
7.282	где i_o – передаточное число низшей передачи в дополнительной коробке. Полученное значение i_1 проверяют на
7.283	отсутствие буксования. Для этого должно выполняться условие:
7.284	$i_1 \leq (G_{асц} \cdot g \cdot \varphi_k \cdot m_{pi} \cdot r_k) / (M_{e max} \cdot i_{\partial} \cdot i_{o n_{tr}})$ (21)
7.285	где $\varphi_k = 0,7$ – коэффициент сцепления шин с дорогой, m_{pi} – коэффициент динамичности реакций на осях, $G_{асц}$ – сцепная
7.286	масса, то есть масса, приходящаяся на ведущие колеса (см. справочник). Для полноприводных автомобилей $G_{асц} = G_a$.
7.287	Коэффициенты динамического измерения реакций m_{pi} , входящие в формулу (21), можно определить следующим образом:
7.288	- для автомобиля с задними ведущими колесами
7.289	$m_{p2} = 1 + \varphi_{max} \cdot h_{\partial} / a$ (22)
7.290	- для автомобиля с передними ведущими колесами
7.291	$m_{p3} = 1 - \varphi_{max} \cdot h_g / b$ (23)
7.292	В формулах (22) и (23) a , b , h_{∂} – координаты центра тяжести автомобиля, которые следует взять из [6]. Если h_{∂}
7.293	неизвестно, то в расчете можно использовать данные табл. 6.
7.294	Средние значения коэффициентов
7.295	Таблица 6

7.296	Тип автомобиля h_δ m_p2 m_p1
7.297	Легковые
7.298	Грузовые без груза
7.299	Грузовые с грузом 0,25*L
7.300	0,25*L
7.301	0,35*L 1,18
7.302	1,18
7.303	1,12 0,82
7.304	0,82
7.305	0,86
7.306	Примечание: L- база автомобиля
7.307	Выбор передаточных чисел промежуточных передач КПП производим из условия наилучшего использования мощности
7.308	двигателя. Для этого передаточные числа должны составлять геометрическую прогрессию.
7.309	
7.310	
7.311	УП: b23030330_21_23этк.plx стр. 23
7.312	$i_1 \leq \sqrt[n-1]{n-1^{(n-k_i)}} \quad (24)$
7.313	где n - число ступеней в коробке передач;
7.314	k_i - порядковый номер ступени.
7.315	При курсовом проектировании количество передач в коробке принимается равным:
7.316	- для легковых автомобилей n=4
7.317	- для грузовых автомобилей с грузоподъемностью 3 т n=4;
7.318	- для грузовых автомобилей с грузоподъемностью более 3 т n=5.
7.319	Формулу (24) можно записать так: с делителем n=10
7.320	при n=4 $i_2 = \sqrt[3]{i_1^2}$, $i_3 = \sqrt[3]{i_1^1}$, $i_3=1$,
7.321	при n=5 $i_2 = \sqrt[4]{i_1^3}$, $i_3 = \sqrt[4]{i_1^2}$, $i_4 = \sqrt[4]{i_1^1}$ $i_5=1$,
7.322	передаточные числа, найденные по формуле (24), являются ориентировочными и в случае необходимости они могут
7.323	корректироваться. В табл.7 представлены передаточные числа агрегатов трансмиссии некоторых моделей автомобиля.
7.324	2.4. Тяговая характеристика и тяговой баланс автомобиля
7.325	Тяговая характеристика автомобиля представляет собой графики зависимости тяговой силы P _{Ti} от скорости движения
7.326	автомобиля V _i на различных передачах. Тяговая сила и скорость движения автомобиля на различных передачах
7.327	рассчитывают по формулам:
7.328	$P_{Ti} = (M_e \cdot i_{ki} \cdot i_{gi} \cdot i_{(0)} \cdot \eta_{TP}) / r_k \quad (25)$
7.329	$V_i = (\left[\begin{matrix} 0,38 \\ \end{matrix} \right] \cdot n_e \cdot r_k) / (i_{ki} \cdot i_{gi} \cdot i) \quad (26)$
7.330	где M _e - текущее значение крутящего момента двигателя;
7.331	n _e - соответствующего текущее значение скорости вращения коленчатого вала.
7.332	Передаточные числа агрегатов трансмиссии
7.333	Таблица 7
7.334	Модель автомобиля i_δb i_δn i_1 i_2 i_3 i_4 i_5 i_3ч i_0
7.335	Ока - - 3,7 2,059 1,269 0,903 - 3,7 4,538
7.336	Таврия - - 3,454 2,056 1,333 0,969 0,828 3,358 3,588
7.337	ВАЗ-2108 - - 3,636 1,95 1,357 0,941 0,784 3,53 3,94
7.338	4,13
7.339	ВАЗ-2106 - - 3,24 1,98 1,29 1,0 - 3,34 4,1
7.340	ВАЗ-2121 1,2 2,123 3,24 1,98 1,29 1,0 - 3,34 4,3
7.341	УАЗ-469Б 1,0 1,94 4,12 2,64 1,58 1,0 - 5,22 5,12
7.342	ЗиЛ-130 - - 7,44 4,10 2,29 1,47 1,0 7,09 6,32
7.343	ГАЗ-53А - - 6,55 3,09 1,71 1,0 - 7,77 6,83
7.344	КамАЗ-5320 0,815 1,0 7,82 4,03 2,5 1,53 1,0 7,38 7,22
7.345	6,53

7.346	5,94
7.347	МАЗ-5335 - - 5,26 2,90 1,52 1,0 0,66 5,48 7,24
7.348	КрАЗ-257 - - 5,26 2,90 1,52 1,0 0,66 5,48 8,21
7.349	Урал-4320 1,3 2,15 5,61 2,89 1,64 1,0 0,723 5,31 7,32
7.350	Магirus-232 - - 9,0 5,18 3,14 1,93 1,34
7.351	1,0 8,45 7,12
7.352	Татра-138 1,63 2,2 8,69 4,4 2,66 1,62 1,0 7,53 3,39
7.353	Тяговый баланс автомобиля представляет собой распределение тяговой силы по видам сопротивления движения
7.354	автомобиля (см. Рис.2 , Приложение 2)
7.355	$P_{Ti}=P_{\partial} \pm P_{\partial j} + P_{vj}$ (27)
7.356	или в развернутом виде
7.357	$P_{Ti}=G_a \cdot \psi \pm G_a / g \cdot \delta_{bi} j + (K \cdot F \cdot V^2) / 13$ (28)
7.358	В формуле (28) величина ψ - суммарный коэффициент сопротивления дороги $\psi = f \cdot i$. Величина коэффициента
7.359	сопротивления качению f и уклон дороги i в совокупности характеризуют качество дороги , δ_{bi} - коэффициент учета
7.360	вращающихся масс.
7.361	Уравнение (28) решает графически. На графике тяговой характеристики автомобиля наносят кривую силы
7.362	сопротивления
7.363	
7.364	УП: b23030330_21_23этк.plx стр. 24
7.365	дороги, $P_{\partial} = f(V)$, подсчитанную для заданного значения сопротивления дороги. При движении автомобиля по
7.366	горизонтальной дороге $\Psi v = f$, поэтому значения Ψ рассчитывают по формуле (14) для нескольких скоростей
7.367	движения.
7.367	Значение силы сопротивления воздуха для различных скоростей движения автомобиля откладывают вверх от
7.368	кривой P_{∂} .
7.368	Кривая суммарного сопротивления $P_{\partial} + P_v$ - определяют величину тяговое силы, необходимой для движения
7.369	автомобиля
7.369	с постоянной скоростью.
7.370	Если при некоторой скорости кривая P_{ti} проходит выше кривой $P_{\partial} + P_v$ то ордината P_3 заключенная между
7.371	этими
7.371	кривыми, представляют собой запас силы (мощности), который может быть использован для разгона автомобиля
7.372	или
7.372	буксирования прицепа (см. Приложение 2).
7.373	2.5 Динамический паспорт автомобиля
7.374	Практическое использование методов силового баланса автомобиля затруднительно, так как для различных
7.375	значений Ψ на
7.375	графиках приходится наносить несколько кривых P_{∂} и $P_{\partial} + P_v$. Кроме того, основным недостатком метода
7.376	силового
7.376	баланса при расчете тягово-динамических свойств является то , что он не позволяет осуществить оценку
7.377	динамических
7.377	качеств автомобилей , имеющих различную массу , так как при одинаковых значениях свободной силы тяги (запас
7.378	силы)
7.378	$R_{св} = P_{T} + P_v$ они будут иметь на одной и той же дороге различные максимальные скорости , различные
7.379	ускорения ,преодолевать различные предельные подъемы и т.д. поэтому более удобно пользоваться безразмерной
7.380	величиной D - динамическим фактором , который был предложен академиком Е.А.Чудаковым.
7.381	Динамическим фактором автомобиля называют отношение разности силы тяги и сопротивление воздуха
7.382	(свободной силы
7.382	тяги) к весу автомобиля:
7.383	$D_i = (P_{Ti} - P_{vi}) / G_a$ (29)
7.384	При равномерно движении автомобиля, его ускорение, $j=0$, а динамический фактор $D=\Psi$. Динамический фактор
7.385	$D_{v \max}$
7.385	при максимальной скорости автомобиля определяет сопротивление дороги $\Psi v_{\max}$, которое может преодолеть
7.386	автомобиль
7.386	при этой скорости, без перехода на низшие передачи. Максимальное значение динамического фактора $D_{\max}$
7.386	соответствует

7.387	наибольшему дорожному сопротивлению $\Psi_{\max}$, которое преодолевает автомобиль на низшей передаче в трансмиссии при
7.388	равномерном движении.
7.389	Для безостановочного движения автомобиля необходимо, чтобы соблюдалось следующее условие $D \geq \Psi$.
7.390	Графическую зависимость, $D=f(V)$ называют динамической характеристикой автомобиля (см. Приложение 2, Рис.3).
7.391	С целью использования динамической характеристики при различных нагрузках автомобиля (от 0 до 100%) строят
7.392	номограммы нагрузок слева от динамической характеристики.
7.393	Динамическая характеристика, совмещенная с номограммы нагрузок и графиком контроля буксования, называется
7.394	динамическим паспортом автомобиля (Рис.3, Приложение 2).
7.395	2.6. Расчет масштабов номограммы нагрузок
7.396	На продолжении оси абсцисс слева от графика динамической характеристики автомобиля, откладывается
7.397	равномерная
7.397	шкала нагрузок (от 0 до 100%). Левая вертикаль D0 графика (рис.2) является шкалой динамического фактора
7.398	ненагруженного автомобиля. Для шкалы D0 масштаб динамического фактора определяется из выражения:
7.399	$a_0 = a_{100} \cdot G / G_a$, (30)
7.400	где a_{100} - отрезок на графе, соответствующий динамическому фактору 0,1 для полностью груженого
7.401	автомобиля, G_a и
7.401	G_a - соответственно масса снаряженного автомобиля и полностью загруженного. Масштаб динамического фактора a_{100}
7.402	выбирается произвольно, в большинстве случаев оптимальными является $a_{100} = 40 \dots 50$ мм.
7.403	Для шкалы D_0 (рис.3) масштаб графика контроля буксования (для коэффициента сцепления, равного 0,1)
7.404	определяется
7.404	из выражения:
7.405	$b_0 = a_0 \cdot G_{\text{сц}} / G$, (31)
7.406	где a_0 - отрезок на графике, соответствующий динамическому фактору 0,1 для последнего автомобиля; $G_{\text{сц}}$ -
7.407	сцепная
7.407	масса, то есть масса, приходящаяся на ведущие колеса автомобиля в порожнем состоянии.
7.408	Рис.2.Номограмма нагрузок
7.409	Рис.3.График контроля буксования, совмещенный с номограммой нагрузок
7.410	Для шкалы D100 (см.рис.3):
7.411	
7.412	
7.413	УП: b23030330_21_23этак.plx стр. 25
7.414	$b_{100} = a_{100} \cdot G_{\text{сц}} \cdot 100 / G_a$ (32)
7.415	где $G_{\text{сц}} \cdot 100$ - сцепная масса автомобиля в груженом состоянии. Для полноприводных автомобилей $a_0 = b_0$ и $a_{100} = b_{100}$.
7.416	2.7. Некоторые задачи, решаемые с помощью динамического паспорта автомобиля
7.417	Основными элементами динамической характеристики, по которым можно судить о тяговых свойствах
7.418	автотранспортного
7.418	средства, являются:
7.419	-максимальный динамический фактор D_{max} на высшей передаче, величина которого определяет диапазон
7.420	дорожных
7.420	сопротивлений, преодолеваемых без переключения передач;
7.421	-скорость движения V_k , соответствующая D_{max} (критическая скорость), определяющая диапазон
7.422	устойчивого
7.422	движения на высшей передаче при работе двигателя с полной подачей топлива. При движении на постоянных
7.423	скоростях,
7.423	больших критической, увеличение дорожного сопротивления вызывает падение скорости, сопровождающие
7.424	увеличением
7.424	динамического фактора. До тех пор, пока скорость не достигнет критической, равенство (29) будет соблюдаться и
7.425	двигатель
7.425	будет работать устойчиво. При скоростях, меньших критической, любое, сколь угодно малое увеличение
7.426	дорожного
7.426	сопротивления приведет к уменьшению динамического фактора, а следовательно, скорость движения и связанной с нею

7.427	частоты вращения коленчатого вала двигателя. Поэтому для поддержания скорости водитель должен включать более
7.428	низкую передачу:
7.429	-максимальный динамический фактор $D_{\max}$ на низшей передаче в трансмиссии, величина которого определяет
7.430	максимальное дорожное сопротивление, преодолеваемое автомобилем.
7.431	2.8. Определение максимальной скорости движения автомобиля на заданной дороге
7.432	Принимая во внимание, что при максимальной скорости движения $j=0$, из равенства (29) получим для этого случая $D=\psi$.
7.433	Следовательно, максимальная скорость автомобиля определяется в заданном масштабе отрезков от начала координат до
7.434	точки абсциссы, соответствующей пересечения кривых $D=f(V)$ и $\psi=f(V)$, то есть значение динамического фактора при
7.435	максимальной скорости $D_{\max}$ определяет величину коэффициента сопротивления дороги $\psi_{\max}=f_{\max}+i$, которое
7.436	может быть преодолено при этой скорости. В общем случае кривая $\psi=f(V)$ является квадратичной параболой, а в тех
7.437	случаях, когда можно считать $\psi=\text{const}$, - прямой, параллельной оси абсцисс, проведенной на расстоянии ψ от последней.
7.438	2.9. Определение максимальных подъемов, преодолеваемых автомобилем
7.439	Тип дорожного покрытия в совокупности с конструктивными особенностями колес автомобиля определяет коэффициент
7.440	сопротивления качению. Так как последний является функцией от скорости движения, то задается f_0 , а коэффициент f_v
7.441	при различных скоростях находят по формуле (II). Принимая во внимание, что при $V=\text{const } j_a=0$ и $D=\psi=f_v+i$ откуда $i=D-$
7.442	f_v , можно определить максимальный подъем, преодолеваемый автомобилем на данной передаче при равномерном
7.443	движении.
7.444	Для графического определения разности $D-f_v$ наносим на динамическую характеристику кривую $f_v=f(V)$ в масштабе,
7.445	принятом для D . Разности между ординатами кривых $D=f(V)$ и $f_v=f(V)$ при различных скоростях движения равны
7.446	максимальный уклон, преодолеваемый автомобилем, равен $i_{\max}=D_{\max}-f$, где f - коэффициент сопротивления качению
7.447	заданного типа дорожного покрытия.
7.448	2.10. Определение минимального коэффициента сцепления, при котором возможно движение, при известных скоростях
7.449	движения и загрузке автомобиля
7.450	Для графического решения задачи восстанавливают перпендикуляр через точку абсциссы, соответствующего заданной
7.451	скорости движения, до пересечения с кривой динамического фактора. Затем через эту точку проводят горизонталь до
7.452	пересечения с вертикалью, восстановленной через точку абсциссы, соответствующую заданной степени загрузки. Точка
7.453	пересечения этих линий определяет минимальный коэффициент сцепления (на графике контроля буксования), при котором
7.454	возможно движение.
7.455	2.11. Определение минимального коэффициента сцепления, при котором возможно движение, для заданных суммарного
7.456	сопротивления дороги и степени нагрузки автомобиля
7.457	Для графического решения задачи через точку абсциссы, соответствующую степени нагрузки автомобиля, проводят
7.458	вертикаль и откладывают на ней от оси абсцисс вверх заданное значение суммарного сопротивления дороги. Ордината
7.459	этого значения на графике контроля буксования определяет значение коэффициента сцепления. При помощи аналогичного
7.460	построения можно определить:
7.461	-суммарное сопротивление дороги ψ и скорость движения V при заданных коэффициентах сцепления ϕ и степени загрузки

7.462	автомобиля;
7.463	- скорость движения V и степень загрузки автомобиля при заданных коэффициентах суммарного сопротивления дороги ψ и
7.464	коэффициента сцепления ϕ .
7.465	
7.466	
7.467	УП: b23030330_21_23этк.plx стр. 26
7.468	Во всех случаях возможность движения автомобиля без буксования ведущих колес определяется условием $D_{сц} \geq D \geq \psi$.
7.469	2.12. Ускорение автомобиля
7.470	Динамические свойства автомобиля в значительной мере характеризуется величиной развиваемого им ускорения. График
7.471	ускорения строят в системе координат $j=f(V)$ для всех передач. Для определения ускорения, соответствующих выбранной
7.472	скорости движения на выбранной передаче, используют формулы, выведенные из уравнений тягового баланса и
7.473	динамического фактора
7.474	$j_{(i)} = \left[(D)_{i-\psi} \cdot g / \delta_{bi} \right] \quad (33)$
7.475	где $D_{i-\psi}$, ψ - соответственно динамический фактор и коэффициент суммарного дорожного сопротивления; δ_{bi} - коэффициент
7.476	учета вращающихся масс.
7.477	Значение $D_{i-\psi}$ в формуле (33) берут из графика динамического паспорта автомобиля для той нагрузки автомобиля, для
7.478	которой задан расчет (в курсовом проекте – для 100%). Если специально не оговорено в задании, расчет ускорений следует
7.479	производить для движения автомобиля по горизонтальной дороге с твердым и ровным покрытием. В этом случае $\psi = f$.
7.480	Расчетные значения коэффициента f берут теми же, что при расчете графика тягового баланса. Коэффициент учета
7.481	вращающихся масс можно определить по формуле:
7.482	$\delta_{bi} = 1 + \delta_{b1} \cdot U_i^2 + \delta_{b2}$
7.483	Для одиночных автомобилей $\delta_{b1} = \delta_{b2} = 0,04$. Для автопоездов
7.484	$\delta_{b1} = 0,04 \cdot G_T / G_a$; $\delta_{b2} = 0,04 \cdot Z_{ka} / Z_{kT}$,
7.485	где G_T , G_a - соответственно массы автопоезда и тягача с полной нагрузкой;
7.486	Z_{ka} , Z_{kT} - соответственно число колес автопоезда и тягача.
7.487	Крайние левые точки кривых $j=f(V)$ на каждой передаче должны соответствовать минимальной устойчивой скорости
7.488	движения автомобиля на данной передаче (скорости при минимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя по
7.489	внешней скоростной характеристике).
7.490	Для автомобилей, двигатели которых не имеют ограничителя частоты вращения коленчатого вала, при достижении
7.491	максимальной скорости дальнейший разгон прекращается, так как запас мощности, который можно было бы использовать
7.492	для разгона, отсутствует. Поэтому при $V=V_{max}$ $j=0$. Если двигатель автомобиля имеет ограничитель частота вращения
7.493	коленчатого вала, то при достижении им максимальной скорости $n=n_{max}$; $V=V_{max}$) запас мощности остается, однако в
7.494	работу вступает ограничитель, уменьшая подачу топлива. При этом разгон автомобиля прекращается, а ускорение
7.495	скачкообразно снижается до нуля.
7.496	У грузовых автомобилей и автобусов максимальные ускорения на первой и второй передачах приблизительно одинаковы.
7.497	Объясняется это большой величиной передаточного числа на первой передаче, которое обуславливает высокое значение
7.498	коэффициента учета вращающихся масс δ_{b1} .
7.499	Примерные значения максимальных ускорений при разгоне автомобилей с механической трансмиссией приведены в табл.7.

7.500	Пример графика ускорений представлен в Приложении 2.
7.501	Таблица 7
7.502	Тип
7.503	автомобиля Максимальное ускорение, м/с ²
7.504	На первой передаче на второй передаче
7.505	Легковой 2,0...2,5 0,8...1,2
7.506	Грузовой 1,7...2,0 1,25...1,5
7.507	Автобус 1,8...2,3 0,4...0,3
7.508	2.13. Время и путь разгона
7.509	Для сравнения приемистости различных автомобилей одного графика ускорений недостаточно, так как автомобили могут
7.510	отличаться не только максимальными значениями ускорений, но и характером изменения скорости. Кроме того, различные
7.511	автомобили могут иметь коробки передач с различным количеством ступеней. Более удобными и наглядным оценочными
7.512	параметрами приемистости автомобиля являются время и путь разгона а в заданном интервале скоростей.
7.513	Для теоретического определения времени и пути разгона существует несколько графоаналитических методов. В курсовом
7.514	проекте рекомендуется использовать метод Н. А.Яковлева с применением графика ускорений. Графики времени и пути
7.515	разгона строят в системе координат $t_p=f(V)$ и $S_p=f(V)$, причем обе зависимости строят на одном графике. Если в задании
7.516	специально не оговорено условия разгона, то графики строят для случая, когда разгон начинается с низшей передачи и
7.517	заканчивается на высшей скорости, близкий к максимальной. У автомобилей, имеющих дополнительную коробку передач,
7.518	при расчете времени и пути разгона используется высшая передача.
7.519	В качестве исходных данных для расчета используют график ускорений, построенный ранее. Кривая ускорений для
7.520	
7.521	
7.522	УП: b23030330_21_23этк.plx стр. 27
7.523	каждого передачи разбивается на несколько интервалов, и принимается допущение, что в каждом интервале движения
7.524	происходит с постоянным ускорением:
7.525	$j_{(cp)}=(j_1+j_2)/2$ (34)
7.526	где j_1 и j_2 - соответственно величины ускорений в начале и в конце выбранного интервала.
7.527	Интервалы скоростей, на которые разбивают кривые, должны обеспечивать получение 8...10 интервалов на каждой кривой.
7.528	Можно ориентироваться на следующие величины:
7.529	для первой передачи-2...3км/ч;
7.530	для промежуточных передач – 5...для 10 км/ч;
7.531	для высшей передачи – 10...20км/ч.
7.532	На рис.4 показан пример разбиения кривых $j=f(V)$ на интервалы и способ перехода от одной кривой к другой. При переходе
7.533	от низшей передачи к высшей последняя точка кривой j_n определяет начало первого интервала кривой j_v (две верхние
7.534	кривые). Если кривые j_n и j_v пересекаются (две ниже те кривые), то точка пересечения является точкой перехода от низшей
7.535	передачи к высшей.
7.536	Рис.4. Графоаналитический метод определения времени и пути разгона.
7.537	При изменении скорости в интервале ΔV среднее ускорение можно определить так:
7.538	$j_{(i)}=\Delta V/(3,6 \cdot \Delta t)$ (35)
7.539	отсюда время разгона в том же интервале изменения скорости можно выразить формулой
7.540	$\Delta t=\Delta V/(3,6 \cdot j_{cp})$ (36)

7.541	Подставляя в уравнение (36) значение $j_{ср}$, можно определить время разгона в данном интервале скоростей. Общее время
7.542	разгона автомобиля от минимально устойчивой скорости V_{min} до конечной V_{max} получают суммированием времени
7.543	разгона на отдельных интервалах:
7.544	$\sum_{p=1}^n [t_p = \Delta t_1 + \Delta t_2] + \dots + \Delta t_n \quad (37)$
7.545	Путь разгона в интервале скорости ΔV определяют при помощи графика времени разгона по формуле
7.546	$\Delta S = (V_1 + V_2) / 2 \cdot \Delta t / 3,6, \quad (38)$
7.547	Где V_1 и V_2 - соответственно скорости движения в начале и в конце интервала времени Δt (см.рис.4).
7.548	$\sum_{p=1}^n [S_p = \Delta S_1 + \Delta S_2] + \dots + \Delta S_n \quad (39)$
7.549	Общий путь разгона от минимальной скорости до конечной определяют суммированием пути разгона для всех интервалов:
7.550	В качестве основного параметра приемистости автомобиля в справочной литературе (5) указывают время разгона до 6х или
7.551	до 1000 км/с. В табл.8 приведены эти параметры для некоторых моделей легковых и грузовых автомобилей для случая
7.552	разгона с полной нагрузкой. Пример графика времени и пути разгона представлен в Приложении 2.
7.553	2.14. Мощностная характеристика и мощностный баланс
7.554	Мощностная характеристика представляет график зависимости эффективной мощности двигателя, N_e и тяговой мощности
7.555	(на колесах) N_k от скорости автомобиля при движения его на различных передачах. Мощностный баланс автомобиля
7.556	представляет распределение мощности по видам сопротивления : качения, подъему, воздуха, инерции.
7.557	Таблица 8
7.558	Модель автомобиля Время разгона до 60 км/ч, с Время разгона до 100 км/ч, с
7.559	ЗАЗ-1102 Таврия - 20
7.560	ВАЗ-2105 - 20
7.561	АЗЛК-2140 - 19
7.562	ГАЗ-24 Волга - 21
7.563	ВАЗ-2121 Нива - 23
7.564	УАЗ-469Б 16 -
7.565	КамАЗ-5320 40 -
7.566	
7.567	
7.568	УП: b23030330_21_23 этк.plx стр. 28
7.569	$N_k T = N_{fk} + N_{an} + N_{bv} + N_{ju} \quad (40)$
7.570	График мощностного баланса строят в координатах $N=f(V)$. На нем наносят кривые следующих зависимостей:
7.571	- зависимость эффективной мощности двигателя N_e от скорости движения автомобиля $N=f(V)$ на всех передачах в
7.572	трансмиссии;
7.573	- зависимость мощности, затрачиваемой на преодоление дорожного сопротивления, от скорости движения автомобиля $N_g=f$
7.574	(V);
7.575	- зависимость суммарной мощности, затрачиваемой на преодоление дорожного сопротивления и сопротивления воздуха от
7.576	скорости движения автомобиля $N+N_b=f(V)$. В развернутом виде уравнение (40) можно записать так:
7.577	$N_k T = N_k = N_e \eta_{Tp} = \left[\frac{(G a f \cos \alpha \cdot V)}{270} \right] + \frac{(G a \sin \alpha \cdot V)}{270} \left[\frac{f_0}{g} \right] + \left[\frac{(K F V^3)}{3500} \right] + \left[\frac{(G a j \cdot \delta_v \cdot V)}{g 270} \right]$
7.578	(41)
7.579	Значение N_e уже были определены при построении внешней скоростной характеристики двигателя. При расчете
7.580	зависимости $N=f(V)$, если это специально не оговорено в задании, следует считать, что движение происходит по
7.581	горизонтальной дороге с твердым и ровным покрытием. При движении по горизонтальной дороге $=f$. Расчетные значения
7.582	коэффициента сопротивления качению f подсчитывает по эмпирической формуле (11).

7.583	При расчете зависимости $N_b=f(V)$ фактор обтекаемости $K \cdot F$ берут из предыдущих расчетов. Пример графика мощностного
7.584	баланса представлен в Приложении 2.
7.585	2.15. Использование мощности двигателя при разгоне
7.586	Этот график строят в координатах $N_e=f(n)$, он представляет собой график внешней скоростной характеристики двигателя,
7.587	дополненный шкалой скорости автомобиля (правая вертикаль) и ломанной линией разгона двигателя (см. Приложение 2).
7.588	На правой вертикали (шкала V) против значения N_e , соответствующего n_{max} откладывают значение $V_{i max}$. После этого
7.589	определяют масштаб шкалы V и отмечают значение $V_{i max}$ для различных передач автомобиля. Эти точки соединяют
7.590	прямыми с началом координат. Пересечения этих прямых с горизонталями, приведенными через точки $V_{i max}$, дают точки
7.591	A, B, C. Для приведенного графика принят такой порядок разгон двигателя по ломаной 0- V_{1max} -A- V_{2max} -B- V_{3max} -C-
7.592	V_{4max} . Затем определяют среднюю мощность двигателя, используемую при разгоне на каждой передаче, по формуле
7.593	$\bar{N}_i = (N_n + N_k) / 2 \quad (42)$
7.594	N_n, N_k - соответственно мощность двигателя в начале и в конце разгона. Затем определяют суммарную среднюю
7.595	мощность двигателя, используемую при разгоне до максимальной скорости:
7.596	$\bar{N}_l = (\sum \bar{N}_i) / n, \quad (43)$
7.597	где n - число передач.
7.598	Если точки а, в, с лежат на одной вертикали, то условие максимального использования мощности двигателя выполняется.
7.599	Нетрудно проверить по формуле (42), что при разгоне не по указанной ломанной средняя используемая мощность двигателя
7.600	уменьшается.
7.601	3. ОЦЕНОЧНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ АВТОМОБИЛЯ
7.602	Общую экономичность автомобиля оценивают по себестоимости единицы транспортной работы (одного тонно-километра
7.603	или одного пассажира-километра). Себестоимость перевозок зависит от многих факторов: совершенства конструкции
7.604	автомобиля, его технического состояния, стоимости израсходованных топливно-смазочных материалов, дорожно -
7.605	климатических условий, погрузочно-разгрузочных операций, заработной платы водителя и многих других факторов.
7.606	В курсовом проекте рассматривается лишь топливно - экономическая характеристика автомобиля, построенная для высшей
7.607	передачи в коробке передач и полной нагрузки автомобиля.
7.608	Топливо-экономическая характеристика автомобиля показывает зависимость расхода топлива в граммах на один километр
7.609	пробега от скорости движения автомобиля и суммарного коэффициента сопротивления дороги. Эту характеристику
7.610	рассчитывают для равномерного движения, она позволяет определить расход топлива при известных величинах V и α (см.
7.611	Приложение 2). На каждой кривой графика наиболее характерны три точки. Первая точка определяет минимальный расход
7.612	топлива при движении по дороге с заданным значением α . Скорость, соответствующая этому расходу, называется
7.613	экономической $V_{эк}$. Крайняя правая точка кривой соответствует скорости движения, максимально возможной при данном
7.614	использованием динамической характеристики. Крайняя левая точка каждой кривой соответствует скорости движения на
7.615	высшей передаче, подсчитанный при минимально устойчивой частоте вращения коленчатого вала двигателя.
7.616	Такой расчет минимальных скоростей движения автомобиля на дорогах с различными коэффициентами сопротивления

7.617	является условным так как при равномерном движении по дорогам, для которых $\leq D$, двигатель работает не по внешней, а
7.618	по частичным характеристикам. Чем меньше степень использования мощности двигателя $U\%$, тем меньше минимальная
7.619	устойчивая частота вращения коленчатого вала. Минимальная устойчивая частота вращения коленчатого вала.
7.620	Минимальная устойчивая частота вращения коленчатого вала. Минимальная устойчивая частота вращения коленчатого вала
7.621	на холостом ходу двигателя в 1,5...2,5 раза меньше, чем при работе с полной подачей топлива.
7.622	Однако, обычно зависимость минимальной устойчивой частоты вращения коленчатого вала от степени использования
7.623	мощности двигателя неизвестна. Поэтому при построении топливно-экономической характеристики минимальную
7.624	скорость движения условно считают одинаковой при всех значения .
7.625	
7.626	
7.627	УП: b23030330_21_23этак.plx стр. 29
7.628	Для автомобилей с дизельным двигателем в зоне малых скоростей кривые имеют менее крутой подъем. Это объясняется
7.629	лучшей экономичностью дизеля при малой частоте вращения коленчатого вала.
7.630	Показателем топливной экономичности автомобиля может служить минимальный расход топлива, соответствующий $V_{эк}$
7.631	при испытании автомобиля с полной нагрузкой на горизонтальном участке дороги с твердым покрытием. Указываемый в
7.632	технической характеристике автомобиля так называемый контрольный расход топлива мало чем отличается от этого
7.633	минимального расхода топлива.
7.634	3.1. Скоростная топливно- экономическая характеристика двигателя
7.635	В основу расчет топливно-экономической характеристики автомобиля кладется обобщенная кривая часовых расходов
7.636	топлива при полной нагрузке двигателя в зависимости от его оборотов. Приблизительно можно считать, что зависимость
7.637	часового расхода топлива на полной нагрузке карбюраторного и дизельного двигателей от оборотов соответствует:
7.638	pe / n_{max} 0,1 0,2 0,4 0,6 0,8 1,0
7.639	Q_n / Q_{max} 0,15 0,35 0,55 0,75 0,90 1,0
7.640	Здесь действительный расход топлива на полной нагрузке Q_n выражен в долях от максимального расхода на полной
7.641	нагрузке Q_{max} , а обороты в долях от максимальных оборотов n_{max} , определяют по заданному минимальному удобному
7.642	эффективному расходу топлива ge_{min} (г/л.с.ч.). Минимальный удельный расход топлива ge_{min} указан в задании на
7.643	курсовой проект. При отсутствии данных ge_{min} можно принимать , руководствуясь следующими данными:
7.644	$ge_{min} = 220...250$ г/л.с.ч. - для карбюраторных двигателей. Меньшие значения относятся к двигателям со степенями сжатия
7.645	8...9, большие – двигателя со степенями сжатия 6,5:7,5
7.646	$ge_{min} = 170...200$ г/л.с.ч - для дизелей с непосредственным впрыском . В среднем можно считать, что величина удельного
7.647	расхода топлива на максимальных оборотах $ge_{max} = (1.25...1.55) ge_{min}$. Большие числа относятся к быстроходным
7.648	карбюраторным двигателям, меньшие – к дизелям. Тогда
7.649	$Q_{max} = ((1.15...1.25) \cdot g_{(e_{min})} \cdot N_{(n_{max})}) / 1000$, (44)
7.650	где $N_{(n_{max})}$ - максимальная соответствующих мощность двигателя на оборотах коленчатого вала при полной нагрузке
7.651	(ее значения берут из расчета внешней скоростной характеристики двигателя). Зная, таким образом Q_{max} и n_{max} , можно
7.652	для различных pe найти Q_n и построить соответствующую кривую $Q_n = f(n)$ (см. Приложение 2)
7.653	3.2. Нагрузочная характеристика двигателя
7.654	Наряду с графиком часовых расходов топлива при полной нагрузке основой расчета топливно-экономической

7.655	характеристики автомобиля служит очищенная безразмерная нагрузочная характеристика двигателя. На основании
7.656	статистических данных можно считать, что зависимость часового расхода топлива от нагрузки при постоянных оборотах
7.657	коленчатого вала соответствует следующим данным:
7.658	Нагрузка, % 10 20 40 60 80 100
7.659	Q_i / Q_n 0,28 0,35 0,48 0,62 0,75 1,0
7.660	Здесь отношения часовых расходов топлива Q_i / Q_n на постоянных оборотах коленчатого вала выражены в долях от расхода
7.661	топлива при полной нагрузке при тех же оборотах. Нагрузка $U\%$ выражена в процентах от полной нагрузки при тех же
7.662	оборотах. По данным строят график $Q_i / Q_n = f(U)$ (см. Приложение 2).
7.663	3.3. Топливоно-экономическая характеристика автомобиля
7.664	Зная рассчитанные зависимости по расходам топлива заданного двигателя $Q_n = f(n)$ и $Q_i / Q_n = f(U)$, можно рассчитывать
7.665	топливно-экономическую характеристику автомобиля для любых значений суммарного коэффициента сопротивления
7.666	дороги 1. Рекомендуется принять для расчета следующие три значения коэффициента $1 = 0.015$; $3 = 0,8 \cdot D_{\max}$ на высшей
7.667	передаче; $\psi_2 = (\psi_1 + \psi_3) / 2$. Значения 2, 3 округляют таким образом, чтобы они выражались числом с тремя знаками после
7.668	запятой, оканчивающимся рулем или пятью. Для упрощения принимают, что 1 не зависят от скорости движения
7.669	автомобиля.
7.670	Расчет топливоно-экономической характеристики автомобиля для высшей передачи в трансмиссии и полной нагрузки
7.671	производят табличным способом (см. Приложение 2, табл. 8) . Для этого выбранные три значения 1 заносят в графу 1. В
7.672	графу 2 выписывают из табл.2 (Приложение 2) восемь значений оборотов двигателя, для которых производят расчет из
7.673	этой же табл.2 выписывают значения V_a , P_T и P_b для высшей передачи (графы 3,4 и 7). С использованием графика рис.8
7.674	(Приложение 2) и данные в графу 2 определяют часовой расход топлива Q_n и заносят эти данные в графу 5. В графу 6
7.675	вносят значения силы сопротивления дороги:
7.676	$P_{\delta} = G_a \cdot \psi$
7.677	При этом принимается допущение, что $\psi = \text{const}$ и не зависит от скорости автомобиля. Суммируя данные граф 6 и 7,
7.678	определяют значения суммарной силы сопротивления и вносят их в графу 8. Нагрузку U (графа 9) определяют по данным
7.679	
7.680	
7.681	УП: b23030330_21_23этк.plx стр. 30
7.682	граф 8 и 4:
7.683	$U = (P_g + P_b) / P_T \cdot 100\%$ (45)
7.684	По графику нагрузочной характеристики (Приложение 2, рис.9) и данным графы 9 находят безразмерные величины Q_i / Q_n и
7.685	заносят их в графу 10. Перемножая данные граф 5 и 10 , получают значения часового расхода топлива Q (графа 11). По
7.686	данным граф 3 и 11 находят значения путевого расхода топлива (графа 12):
7.687	$q_n = Q / V \cdot 1000$ (46)
7.688	Для коэффициента 2 и 3 расчет производят до тех пор, пока нагрузка U в графе 9 не превысит 100%. По графику 1, 3 и 12
7.689	строят график топливоно-экономической характеристики автомобиля (см. Приложение 2, рис 10). На этом же графике
7.690	должна быть также построена огибающая кривая – зависимость $q_n = f(V)$ при полной подачей топлива. Сгибающаяся кривая
7.691	ограничивает область возможных режимов движения автомобиля. Для ее построения используют три точки,

7.692	соответствующие максимальным скоростям движения автомобиля при трех принятых значениях значения коэффициента
7.693	сопротивления движению 1, 2 и 3 А также две дополнительные точки, одну из которых подсчитывает для $4=D_{\max}$ на
7.694	высшей передаче, а вторую – при коэффициенте сопротивления движению, равном динамическому фактору,
7.695	соответствующему минимальной устойчивой скорости движения на высшей передаче $3=Dv_{\min}$. Расчет огибающей кривой
7.696	производят табличным способом (см. Приложение 2, табл.9).
7.697	Графа 3 представляет собой максимальные скорости, соответствующие данному коэффициенту сопротивления дороги i
7.698	в графе 2, которые определяют по кривой динамических факторов на высшей передаче, рассчитанной и построенной в
7.699	тяговом расчете автомобиля. В графу 5 заполняют обороты двигателя, рассчитанные по формуле (8). Графу 5 заполняют по
7.700	данным графы 4 и рис.8 (см. Приложение 2). Зная Q и V_1 по формуле (46) рассчитывают путевой расход топлива q_p и
7.701	вносят его в графу 6. По данным граф 3 и 6 на топливно-экономической характеристике автомобиля (см. Приложение 2,
7.702	рис.10) строят огибающую кривую, соответствующую полной подаче подачи топлива.
7.703	Рассмотрим более подробно выбор величины i и V_i для расчета огибающей кривой. В зависимости от исходных данных на
7.704	курсовой проект топливно-экономическая характеристика может иметь одну из трех различных конфигураций (рис.5).
7.705	Линия a_0-a показывает, как изменяется путевой расход топлива q_p с увеличением скорости автомобиля при движении по
7.706	дороге с коэффициентом сопротивления 1. Линия b_0-b показывает, как изменяется путевой расход топлива q_p с
7.707	увеличением скорости автомобиля при движении по дороге с коэффициентом сопротивления 2. Линия c_0-c соответствует
7.708	условиям движения 3. Точка d соответствует таким условиям движения ($=v_{\max}$), когда скорость максимальна, а степень
7.709	использования мощности двигателя равна 100%. При увеличении больше, чем $v_{\max}$, автомобиль не развивает
7.710	максимальную скорость и огибающая кривая уходит в лево.
7.711	На рис.5, а показан случай, когда $>v_{\max}$. То есть при разгоне автомобиля по дороге с коэффициентом сопротивления 2 он не
7.712	достигает максимальной скорости. Точка d расположена ниже точки b . На рис.5, показан случай, случай когда $2=v_{\max}$. То
7.713	есть при разгоне автомобиля по дороге с коэффициентом сопротивления 2 он достигает максимальной скорости. При этом
7.714	запаса мощности двигателя не остается. Точка d совпадает с точкой b . На рис.5, в показан случай когда $2 < v_{\max}$. То есть
7.715	при разгоне автомобиля по дороге с коэффициентом сопротивления движению >2 . Точка d располагается выше точки b .
7.716	Рис.5. Топливно-экономические характеристики
7.717	Перед расчетом огибающей кривой необходимо выписать коэффициенты $1, 2, 3, v_{\max}$, по которым определить, какая из трех
7.718	топливно-экономических характеристик соответствует рассчитываемому автомобилю.
7.719	Для характеристики a в расчете огибающей кривой нужно включить точки a, b, c, e, f . Точке d соответствует $v_{\max}$. Точкам
7.720	b и c соответствует 2 и 3 , коэффициенты, найденные ранее (см.с. 30, 31). Точке e соответствует коэффициент
7.721	сопротивления движению, равный максимальному динамическому фактору на высшей передаче. Его определяют по
7.722	графику динамического паспорта. Точке f соответствует коэффициент сопротивления движению, равный динамическому
7.723	фактору на высшей передаче при минимальной скорости (крайняя левая точка графика $D_{\text{выш}}$). Таким образом определяют
7.724	i , для расчета огибающей кривой.
7.725	Для выбранных значений i необходимо определить наибольшие скорости движения. Для этого необходимо динамический

7.726	паспорт автомобиля. Например, для точки в топливно-экономической характеристики на графике $D=f(V)$ на оси ордината
7.727	находят D_{Σ} и проводят горизонталь до пересечения с графиком. Из точки пересечения опускают перпендикуляр и находят
7.728	значение V_b - максимальную скорость при движении по дороге с коэффициентом сопротивления λ . Аналогично для других i
7.729	(рис.6).
7.730	Для топливно-экономической характеристики рис. 5,б точки b и d совпадают и набор исходных данных упрощен.
7.731	Для топливно-экономической характеристики рис.5, в координаты точки b определены в предыдущем расчете (см.
7.732	Приложение 2, табл.8) и вносить их в расчет огибающей кривой не требуется. Точке d соответствуют $v_{\max}$ и $\lambda_{\max}$. Точкам
7.733	c, e, f определяют аналогично характеристикам рис. 5,а,б.
7.734	В процессе расчета топливно-экономической характеристики и огибающей кривой необходимо давать оценку корректности
7.735	получаемых результатов, а также сопоставлять их с показателями топливной экономичности прототипа или других
7.736	автомобилей, близких к проектируемому по основным параметрам.
7.737	Рис.6 Графический способ определения максимальной скорости для заданного коэффициента сопротивления движению.

8. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ ПО ОСВОЕНИЮ ДИСЦИПЛИНЫ (МОДУЛЯ)

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ ОЦЕНОЧНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТЯГОВО-СКОРОСТНЫХ СВОЙСТВ

2.1. Выбор основных параметров

Задача тягово-динамического расчета состоит в определении конструктивных параметров автомобиля, обеспечивающих заданные параметры его тяговых свойств.

Для данных условий эксплуатации основными конструктивными различными параметрами, получаемыми в результате тягового расчета, являются внешняя скоростная характеристика двигателя и передаточные числа трансмиссии.

В курсовом проекте с учебными целями используются один из наиболее простых методов тягового расчета, при котором внешняя скоростная характеристика двигателя определяется из условий обеспечения заданной максимальной скорости автомобиля, а закон распределения передаточных чисел трансмиссии - из условий наилучшего использования мощности двигателя.

Полную массу автомобиля G_a определяют как сумму массы снаряженного автомобиля $G_{сн}$, массу груза $G_{ГР}$ и массы пассажиров:

$$G_a = G_{сн} + G_{ГР} + 75 \cdot n_p \quad (1)$$

где n_p - количество пассажиров, включая водителя. Значение параметров $G_{сн}$, $G_{ГР}$, n_p берут из справочников, например [5,6].

Распределение полной массы автомобиля между осями необходимо знать для подбора шин и для определения максимально возможной (по условиям сцепления) тяговой силы, которая, в свою очередь, необходима при выборе передаточного числа осями может быть определено на основании справочных данных заданного прототипа автомобиля. Для этого определяют долю полной массы прототипа, приходящуюся на заднюю ось в груженном состоянии:

$$q_2 = (G_{2n}) / G_{an} \quad (2)$$

где G_{2n} - нагрузка на заднюю ось прототипа,

G_n - полная масса прототипа.

Затем определяют нагрузки на заднюю и переднюю ось проектируемого автомобиля:

$$\{G_2 = q_2 \cdot G_a, G_1 = G_a - G_2\} \quad (3)$$

Если прототип и проектируемый автомобиль трехосные (например, КамАЗ-5320), то под величиной G_2 следует понимать нагрузку на балансирующую подвеску, то есть сумму нагрузок на оба моста балансирующей подвески (на тележку).

При отсутствии необходимых справочных данных распределение полной массы между осями может быть определено на основании данных табл.1.

Выбор шин проектируемого АТС производят по наиболее нагруженным колесам и с учетом максимальной скорости проектируемого автомобиля. Для этого необходимо определить нагрузку на все шины автомобиля. Например, для автомобиля с колесной формулой 4 х 2, не имеющего сдвоенных колес, нагрузка на передние и задние шины определяется так:

$$\{G_1' = G_1 / 2, G_2' = G_2 / 2\} \quad (4)$$

Для автомобиля с колесной формулой 6 х 4 и сделанными задними колесами нагрузка на передние и задние шины определяется так:

$$\{G_1' = G_1/2, G_2' = G_2/8\} \quad (5)$$

После этого определяют, какая из шин проектируемого автомобиля является наиболее нагруженной. С учетом этой нагрузки и максимальной скорости автомобиля подбирают шину либо по справочнику [5], либо по ГОСТам: ГОСТ 4754-80 (для легковых автомобилей)

Распределение массы по осям автомобиля

Таблица 1

Тип автомобиля Доля полной массы, приходящаяся на заднюю ось

Грузовые с грузоподъемностью менее 1 т

Грузовые с грузоподъемностью более 1 т

Автобусы для сельской местности

Автобусы городские и международные

Легковые с классической компоновкой

Легковые заднемоторные

Легковые переднеприводные

Автомобили повышенной проходимости:

- двухосные

- трехосные 0,53...0,58

0,67...0,75

0,70...0,73

0,63...0,66

0,52...0,55

0,56...0,60

0,43...0,47

0,50...0,54

0,70...0,72

ГОСТ 5513-86 (для грузовых автомобилей). В графе «максимально допустимая нагрузка» находят нагрузку, равную или превышающую нагрузку на наиболее нагруженную шину. Максимально допустимая скорость для шины не должна быть меньше максимальной скорости автомобиля. Все основные параметры выбранной шины необходимо выписать в пояснительную записку:

- размер шины;

- максимальная нагрузка;

- максимальная скорость;

- статический радиус.

Выбор фактора обтекаемости автомобиля производят по статическим данным. Фактор обтекаемости характеризует аэродинамические свойства автомобиля и равен произведению коэффициента обтекаемости на лобовую площадь:

$$W = K \cdot F \quad (6)$$

Коэффициент обтекаемости (коэффициент сопротивления воздуха) зависит от лобовой площади, формы кузова автомобиля и качества отделки его поверхностей и наличия спойлеров. Численно он равен силе сопротивления воздуха, создаваемой одним квадратным метром лобовой площади автомобиля при его движении со скоростью 1 м/с.

Лобовая площадь автомобиля - это площадь его проекции на плоскость, перпендикулярную его продольной оси. Точное определение лобовой площади автомобиля довольно затруднительно, так как для этого нужно произвести обмер автомобиля и вычертить его наружный контур. Поэтому на практике в инженерных расчетах пользуются эмпирическими зависимостями: для грузовых автомобилей лобовую площадь определяют по формуле:

$$F = B \cdot H \quad (7)$$

Для легковых автомобилей

$$F = 0,78 \cdot B_a \cdot H \quad (8)$$

где B - колея, м; B_a - наибольшая ширина автомобиля, м; H - наибольшая высота автомобиля, м.

При наличии тента на грузовом автомобиле в результате увеличения, как лобовой площади, так и коэффициента обтекаемости фактор обтекаемости существенно увеличивается. При тяговом расчете это увеличение можно принять равным 25%. Средние значения K, F и W даны в табл.2 (для инженерных расчетов):

Средние значения аэродинамических параметров автомобилей

Таблица 2

Тип автомобиля K, кгс·с²/м⁴ F, м² W, кгс·с²/м²

Легковые
 Грузовые
 Грузовые автопоезда
 Автобусы
 Гоночные 0,02...0,035
 0,06...0,07
 0,075
 0,025...0,04
 0,013...0,015 1,6...2,8
 3,2...5,0
 3,0...5,0
 4,5...6,5
 1,0...1,3 0,03...0,09
 0,18...0,35
 0,23...0,28
 0,10...0,26
 0,013...0,018

Коэффициент полезного действия трансмиссии оценивает потери мощности (M_k) при передаче ее от двигателя к ведущим колесам и представляет собой отношение мощности N_k , проведенной к ведущим колесам, к эффективной мощности двигателя N_e :

$$\eta_{tr} = N_k / N_e = (N_e - [N]_{tr}) / N_e = 1 - N_{tr} / N_e \quad (9)$$

где η_{tr} – мощность на преодоление потерь и трансмиссии (мощность на преодоление трения). КПД трансмиссии включает в себя несколько составляющих:

$$\eta_{tr} = \eta_k \cdot \eta_{кар} \cdot \eta_d \cdot \eta_0 \quad (10)$$

где η_k , $\eta_{кар}$, η_d , η_0 – соответственно, КПД коробки перемены передач, карданной передач, дополнительной коробки передач, главной передачи. КПД трансмиссии определяет мощность потерь на преодоление трения и перемешивание масла и зависит от схемы трансмиссии, конструктивных и технологических особенностей ее узлов, передаваемой мощности и скорости движения автомобиля V_a , и характеристик температуры смазочных материалов в механизмах трансмиссии и технического состояния трансмиссии.

Теряемая в трансмиссии мощность затрачивается на трении в зубчатых зацеплениях и в подшипниках трансмиссии, на трение трении в сальниках, на гидравлические потери, связанные с вращением зубчатых колес механизмов трансмиссии в масле, залитом в их картере, то есть на перемешивании и разбрызгивание масла. В табл. 3 приведены средние значения η_{tr} для различных типов автомобилей.

Средние значения КПД трансмиссии

Таблица 3

Тип автомобиля η_{tr}

Легковые (4 х 2)

Грузовые двухосные с одинарной главной передачей

Грузовые двухосные с двойной главной передачей (4 х 2)

Грузовые трехосные (6 х 4; 6 х 6)

Автобусы

Полноприводные легковые

Полноприводные грузовые 0,92

0,90

0,88

0,84...0,81

0,88...0,90

0,86

0,80

Коэффициент сопротивления качению обусловлен гистерезисом шины и зависит от интенсивности процессов деформации материала шины при ее взаимодействии с опорной поверхностью дороги. Из всего многообразия факторов, влияющих на величину f , при выполнении курсового проекта учитываются два наиболее существенных состояния дороги и скорость движения автомобиля. Зависимость f от V_a выражается формулой:

$$f_v = f_0 \cdot (1 + (V_a^2) / 20000) \quad (11)$$

где V_a – скорость автомобиля, м/с, f_0 – коэффициент сопротивления качению на малой скорости (дан в задании на курсовой проект).

Коэффициент f_0 можно принять по данным табл.4.

Коэффициент сопротивления качению

Таблица 4

Тип автодороги f_0 при $\sigma \leq 15$ м/с f средние значения

Асфальто- бетонная или цементно- бетонная:

-в отличном состоянии

- в удовлетворительном состоянии

0,014

0,018

0,014 – 0,018

0,018 – 0,020

Булыжная мостовая

Гравийная:

-сухая укатанная

- после дождя

0,025

-

-

0,023-0,030

0,025-0,035

0,05-0,15

Песок - 0,10-0,30

Укатанный снег - 0,07 – 0,1

При скоростях движения автомобиля до 65 км/ч коэффициент сопротивления качению можно считать не зависящим от скорости.

2.2 Внешняя скоростная характеристика двигателя

Для определения сил тяги на ведущих колесах автомобиля на различных передачах используют скоростные характеристики двигателя. Она представляет собой зависимости эффективной мощности, крутящего момента, экологических и токсических показателей, от частоты вращения коленчатого вала двигателя при неизменном открытии дросселя или рейки ТНВД.

Если скоростная характеристика снята при полном открытии дросселя (рейки ТНВД), т.е. при полной подаче смеси (топлива),- ее называют внешней скоростной характеристикой (ВСХ). При неполной подаче смеси (топлива) характеристика называется частичной: 40%,50%,70% и т.д.

Форма характеристик зависит от типа двигателя. На рисунке 1: n_{min} - минимальная частота вращения коленчатого вала, при которой двигатель устойчиво работает при полной нагрузке. Для расчетов можно принимать $n_{min}=900\ldots1000$ об/мин для обоих типов двигателей. С увеличением частоты вращения коленчатого вала мощность и крутящий момент возрастают и достигают максимальных значений N_{max} и M_{max} и при частотах вращения коленчатого вала, равных n_N и n_M . При увеличении частоты вращения коленчатого вала более n_N мощность двигателя уменьшается, т.к. возрастают механические потери в двигателе. Поэтому не имеет смысла превышать обороты коленчатого вала более чем на 10...15%. Поэтому здесь вступает в работу ограничитель частоты вращения коленчатого вала. Соотношения n_{max} и n_N оценивается коэффициентом $\lambda = n_{max} / n_N$, который для разных типов двигателей имеет разные значения.

Рис.1. Внешние скоростные характеристики: а - бензинового и б – дизельного двигателя

Защиту деталей от перегрузок на высоких оборотах осуществляют разными способами. Карбюраторные двигатели легковых автомобилей имеют детали облегченной конструкции, поэтому при их работе на высоких оборотах не возникает опасных нагрузок, и эти двигатели не имеют специальных конструктивных мероприятий, ограничивающих n_{max} . ВСХ этих двигателей имеет перегиб, кривой мощности и $\lambda = 1,05\ldots1,1$

При работе дизельных двигателей на высоких оборотах коленчатого вала, связанные с явлением «разноса» дизелей могут возникать опасные нагрузки, т.к. детали КШМ имеют значительно большие массы, как следствие могут возникнуть аварийные поломки. Поэтому дизели и карбюраторных двигатели грузовых автомобилей имеют ограничители частоты вращения коленчатого вала, в этих двигателях кривая мощности не имеет перегиба, $\lambda = 0,95\ldots1,0$, т.е. $n_N \geq n_{max}$.

Таким образом, для построения внешней скоростной характеристики необходимо иметь следующие данные:

$n_{min} = 900\ldots1000$ об/мин (для всех типов двигателей);

n_N = выбирается по прототипу;

$n_{max} = \lambda \cdot n_N$.

Для дизелей $\lambda = 0,9\ldots1,0$; для бензиновых - частота вращения коленчатого вала. $\lambda = 1,05\ldots1,1$ для бензиновых легковых двигателей - без ограничителя. Далее необходимо определить мощность двигателя при максимальной скорости автомобиля:

$$N_{\partial V \max} = (N_{\partial V \max} + N_{\epsilon V \max}) \cdot 1/\eta_{\text{тр}} \quad (12)$$

где $N_{\partial V \max}$ – мощность, затрачиваемая на преодоление суммарного сопротивления дороги при максимальной скорости автомобиля;

$N_{\epsilon V \max}$ – мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха при максимальной скорости автомобиля.

$$N_{\partial V \max} = (G_a \cdot \Psi_{\partial V \max} \cdot V_{\max})/270 \quad (13)$$

где G_a – полная масса автомобиля, кг;

$\Psi_{\partial V \max}$ – суммарное сопротивление дороги при $V_{\max}$, определяется по формуле:

$$\Psi = f + i, \quad (14)$$

где i – уклон дороги: $i \approx \tan \alpha \approx \sin \alpha$,

$V_{\max}$ – максимальная скорость автомобиля, м/с.

$$N_{\epsilon V \max} = (K \cdot F \cdot V_{\max}^3)/3500 = (W \cdot V_{\max}^3)/3500 \quad (15)$$

где $W = K \cdot F$ – фактор обтекаемости автомобиля (см. выше. 6.)

Определив значение, можно вычислить максимальную мощность двигателя:

$$N_{\epsilon \max} = N_{\partial V \max} / (a \cdot \lambda + b \cdot \lambda^2 + c \cdot \lambda^3) \quad (16)$$

В курсовом проекте внешнюю скоростную характеристику (BCX) двигателя строят с использованием эмпирической формулы, профессора Лейдермана С.Р.:

$$N_{\epsilon} = N_{\epsilon \max} \cdot [a \cdot n_{\epsilon}/n_N + b \cdot (n_{\epsilon}/n_N)^2 + c \cdot (n_{\epsilon}/n_N)^3] \quad (17)$$

где $N_{\epsilon \max}$ – максимальная мощность двигателя;

n_N – частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности;

n_{ϵ} – аргумент, изменяемая частота вращения коленчатого вала;

a, b, c – эмпирические коэффициенты, определяющие форму BCX и зависящие от типа двигателя и его конструкции. Они приведены в табл.5.

Таблица 5

Тип двигателя a b c

Карбюраторные

Дизельные (ЯМЗ)

Дизельные (КамАЗ-740) 1,0

0,53

0,866 1,0

1,56

0,901 1,0

1,09

0,767

Весь диапазон измерения оборотов коленчатого вала от $n_{\min}$ до $n_{\max}$ разбивается на 7 частей (обязательно равных). Таким образом, получается 8 числовых значений n_{ϵ} , для которых нужно вычислить соответствующие значения N_{ϵ} . При $\lambda > 1$ рекомендуется установить $n_7 = n_N$, $N_7 = n_{\max}$. Результаты расчета N_{ϵ} заносятся в таблицу (см. Приложение 2). По известным значениям n_{ϵ} и N_{ϵ} можно определить соответствующий крутящий момент двигателя.

$$M_{\epsilon} = 716,2 \cdot N_{\epsilon} / n_{\epsilon} \quad (18)$$

Расчетные значения M_{ϵ} также заносятся в таблицу и по ним строится график внешней скоростной характеристики (BCX): $n_{\min}$ обычно принимается 1000 об/мин, а $n_{\max}$ принимается по заданию в КП.

2.3. Определение передаточных чисел трансмиссии

В начале определяют передаточное число главной передачи из условий обеспечения заданной максимальной скорости автомобиля на высшей передаче:

$$i_o = (0,38 \cdot n_{\max} \cdot r_k) / (V_{\max} \cdot i_{k\epsilon} \cdot i_{\partial}) \quad (19)$$

где i_o $i_{k\epsilon}$, i_{∂} – соответственно, передаточные числа высшей передачи в КПП, главной передачи в дополнительной коробке, r_k – радиус качения колеса, м. .

Значение $i_{k\epsilon}$ (высшей передачи) зависят от особенной конструкции коробки передач и трансмиссии в целом. В курсовом

проекте рекомендуется принимать $i_{k\pi} = 1$ (прямая передача). Дополнительную коробку передач имеют автомобили повышенной проходимости или магистральные автопоезда. В первом случае дополнительная коробка передач называется раздаточной коробкой (автомобили ГАЗ- 66 , УАЗ-469Б, ЗИЛ-131 и др.), во втором случае -делителем (КамАЗ- 5320). Передаточное число дополнительной коробки передач на высшей передаче принимается по прототипу (см.[5]) . Если это передаточное число окажется неудачным, то его можно изменить.

Значения передаточных чисел главной передачи, i_o , полученные расчетным путем, не должны превышать:

- для легковых автомобилей – $i_o \leq 5,0$
- для грузовых автомобилей грузоподъемностью до 8 т – $i_o \leq 7,0$,
- для грузовых автомобилей грузоподъемностью более 8 т – $i_o \leq 9,0$.

Если значение i_o оказались больше указанных выше значений, то нужно уменьшить отношение $\lambda = n_{\max}/n_N$ заново рассчитать внешнюю скоростную характеристику. Если же и этого окажется недостаточно, нужно изменить значения величин, входящих в формулу (19).

Затем определяют передаточное число первой передачи КПП из условий преодоления автомобилем заданного максимального дорожного сопротивления $\Psi_{\max}$: ч

$$i_1 \geq (G_{\text{асц}} \cdot \Psi_{\max} \cdot r_k) / (M_{\text{е max}}) \cdot i_{\partial} \cdot i_o \cdot n_{\text{тр}} \quad (20)$$

где i_o - передаточное число низшей передачи в дополнительной коробке. Полученное значение i_1 проверяют на отсутствие буксования. Для этого должно выполняться условие:

$$i_1 \leq (G_{\text{асц}} \cdot g \cdot \varphi \cdot m_{\text{пр}} \cdot r_k) / (M_{\text{е max}}) \cdot i_{\partial} \cdot i_o \cdot n_{\text{тр}} \quad (21)$$

где $\varphi_k = 0,7$ – коэффициент сцепления шин с дорогой , $m_{\text{пр}}$ – коэффициент динамичности реакций на осях, $G_{\text{асц}}$ - сцепная масса, то есть масса, приходящаяся на ведущие колеса (см. справочник). Для полноприводных автомобилей $G_{\text{асц}} = G_a$.

Коэффициенты динамического измерения реакций $m_{\text{пр}}$, входящие в формулу (21), можно определить следующим образом:

-для автомобиля с задними ведущими колесами

$$m_{\text{p2}} = 1 + \varphi_{\max} \cdot h_{\partial} / a \quad (22)$$

-для автомобиля с передними ведущими колесами

$$m_{\text{p3}} = 1 - \varphi_{\max} \cdot h_g / b \quad (23)$$

В формулах (22) и (23) а, b, h_{∂} - координаты центра тяжести автомобиля, которые следует взять из [6]. Если h_{∂} неизвестно, то в расчете можно использовать данные табл.6.

Средние значения коэффициентов

Таблица 6

Тип автомобиля h_{∂} m_{p2} m_{p1}

Легковые

Грузовые без груза

Грузовые с грузом 0,25*L

0,25*L

0,35*L 1,18

1,18

1,12 0,82

0,82

0,86

Примечание: L- база автомобиля

Выбор передаточных чисел промежуточных передач КПП производим из условия наилучшего использования мощности двигателя. Для этого передаточные числа должны составлять геометрическую прогрессию.

$$i_1 \leq \sqrt[n-1]{(n-1) \cdot n^{(n-k_i)}} \quad (24)$$

где n - число ступеней в коробке передач;

k_i - порядковый номер ступени.

При курсовом проектировании количество передач в коробке принимается равным:

- для легковых автомобилей n=4
- для грузовых автомобилей с грузоподъемностью 3 т n=4;
- для грузовых автомобилей с грузоподъемностью более 3 т n=5.

Формулу (24) можно записать так: с делителем n=10

при n=4 $i_2 = \sqrt[3]{(i_1^2)}$, $i_3 = \sqrt[3]{(i_1^1)}$, $i_4 = 1$,

при n=5 $i_2 = \sqrt[4]{(i_1^3)}$, $i_3 = \sqrt[4]{(i_1^2)}$, $i_4 = \sqrt[4]{(i_1^1)}$, $i_5 = 1$,

передаточные числа, найденные по формуле (24), являются ориентировочными и в случае необходимости они могут

корректироваться. В табл.7 представлены передаточные числа агрегатов трансмиссии некоторых моделей автомобиля.

2.4. Тяговая характеристика и тяговой баланс автомобиля

Тяговая характеристика автомобиля представляет собой графики зависимости тяговой силы P_{Ti} от скорости движения автомобиля V_i на различных передачах. Тяговая сила и скорость движения автомобиля на различных передачах рассчитывают по формулам:

$$P_{Ti} = (M_e \cdot i_{ki} \cdot i_{gi} \cdot i_{(0)} \cdot \eta_{TP}) / r_k \quad (25)$$

$$V_i = (\llbracket 0,38 \rrbracket \cdot n_e \cdot r_k) / (i_{ki} \cdot i_{gi} \cdot i) \quad (26)$$

где M_e - текущее значение крутящего момента двигателя;

n_e - соответствующего текущее значение скорости вращения коленчатого вала.

Передаточные числа агрегатов трансмиссии

Таблица 7

Модель автомобиля $i_{\partial b} i_{\partial n} i_1 i_2 i_3 i_4 i_5 i_3 i_0$

Ока - - 3,7 2,059 1,269 0,903 - 3,7 4,538

Таврия - - 3,454 2,056 1,333 0,969 0,828 3,358 3,588

ВАЗ-2108 - - 3,636 1,95 1,357 0,941 0,784 3,53 3,94 4,13

ВАЗ-2106 - - 3,24 1,98 1,29 1,0 - 3,34 4,1

ВАЗ-2121 1,2 2,123 3,24 1,98 1,29 1,0 - 3,34 4,3

УАЗ-469Б 1,0 1,94 4,12 2,64 1,58 1,0 - 5,22 5,12

Зил-130 - - 7,44 4,10 2,29 1,47 1,0 7,09 6,32

ГАЗ-53А - - 6,55 3,09 1,71 1,0 - 7,77 6,83

КамАЗ-5320 0,815 1,0 7,82 4,03 2,5 1,53 1,0 7,38 7,22 6,53

5,94

МАЗ-5335 - - 5,26 2,90 1,52 1,0 0,66 5,48 7,24

КрАЗ-257 - - 5,26 2,90 1,52 1,0 0,66 5,48 8,21

Урал-4320 1,3 2,15 5,61 2,89 1,64 1,0 0,723 5,31 7,32

Магirus-232 - - 9,0 5,18 3,14 1,93 1,34

1,0 8,45 7,12

Татра-138 1,63 2,2 8,69 4,4 2,66 1,62 1,0 7,53 3,39

Тяговый баланс автомобиля представляет собой распределение тяговой силы по видам сопротивления движения автомобиля (см. Рис.2 , Приложение 2)

$$P_{Ti} = P_{\partial} + P_{\partial j} + P_{vj} \quad (27)$$

или в развернутом виде

$$P_{Ti} = G_a \cdot \psi + G_a / g \cdot \delta_{bi} \cdot j + (K \cdot F \cdot V^2) / 13 \quad (28)$$

В формуле (28) величина ψ - суммарный коэффициент сопротивления дороги $\psi = f \cdot i$. Величина коэффициента сопротивления качению f и уклон дороги i в совокупности характеризуют качество дороги, δ_{bi} - коэффициент учета вращающихся масс.

Уравнение (28) решает графически. На графике тяговой характеристики автомобиля наносят кривую силы сопротивления дороги, $P_{\partial} = f(V)$, подсчитанную для заданного значения сопротивления дороги. При движении автомобиля по горизонтальной дороге $\Psi_v = f$, поэтому значения Ψ рассчитывают по формуле (14) для нескольких скоростей движения.

Значение силы сопротивления воздуха для различных скоростей движения автомобиля откладывают вверх от кривой P_{∂} .

Кривая суммарного сопротивления $P_{\partial} + P_v$ - определяют величину тяговой силы, необходимой для движения автомобиля с постоянной скоростью.

Если при некоторой скорости кривая P_{Ti} проходит выше кривой $P_{\partial} + P_v$ то ордината P_3 заключенная между этими кривыми, представляют собой запас силы (мощности), который может быть использован для разгона автомобиля или буксирования прицепа (см. Приложение 2).

2.5 Динамический паспорт автомобиля

Практическое использование методов силового баланса автомобиля затруднительно, так как для различных значений Ψ на графиках приходится наносить несколько кривых P_{∂} и $P_{\partial} + P_v$. Кроме того, основным недостатком метода силового баланса при расчете тягово-динамических свойств является то, что он не позволяет осуществить оценку динамических качеств автомобилей, имеющих различную массу, так как при одинаковых значениях свободной силы тяги (запас силы)

$P_{св} = P_T + P_v$ они будут иметь на одной и той же дороге различные максимальные скорости, различные ускорения, преодолевать различные предельные подъемы и т.д. поэтому более удобно пользоваться безразмерной величиной D - динамическим фактором, который был предложен академиком Е.А.Чудаковым. Динамическим фактором автомобиля называют отношение разности силы тяги и сопротивление воздуха (свободной силы тяги) к весу автомобиля:

$$D_i = (P_{Ti} - P_{vi}) / G_a \quad (29)$$

При равномерном движении автомобиля, его ускорение, $j=0$, а динамический фактор $D=\Psi$. Динамический фактор $D_{v \max}$ при максимальной скорости автомобиля определяет сопротивление дороги $\Psi_{v \max}$, которое может преодолеть автомобиль при этой скорости, без перехода на низшие передачи. Максимальное значение динамического фактора $D_{\max}$ соответствует наибольшему дорожному сопротивлению $\Psi_{\max}$, которое преодолевает автомобиль на низшей передаче в трансмиссии при равномерном движении.

Для безостановочного движения автомобиля необходимо, чтобы соблюдалось следующее условие $D \geq \Psi$.

Графическую зависимость, $D=f(V)$ называют динамической характеристикой автомобиля (см. Приложение 2, Рис.3).

С целью использования динамической характеристики при различных нагрузках автомобиля (от 0 до 100%) строят номограммы нагрузок слева от динамической характеристики.

Динамическая характеристика, совмещенная с номограммой нагрузок и графиком контроля буксования, называется динамическим паспортом автомобиля (Рис.3, Приложение 2).

2.6. Расчет масштабов номограммы нагрузок

На продолжении оси абсцисс слева от графика динамической характеристики автомобиля, откладывается равномерная шкала нагрузок (от 0 до 100%). Левая вертикаль D_0 графика (рис.2) является шкалой динамического фактора ненагруженного автомобиля. Для шкалы D_0 масштаб динамического фактора определяется из выражения:

$$a_0 = a_{100} \cdot G / G_a, \quad (30)$$

где a_{100} - отрезок на графе, соответствующий динамическому фактору 0,1 для полностью груженого автомобиля, G и G_a - соответственно масса снаряженного автомобиля и полностью загруженного. Масштаб динамического фактора a_{100} выбирается произвольно, в большинстве случаев оптимальными является $a_{100}=40 \dots 50$ мм.

Для шкалы D_0 (рис.3) масштаб графика контроля буксования (для коэффициента сцепления, равного 0,1) определяется из выражения:

$$b_0 = a_0 \cdot G_{сц} / G, \quad (31)$$

где a_0 - отрезок на графике, соответствующий динамическому фактору 0,1 для последнего автомобиля; $G_{сц}$ - сцепная масса, то есть масса, приходящаяся на ведущие колеса автомобиля в порожнем состоянии.

Рис.2. Номограмма нагрузок

Рис.3. График контроля буксования, совмещенный с номограммой нагрузок

Для шкалы D_{100} (см.рис.3):

$$b_{100} = a_{100} \cdot G_{(сц \cdot 100)} / G_a \quad (32)$$

где $G_{(сц \cdot 100)}$ - сцепная масса автомобиля в груженом состоянии. Для полноприводных автомобилей $a_0=b_0$ и $a_{100}=b_{100}$.

2.7. Некоторые задачи, решаемые с помощью динамического паспорта автомобиля

Основными элементами динамической характеристики, по которым можно судить о тяговых свойствах автотранспортного средства, являются:

- максимальный динамический фактор $D_{(\max b)}$ на высшей передаче, величина которого определяет диапазон дорожных сопротивлений, преодолеваемых без переключения передач;

- скорость движения V_k , соответствующая $D_{(\max b)}$ (критическая скорость), определяющая диапазон устойчивого движения на высшей передаче при работе двигателя с полной подачей топлива. При движении на постоянных скоростях, больших критической, увеличение дорожного сопротивления вызывает падение скорости, сопровождающиеся увеличением динамического фактора. До тех пор, пока скорость не достигнет критической, равенство (29) будет соблюдаться и

двигатель будет работать устойчиво. При скоростях, меньших критической, любое, сколь угодно малое увеличение дорожного сопротивления приведет к уменьшению динамического фактора, а следовательно, скорость движения и связанной с ней частоты вращения коленчатого вала двигателя. Поэтому для поддержания скорости водитель должен включать более низкую передачу:

-максимальный динамический фактор $D_{\max}$ на низшей передаче в трансмиссии, величина которого определяет максимальное дорожное сопротивление, преодолеваемое автомобилем.

2.8. Определение максимальной скорости движения автомобиля на заданной дороге

Принимая во внимание, что при максимальной скорости движения $j=0$, из равенства (29) получим для этого случая $D=\psi$. Следовательно, максимальная скорость автомобиля определяется в заданном масштабе отрезком от начала координат до точки абсциссы, соответствующей пересечения кривых $D=f(V)$ и $\psi=f(V)$, то есть значение динамического фактора при максимальной скорости $D_{(v \max)}$ определяет величину коэффициента сопротивления дороги $\psi_{(v \max)}=f+i$, которое может быть преодолено при этой скорости. В общем случае кривая $\psi=f(V)$ является квадратичной параболой, а в тех случаях, когда можно считать $\psi=\text{const}$, - прямой, параллельной оси абсцисс, проведенной на расстоянии ψ от последней.

2.9. Определение максимальных подъемов, преодолеваемых автомобилем

Тип дорожного покрытия в совокупности с конструктивными особенностями колес автомобиля определяет коэффициент сопротивления качению. Так как последний является функцией от скорости движения, то задается f_0 , а коэффициент f_v при различных скоростях находят по формуле (II). Принимая во внимание, что при $V=\text{const}$ $j_a=0$ и $D=\psi=f_v+i$ откуда $i=D-f_v$, можно определить максимальный подъем, преодолеваемый автомобилем на данной передаче при равномерном движении.

Для графического определения разности $D-f_v$ наносим на динамическую характеристику кривую $f_v=f(V)$ в масштабе, принятом для D . Разности между ординатами кривых $D=f(V)$ и $f_v=f(V)$ при различных скоростях движения равны максимальный уклон, преодолеваемый автомобилем, равен $i_{\max}=D_{\max}-f$, где f - коэффициент сопротивления качению заданного типа дорожного покрытия.

2.10. Определение минимального коэффициента сцепления, при котором возможно движение, при известных скоростях движения и загрузке автомобиля

Для графического решения задачи восстанавливают перпендикуляр через точку абсциссы, соответствующего заданной скорости движения, до пересечения с кривой динамического фактора. Затем через эту точку проводят горизонталь до пересечения с вертикалью, восстановленной через точку абсциссы, соответствующую заданной степени загрузки. Точка пересечения этих линий определяет минимальный коэффициент сцепления (на графике контроля буксования), при котором возможно движение.

2.11. Определение минимального коэффициента сцепления, при котором возможно движение, для заданных суммарного сопротивления дороги и степени загрузки автомобиля

Для графического решения задачи через точку абсциссы, соответствующую степени загрузки автомобиля, проводят вертикаль и откладывают на ней от оси абсцисс вверх заданное значение суммарного сопротивления дороги. Ордината этого значения на графике контроля буксования определяет значение коэффициента сцепления. При помощи аналогичного построения можно определить:

-суммарное сопротивление дороги ψ и скорость движения V при заданных коэффициентах сцепления ϕ и степени загрузки автомобиля;

- скорость движения V и степень загрузки автомобиля при заданных коэффициентах суммарного сопротивления дороги ψ и коэффициента сцепления ϕ .

Во всех случаях возможность движения автомобиля без буксования ведущих колес определяется условием $D_{\text{сц}} \geq D \geq \psi$.

2.12. Ускорение автомобиля

Динамические свойства автомобиля в значительной мере характеризуется величиной развиваемого им ускорения. График ускорения строят в системе координат $j=f(V)$ для всех передач. Для определения ускорения, соответствующих выбранной скорости движения на выбранной передаче, используют формулы, выведенные из уравнений тягового баланса и динамического фактора

$$j_{(i)} = [(D)_{(i)} - \psi] \cdot g / \delta b_i \quad (33)$$

где $D_{(i)}$, ψ - соответственно динамический фактор и коэффициент суммарного дорожного сопротивления; δb_i - коэффициент учета вращающихся масс.

Значение $D_{(i)}$ в формуле (33) берут из графика динамического паспорта автомобиля для той загрузки автомобиля, для

которой задан расчет (в курсовом проекте – для 100%). Если специально не оговорено в задании, расчет ускорений следует производить для движения автомобиля по горизонтальной дороге с твердым и ровным покрытием. В этом случае $\psi = f$. Расчетные значения коэффициента f берут теми же, что при расчете графика тягового баланса. Коэффициент учета вращающихся масс можно определить по формуле:

$$\delta_{bi} = 1 + \delta_{b1} \cdot U_i^2 + \delta_{b2}$$

Для одиночных автомобилей $\delta_{b1} = \delta_{b2} = 0,04$. Для автопоездов

$$\delta_{b1} = 0,04 \cdot G_T / G_a ; \delta_{b2} = 0,04 \cdot Z_{ka} / Z_{kT} ,$$

где G_T, G_a - соответственно массы автопоезда и тягача с полной нагрузкой;

Z_{ka}, Z_{kT} - соответственно число колес автопоезда и тягача.

Крайние левые точки кривых $j=f(V)$ на каждой передаче должны соответствовать минимальной устойчивой скорости движения автомобиля на данной передаче (скорости при минимальной частоте вращения коленчатого вала двигателя по внешней скоростной характеристике).

Для автомобилей, двигатели которых не имеют ограничителя частоты вращения коленчатого вала, при достижении максимальной скорости дальнейший разгон прекращается, так как запас мощности, который можно было бы использовать для разгона, отсутствует. Поэтому при $V=V_{max}$ $j=0$. Если двигатель автомобиля имеет ограничитель частоты вращения коленчатого вала, то при достижении им максимальной скорости $n=n_{max}; V=V_{max}$ запас мощности остается, однако в работу вступает ограничитель, уменьшая подачу топлива. При этом разгон автомобиля прекращается, а ускорение скачкообразно снижается до нуля.

У грузовых автомобилей и автобусов максимальные ускорения на первой и второй передачах приблизительно одинаковы. Объясняется это большой величиной передаточного числа на первой передаче, которое обуславливает высокое значение коэффициента учета вращающихся масс δ_{b1} .

Примерные значения максимальных ускорений при разгоне автомобилей с механической трансмиссией приведены в табл.7. Пример графика ускорений представлен в Приложении 2.

Таблица 7

Тип	Максимальное ускорение, м/с ²
На первой передаче	На второй передаче
Легковой	2,0...2,5 0,8...1,2
Грузовой	1,7...2,0 1,25...1,5
Автобус	1,8...2,3 0,4...0,3

2.13. Время и путь разгона

Для сравнения приемистости различных автомобилей одного графика ускорений недостаточно, так как автомобили могут отличаться не только максимальными значениями ускорений, но и характером изменения скорости. Кроме того, различные автомобили могут иметь коробки передач с различным количеством ступеней. Более удобными и наглядным оценочными параметрами приемистости автомобиля являются время и путь разгона a в заданном интервале скоростей.

Для теоретического определения времени и пути разгона существует несколько графоаналитических методов. В курсовом проекте рекомендуется использовать метод Н. А.Яковлева с применением графика ускорений. Графики времени и пути разгона строят в системе координат $t_p=f(V)$ и $S_p=f(V)$, причем обе зависимости строят на одном графике. Если в задании специально не оговорено условия разгона, то графики строят для случая, когда разгон начинается с низшей передачи и заканчивается на высшей скорости, близкий к максимальной. У автомобилей, имеющих дополнительную коробку передач, при расчете времени и пути разгона используется высшая передача.

В качестве исходных данных для расчета используют график ускорений, построенный ранее. Кривая ускорений для каждой передачи разбивается на несколько интервалов, и принимается допущение, что в каждом интервале движения происходит с постоянным ускорением:

$$j_{(cr)} = (j_1 + j_2) / 2 \quad (34)$$

где j_1 и j_2 - соответственно величины ускорений в начале и в конце выбранного интервала.

Интервалы скоростей, на которые разбивают кривые, должны обеспечивать получение 8...10 интервалов на каждой кривой. Можно ориентироваться на следующие величины:

для первой передачи - 2...3 км/ч;

для промежуточных передач – 5... для 10 км/ч;

для высшей передачи – 10...20 км/ч.

На рис.4 показан пример разбиения кривых $j=f(V)$ на интервалы и способ перехода от одной кривой к другой. При переходе от низшей передачи к высшей последняя точка кривой j_n определяет начало первого интервала кривой j_v (две верхние

кривые). Если кривые j_n и j_v пересекаются (две ниже те кривые), то точка пересечения является точкой перехода от низшей передачи к высшей.

Рис.4. Графоаналитический метод определения времени и пути разгона.

При изменении скорости в интервале ΔV среднее ускорение можно определить так:

$$j_{(i)} = \Delta V / (3,6 \cdot \Delta t) \quad (35)$$

отсюда время разгона в том же интервале изменения скорости можно выразить формулой

$$\Delta t = \Delta V / (3,6 \cdot j_{cp}) \quad (36)$$

Подставляя в уравнение (36) значение j_{cp} , можно определить время разгона в данном интервале скоростей. Общее время разгона автомобиля от минимально устойчивой скорости V_{min} до конечной V_{max} получают суммированием времени разгона на отдельных интервалах:

$$\sum_{i=1}^n [t_p = \Delta t_1 + \Delta t_2] + \dots + \Delta t_n \quad (37)$$

Путь разгона в интервале скорости ΔV определяют при помощи графика времени разгона по формуле

$$\Delta S = (V_1 + V_2) / 2 \cdot \Delta t / 3,6, \quad (38)$$

Где V_1 и V_2 - соответственно скорости движения в начале и в конце интервала времени Δt (см.рис.4).

$$\sum_{i=1}^n [S_p = \Delta S_1 + \Delta S_2] + \dots + \Delta S_n \quad (39)$$

Общий путь разгона от минимальной скорости до конечной определяют суммированием пути разгона для всех интервалов: В качестве основного параметра приемистости автомобиля в справочной литературе (5) указывают время разгона до 6х или до 1000 км/ч. В табл.8 приведены эти параметры для некоторых моделей легковых и грузовых автомобилей для случая разгона с полной нагрузкой. Пример графика времени и пути разгона представлен в Приложении 2.

2.14. Мощностная характеристика и мощностный баланс

Мощностная характеристика представляет график зависимости эффективной мощности двигателя, N_e и тяговой мощности (на колесах) N_k от скорости автомобиля при движении его на различных передачах. Мощностный баланс автомобиля представляет распределение мощности по видам сопротивления: качения, подъему, воздуха, инерции.

Таблица 8

Модель автомобиля Время разгона до 60 км/ч, с Время разгона до 100 км/ч, с

ЗА3-1102 Таврия - 20

ВА3-2105 - 20

АЗЛК-2140 - 19

ГАЗ-24 Волга - 21

ВА3-2121 Нива - 23

УАЗ-469Б 16 -

КамАЗ-5320 40 -

$$N_{kT} = N_{fk} + N_{an} + N_{bv} + N_{ju} \quad (40)$$

График мощностного баланса строят в координатах $N=f(V)$. На нем наносят кривые следующих зависимостей:

- зависимость эффективной мощности двигателя N_e от скорости движения автомобиля $N=f(V)$ на всех передачах в трансмиссии;

- зависимость мощности, затрачиваемой на преодоление дорожного сопротивления, от скорости движения автомобиля $N_g=f(V)$;

- зависимость суммарной мощности, затрачиваемой на преодоление дорожного сопротивления и сопротивления воздуха от скорости движения автомобиля $N+N_v=f(V)$. В развернутом виде уравнение (40) можно записать так:

$$N_T = N_k = N_e \eta_{Tp} = \left[\frac{(Gaf \cdot \cos \alpha \cdot V)}{270} \right] + \left[\frac{(G \sin \alpha \cdot V)}{270} \right] + \left[\frac{(K F V^3)}{3500} \right] + \left[\frac{(Ga \cdot j \cdot \delta_v \cdot V)}{g \cdot 270} \right] \quad (41)$$

Значение N_e уже были определены при построении внешней скоростной характеристики двигателя. При расчете зависимости $N=f(V)$, если это специально не оговорено в задании, следует считать, что движение происходит по горизонтальной дороге с твердым и ровным покрытием. При движении по горизонтальной дороге $\alpha=0$. Расчетные значения коэффициента сопротивления качению f подсчитывают по эмпирической формуле (11).

При расчете зависимости $N_b=f(V)$ фактор обтекаемости K_F берут из предыдущих расчетов. Пример графика мощностного баланса представлен в Приложении 2.

2.15. Использование мощности двигателя при разгоне

Этот график строят в координатах $N_e=f(n)$, он представляет собой график внешней скоростной характеристики двигателя, дополненный шкалой скорости автомобиля (правая вертикаль) и ломанной линией разгона двигателя (см. Приложение 2). На правой вертикали (шкала V) против значения N_e , соответствующего n_{max} откладывают значение $V_{i max}$. После этого определяют масштаб шкалы V и отмечают значение $V_{i max}$ для различных передач автомобиля. Эти точки соединяют прямыми с началом координат. Пересечения этих прямых с горизонтальными, приведенными через точки $V_{i max}$, дают точки А, В, С. Для приведенного графика принят такой порядок разгон двигателя по ломаной 0- V_{1max} -А- V_{2max} -В- V_{3max} -С- V_{4max} . Затем определяют среднюю мощность двигателя, используемую при разгоне на каждой передаче, по формуле

$$\bar{N}_i=(N_n+N_k)/2 \quad (42)$$

N_n, N_k - соответственно мощность двигателя в начале и в конце разгона. Затем определяют суммарную среднюю мощность двигателя, используемую при разгоне до максимальной скорости:

$$\bar{N}_1=(\sum_{i=1}^n \bar{N}_i)/n, \quad (43)$$

где n - число передач.

Если точки а, в, с лежат на одной вертикали, то условие максимального использования мощности двигателя выполняется. Нетрудно проверить по формуле (42), что при разгоне не по указанной ломанной средняя используемая мощность двигателя уменьшается.

3. ОЦЕНОЧНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ АВТОМОБИЛЯ

Общую экономичность автомобиля оценивают по себестоимости единицы транспортной работы (одного тонно-километра или одного пассажиро-километра). Себестоимость перевозок зависит от многих факторов: совершенства конструкции автомобиля, его технического состояния, стоимости израсходованных топливно-смазочных материалов, дорожно - климатических условий, погрузочно-разгрузочных операций, заработной платы водителя и многих других факторов. В курсовом проекте рассматривается лишь топливно - экономическая характеристика автомобиля, построенная для высшей передачи в коробке передач и полной нагрузки автомобиля.

Топливно-экономическая характеристика автомобиля показывает зависимость расхода топлива в граммах на один километр пробега от скорости движения автомобиля и суммарного коэффициента сопротивления дороги. Эту характеристику рассчитывают для равномерного движения, она позволяет определить расход топлива при известных величинах V и ΣR (см. Приложение 2). На каждой кривой графика наиболее характерны три точки. Первая точка определяет минимальный расход топлива при движении по дороге с заданным значением ΣR . Скорость, соответствующая этому расходу, называется экономической $V_{эк}$. Крайняя правая точка кривой соответствует скорости движения, максимально возможной при данном использовании динамической характеристики. Крайняя левая точка каждой кривой соответствует скорости движения на высшей передаче, подсчитанный при минимально устойчивой частоте вращения коленчатого вала двигателя.

Такой расчет минимальных скоростей движения автомобиля на дорогах с различными коэффициентом сопротивления является условным так как при равномерном движении по дорогам, для которых $\Sigma R < D$, двигатель работает не по внешней, а по частичным характеристикам. Чем меньше степень использования мощности двигателя $U\%$, тем меньше минимальная устойчивая частота вращения коленчатого вала. Минимальная устойчивая частота вращения коленчатого вала.

Минимальная устойчивая частота вращения коленчатого вала. Минимальная устойчивая частота вращения коленчатого вала на холостом ходу двигателя в 1,5...2,5 раза меньше, чем при работе с полной подачей топлива.

Однако, обычно зависимость минимальной устойчивой частоты вращения коленчатого вала от степени использования мощности двигателя неизвестна. Поэтому при построении топливно-экономической характеристики минимальную скорость движения условно считают одинаковой при всех значениях ΣR .

Для автомобилей с дизельным двигателем в зоне малых скоростей кривые имеют менее крутой подъем. Это объясняется лучшей экономичностью дизеля при малой частоте вращения коленчатого вала.

Показателем топливной экономичности автомобиля может служить минимальный расход топлива, соответствующий $V_{эк}$ при испытании автомобиля с полной нагрузкой на горизонтальном участке дороги с твердым покрытием. Указываемый в технической характеристике автомобиля так называемый контрольный расход топлива мало чем отличается от этого минимального расхода топлива.

3.1. Скоростная топливно- экономическая характеристика двигателя

В основу расчет топливно-экономической характеристики автомобиля кладется обобщенная кривая часовых расходов топлива при полной нагрузке двигателя в зависимости от его оборотов. Приблизительно можно считать, что зависимость часового расхода топлива на полной нагрузке карбюраторного и дизельного двигателей от оборотов соответствует:

n_e/n_{max} 0,1 0,2 0,4 0,6 0,8 1,0

Q_n/Q_{max} 0,15 0,35 0,55 0,75 0,90 1,0

Здесь действительный расход топлива на полной нагрузке Q_n выражен в долях от максимального расхода на полной нагрузке $Q_{\max}$, а обороты в долях от максимальных оборотов $n_{\max}$, определяют по заданному минимальному удобному эффективному расходу топлива $g_{e \min}$ (г/л.с.ч.). Минимальный удельный расход топлива $g_{e \min}$ указан в задании на курсовой проект. При отсутствии данных $g_{e \min}$ можно принимать, руководствуясь следующими данными: $g_{e \min} = 220 \dots 250$ г/л.с.ч. - для карбюраторных двигателей. Меньшие значения относятся к двигателям со степенями сжатия 8...9, большие – двигателя со степенями сжатия 6,5:7,5 $g_{e \min} = 170 \dots 200$ г/л.с.ч - для дизелей с непосредственным впрыском. В среднем можно считать, что величина удельного расхода топлива на максимальных оборотах $g_{e \max} = (1,25 \dots 1,55) g_{e \min}$. Большие числа относятся к быстроходным карбюраторным двигателям, меньшие – к дизелям. Тогда

$$Q_{\max} = ((1,15 \dots 1,25) \cdot g_{e \min} \cdot N_{(n \max)}) / 1000, \quad (44)$$

где $N_{(n \max)}$ - максимальная соответствующая мощность двигателя на оборотах коленчатого вала при полной нагрузке (ее значения берут из расчета внешней скоростной характеристики двигателя). Зная, таким образом $Q_{\max}$ и $n_{\max}$, можно для различных n найти Q_n и построить соответствующую кривую $Q_n = f(n)$ (см. Приложение 2)

3.2. Нагрузочная характеристика двигателя

Наряду с графиком часовых расходов топлива при полной нагрузке основной расчет топливно-экономической характеристики автомобиля служит очищенная безразмерная нагрузочная характеристика двигателя. На основании статистических данных можно считать, что зависимость часового расхода топлива от нагрузки при постоянных оборотах коленчатого вала соответствует следующим данным:

Нагрузка, % 10 20 40 60 80 100
 Q_i / Q_n 0,28 0,35 0,48 0,62 0,75 1,0

Здесь отношения часовых расходов топлива Q_i / Q_n на постоянных оборотах коленчатого вала выражены в долях от расхода топлива при полной нагрузке при тех же оборотах. Нагрузка $U\%$ выражена в процентах от полной нагрузки при тех же оборотах. По данным строят график $Q_i / Q_n = f(U)$ (см. Приложение 2).

3.3. Топливно-экономическая характеристика автомобиля

Зная рассчитанные зависимости по расходам топлива заданного двигателя $Q_n = f(n)$ и $Q_i / Q_n = f(U)$, можно рассчитывать топливно-экономическую характеристику автомобиля для любых значений суммарного коэффициента сопротивления дороги i . Рекомендуется принять для расчета следующие три значения коэффициента $1 = 0,015$; $3 = 0,8 \cdot D_{\max}$ на высшей передаче; $\psi_2 = (\psi_1 + \psi_3) / 2$. Значения 2, 3 округляют таким образом, чтобы они выражались числом с тремя знаками после запятой, оканчивающимся нулем или пятью. Для упрощения принимают, что 1 не зависит от скорости движения автомобиля.

Расчет топливно-экономической характеристики автомобиля для высшей передачи в трансмиссии и полной нагрузки производят табличным способом (см. Приложение 2, табл. 8). Для этого выбранные три значения 1 заносят в графу 1. В графу 2 выписывают из табл.2 (Приложение 2) восемь значений оборотов двигателя, для которых производят расчет из этой же табл.2 выписывают значения V_a , P_T и P_b для высшей передачи (графы 3,4 и 7). С использованием графика рис.8 (Приложение 2) и данные в графу 2 определяют часовой расход топлива Q_n и заносят эти данные в графу 5. В графу 6 вносят значения силы сопротивления дороги:

$$P_{\Sigma} = G \cdot a \cdot \psi$$

При этом принимается допущение, что $\psi = \text{const}$ и не зависит от скорости автомобиля. Суммируя данные граф 6 и 7, определяют значения суммарной силы сопротивления и вносят их в графу 8. Нагрузку U (графа 9) определяют по данным граф 8 и 4:

$$U = (P_{\Sigma} + P_b) / P_T \cdot 100\% \quad (45)$$

По графику нагрузочной характеристики (Приложение 2, рис.9) и данным графы 9 находят безразмерные величины Q_i / Q_n и заносят их в графу 10. Перемножая данные граф 5 и 10, получают значения часового расхода топлива Q (графа 11). По данным граф 3 и 11 находят значения путевого расхода топлива (графа 12):

$$q_n = Q / V \cdot 1000 \quad (46)$$

Для коэффициента 2 и 3 расчет производят до тех пор, пока нагрузка U в графе 9 не превысит 100%. По графику 1, 3 и 12 строят график топливно-экономической характеристики автомобиля (см. Приложение 2, рис 10). На этом же графике должна быть также построена огибающая кривая – зависимость $q_n = f(V)$ при полной подаче топлива. Сгибающаяся кривая ограничивает область возможных режимов движения автомобиля. Для ее построения используют три точки, соответствующие максимальным скоростям движения автомобиля при трех принятых значениях значения коэффициента сопротивления движению 1, 2 и 3. А также две дополнительные точки, одну из которых подсчитывает для $4 = D_{\max}$ на

высшей передаче, а вторую – при коэффициенте сопротивления движению, равном динамическому фактору, соответствующему минимальной устойчивой скорости движения на высшей передаче $3=Dv_{\min}$. Расчет огибающей кривой производят табличным способом (см. Приложение 2, табл.9).

Графа 3 представляет собой максимальные скорости, соответствующие данному коэффициенту сопротивления дороги i в графе 2, которые определяют по кривой динамических факторов на высшей передаче, рассчитанной и построенной в тяговом расчете автомобиля. В графу 5 заполняют обороты двигателя, рассчитанные по формуле (8). Графу 5 заполняют по данным графы 4 и рис.8 (см. Приложение 2). Зная Q и V_1 по формуле (46) рассчитывают путевой расход топлива q_n и заносят его в графу 6. По данным граф 3 и 6 на топливно-экономической характеристике автомобиля (см. Приложение 2, рис.10) строят огибающую кривую, соответствующую полной подаче подачи топлива.

Рассмотрим более подробно выбор величины i и V_1 для расчета огибающей кривой. В зависимости от исходных данных на курсовой проект топливно-экономическая характеристика может иметь одну из трех различных конфигураций (рис.5).

Линия а0-а показывает, как изменяется путевой расход топлива q_n с увеличением скорости автомобиля при движении по дороге с коэффициентом сопротивления 1. Линия в0-в показывает, как изменяется путевой расход топлива q_n с увеличением скорости автомобиля при движении по дороге с коэффициентом сопротивления 2. Линия с0-с соответствует условиям движения 3. Точка d соответствует таким условиям движения ($=v_{\max}$), когда скорость максимальна, а степень использования мощности двигателя равна 100%. При увеличении больше, чем $v_{\max}$, автомобиль не развивает максимальную скорость и огибающая кривая уходит в лево.

На рис.5, а показан случай, когда $>v_{\max}$. То есть при разгоне автомобиля по дороге с коэффициентом сопротивления 2 он не достигает максимальной скорости. Точка d расположена ниже точки в. На рис.5, показан случай, случай когда $2=v_{\max}$. То есть при разгоне автомобиля по дороге с коэффициентом сопротивления 2 он достигает максимальной скорости. При этом запаса мощности двигателя не остается. Точка d совпадает с точкой в. На рис.5, в показан случай когда $2 < v_{\max}$. То есть при разгоне автомобиля по дороге с коэффициентом сопротивления движению >2 . Точка d располагается выше точки в.

Рис.5. Топливно-экономические характеристики

Перед расчетом огибающей кривой необходимо выписать коэффициенты 1, 2, 3, $v_{\max}$, по которым определить, какая из трех топливно-экономических характеристик соответствует рассчитываемому автомобилю.

Для характеристики а в расчете огибающей кривой нужно включить точки а, b, c, e, f. Точке d соответствует $v_{\max}$. Точкам b и c соответствует 2 и 3, коэффициенты, найденные ранее (см.с. 30, 31). Точке e соответствует коэффициент сопротивления движению, равный максимальному динамическому фактору на высшей передаче. Его определяют по графику динамического паспорта. Точке f соответствует коэффициент сопротивления движению, равный динамическому фактору на высшей передаче при минимальной скорости (крайняя левая точка графика $D_{\text{высш}}$). Таким образом определяют 1, для расчета огибающей кривой.

Для выбранных значений i необходимо определить наибольшие скорости движения. Для этого необходимо динамический паспорт автомобиля. Например, для точки в топливно-экономической характеристики на графике $D=f(V)$ на оси ордината находят $D=2$ и проводят горизонталь до пересечения с графиком. Из точки пересечение опускают перпендикуляр и находят значение V_b - максимальную скорость при движении по дороге с коэффициентом сопротивления 2. Аналогично для других i (рис.6).

Для топливно-экономической характеристики рис. 5,б точки b и d совпадают и набор исходных данных упрощен.

Для топливно-экономической характеристики рис.5, в координаты точки b определены в предыдущем расчете (см.

Приложение 2, табл.8) и вносить их в расчет огибающей кривой не требуется. Точке d соответствуют $v_{\max}$ и $i_{\max}$. Точкам c, e, f определяют аналогично характеристикам рис. 5,а,б.

В процессе расчета топливно-экономической характеристики и огибающей кривой необходимо давать оценку корректности получаемых результатов, а также сопоставлять их с показателями топливной экономичности прототипа или других автомобилей, близких к проектируемому по основным параметрам.

Рис.6 Графический способ определения максимальной скорости для заданного коэффициента сопротивления движению.