

**НОВОСИБИРСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**
Инженерный Институт
Кафедра «Автомобили и тракторы»



**Конструкция автотранспортных
средств**

Методические указания
по выполнению расчетно-графической и самостоятельной
работы

Новосибирск 2021

Кафедра автомобилей и тракторов

Конструкция автотранспортных средств: Методические указания по выполнению расчетно-графической и самостоятельной работы / Новосиб. Гос. Аграр. Ун-т. Инж. Ин-т; Сост: С.П. Матяш, 2021. -36 с.

Методические указания разработаны в соответствии с учебным планом. Предназначены для студентов, обучающихся по направлению подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов»

Утверждены и рекомендованы к изданию методической комиссией Инженерного института (протокол № _____ от _____ 20 г.).

©Новосибирский государственный аграрный университет, 2021

©Инженерный институт, 2021

Введение

Методические указания по выполнению расчетно-графической самостоятельной работы бакалавров рассматривается как одна из форм обучения, которая предусмотрена ФГОС и рабочим учебным планом по направлению подготовки направлению подготовки 23.03.03 «Эксплуатация транспортно-технологических машин и комплексов»

Целью расчетно-графической и самостоятельной (внеаудиторной) работы студентов является обучение навыкам работы с учебной и научной литературой и практическими материалами, необходимыми для изучения дисциплины «Конструкция автотранспортных средств» и развития у них способностей к самостоятельному анализу полученной информации для подготовки контрольной работы и сдачи экзамена.

При изучении курса «Конструкция автотранспортных средств» у студентов формируются знания и практические навыки, которые необходимы для понимания тяговых и топливно - экономических показателей автомобилей, предворяющий их прочностные расчёты.

Тягово-скоростные свойства характеризуют способность сохранять высокую скорость движения в различных дорожных условиях. Эти свойства в значительной мере определяют производительность автомобиля. Вопросы топливной экономичности также всегда были и остаются актуальными.

Тяговый и топливно-экономический расчёт автомобиля позволяет по нескольким заданным параметрам определить остальные конструктивные и эксплуатационные параметры автомобиля, а также его динамические и топливно-экономические свойства. Такой расчёт является проектировочным и производится для автомобиля, существующего лишь в проектном задании.

Другим назначением расчёта является определение динамических и топливно-экономических показателей существующей машины, когда все конструктивные параметры известны. Этот расчёт является поверочным и выполняется с эксплуатационной целью.

В этом случае результаты расчёта дают более достоверные представления о тяговых и топливно-экономических свойствах автомобиля.

Выполнение вышеуказанных расчётов позволит студенту:

- освоить методику определения основных параметров автомобиля, построения характеристик;
- научиться давать оценку тяговым, динамическим и топливно-экономическим качеством автомобиля, анализировать их зависимость от характеристики ДВС, условий эксплуатации, технического состояния и других параметров машины.

Компетенции, освоенные студентами в ходе изучения дисциплины, могут быть использованы ими для защиты своих разработок проводимых в рамках подготовки по направлению через освоение ее составляющих –

профессионально-методических действий, интегрирующих в себе соответствующие знания, умения и навыки.

В результате изучения дисциплины студент:

ИОПК-1.1 Демонстрирует знание единой системы конструкторской документации и умение читать чертежи узлов и деталей, понимание конструкции технического объекта по чертежам и схемам, применяет навыки выполнения конструкторских документов на основе стандартов ЕСКД при решении задач в своей профессиональной деятельности

ИОПК-5.6 Демонстрирует знание конструктивных и компоновочных схем автотранспортных средств, общих принципов работы их агрегатов и систем.

ИПК-3.3 Проверяет наличия изменений, внесенных в конструкцию транспортных средств

ИПК-3.4 Измеряет и проверяет параметры технического состояния транспортных средств

Планируемые результаты освоения образовательной программы следующие.

Дисциплина Конструкция автотранспортных средств в соответствии с требованиями ФГОС ВО и с учетом ПООП направлена на формирование следующих компетенций:

ОПК-1 Способен применять естественнонаучные и общинженерные знания, методы математического анализа и моделирования в профессиональной деятельности

ОПК-5 Способен принимать обоснованные технические решения, выбирать эффективные и безопасные технические средства и технологии при решении задач профессиональной деятельности

ПК-3 Способен осуществлять контроль технического состояния транспортных средств с использованием средств технического диагностирования.

1. Общие положения расчетно-графической самостоятельной работы

В расчетно-графическую и самостоятельную работу студентов входит освоение теоретического материала, подготовка самостоятельных работ (расчетно-графической), подготовку презентаций.

Организация самостоятельной работы включает:

- работу с учебником и с дополнительной литературой;
- подготовку к расчетно-графической работе;
- написание к расчетно-графической работе по выбранному варианту задания.

Работы (расчетно-графическая) сдаются по графику, установленному преподавателем.

1.1. Виды контроля знаний студентов и их отчетности

Текущая аттестация по дисциплине «Конструкция автотранспортных средств» проводится в форме выполнения расчетно-графической работы, в которой оценивается фактический результат обучения студента и осуществляется ведущим преподавателем.

Объектами оценивания выступают:

- учебная дисциплина (активность на занятиях, своевременность выполнения различных видов заданий, посещаемость всех видов занятий по аттестуемой дисциплине);
- степень усвоения теоретических знаний;
- уровень овладения практическими умениями и навыками по всем видам учебной работы;
- результаты самостоятельной работы.

Активность студента на занятиях оценивается на основе выполненных студентом работ и заданий, предусмотренных рабочей программой дисциплины.

Кроме того, оценивание студента проводится на контрольной неделе. Оценивание студента на контрольной неделе проводится преподавателем независимо от наличия или отсутствия студента (по уважительной или неуважительной причине) на занятии. Оценка носит комплексный характер и учитывает достижения студента по основным компонентам учебного процесса за текущий период. Оценивание осуществляется с выставлением оценок в ведомости и указанием количества пропущенных занятий.

1.2. Критерии оценки знаний студентов

Индивидуальная самостоятельная работа по дисциплине предполагает разработку студентами методик проведения занятий, анализ и оценку документации, работу по изучению перспективных технологий обучения с использованием дополнительных источников и передового опыта, выполнение индивидуальных заданий.

Критерии оценки применяются следующие:

– Если студент без ошибок и в срок выполнял расчетно-графическую работу по заданию преподавателя, то ему ставится отметка «зачтено» в журнал преподавателя напротив соответствующего задания.

– Если студент с ошибками выполнил расчетно-графическую работу или не выполнил её вовсе, то ему ставится отметка «не зачтено».

До экзамена студент, получивший отметку «не зачтено», должен внести правки, отмеченные преподавателем и отчитаться ещё раз по выполнению задания.

При завершении изучения дисциплины «Конструкция автотранспортных средств» в семестре (5-м) предусмотрен экзамен, при этом для аттестации студентов по дисциплине используется следующая шкала оценивания результатов их ответов.

Оценка «отлично» выставляется студенту, если он глубоко и прочно усвоил программный материал, исчерпывающе, последовательно, четко и логически стройно его излагает, умеет тесно увязывать теорию с практикой, использует в ответе материал монографической литературы.

Оценка «хорошо» выставляется студенту, если он твердо знает материал, грамотно и по существу излагает его, не допуская существенных неточностей в ответе на вопрос.

Оценка «удовлетворительно» выставляется студенту, если он имеет знания только основного материала, но не усвоил его деталей, допускает неточности, недостаточно правильные формулировки, нарушения логической последовательности в изложении программного материала.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется студенту, который не знает значительной части программного материала, допускает существенные ошибки. Как правило, оценка «неудовлетворительно» ставится студентам, которые не могут продолжить обучение без дополнительных занятий по соответствующей дисциплине.

1.3. Перечень самостоятельных работ

Теоретический курс для самостоятельного изучения охватывает содержание учебного материала, которое не вошло в основные разделы дисциплины. Продуктом самостоятельного изучения теоретического курса являются планы-конспекты, разработанные студентами.

План-конспект – это знаковое средство обучения, в структуру которого входят: название темы, цели изучения, план вопросов, изучаемых по теме, краткое содержание в виде тезисов. План-конспект предъявляется преподавателю в соответствии с графиком самостоятельной работы после изучения теоретического курса. Темы самостоятельного изучения теоретического курса приведены ниже.

1.4 Задание и методические указания по выполнению расчетно-графической работы

1. Задание на расчетно-графическую работу выдается преподавателем.
2. Все недостающие параметры, не входящие в расчётную часть, выбираются из справочной литературы или определяются по аналогии с предложенным прототипом.
3. Окончательные результаты расчётов и масштабы графиков следует представлять в системе СИ.

В первой части на расчетно-графической работы производят тяговые и топливо– экономические расчеты.

Содержание I части на расчетно-графической работы:

1. Выбор и определение основных параметров трансмиссии автомобиля.
2. Тяговый расчет автомобиля.
3. Топливо – экономический расчет автомобиля.

Расчеты производятся на основании индивидуального задания, выданного преподавателем.

Первый раздел содержит:

- определение полной массы автомобиля
- подбор пневматических шин
- выбор кинематической схемы трансмиссии и определение

КПД трансмиссии

- построение внешней скоростной характеристики двигателя
- определение передаточных чисел трансмиссии

Второй раздел включает в себя построение:

- графика тягового баланса
- графика баланса мощности
- Динамического паспорта
- графика времени разгона
- графика пути разгона

Третий раздел включает построения графиков:

- экономической характеристики двигателя
- экономической характеристики автомобиля

Графическая часть выполняется на листах миллиметровой бумаги форматом А3:

1 лист: 1) кинематическая схема трансмиссии автомобиля.

2) внешняя скоростная характеристика автомобиля

2 лист: 1) тяговая характеристика автомобиля

2) график баланса мощности

3 лист: 1) Динамический паспорт автомобиля

2) график ускорений

4 лист: 1) график времени разгона

2) график пути разгона

5 лист: 1) экономическая характеристика двигателя

2) экономическая характеристика автомобиля

В конце I части проекта приводится сравнительная таблица параметров расчетного автомобиля и автомобиля – прототипа.

2. Методика выполнения расчетно-графической работы

2.1. Выбор и определение основных параметров трансмиссии автомобиля

2.1.1 Определение полной массы автомобиля

Исходя из данных, указанных в варианте задания, полная масса машины m_a определяется по формулам:

а) для грузового автомобиля

$$m_a = m_o + 75n + m_r, \text{ кг} \quad (1)$$

где m_o — собственная масса снаряженного автомобиля, кг;

n - число мест в кабине, включая место самого водителя;

m_r - грузоподъемность, кг;

б) для легкового автомобиля

$$m_a = m_o + 75n + m_b, \text{ кг} \quad (2)$$

где n - число пассажиров, включая водителя;

m_b - масса багажа.

Примечания: 1. Число мест в кабине грузового автомобиля принимается по аналогии с существующими марками машин, близкими к рассчитываемому по классу и грузоподъемности.

2. Масса багажа на каждого пассажира в легковом автомобиле принимается по аналогии с существующими марками машин, близкими к рассчитываемому по классу и назначению.

Сила тяжести автомобиля:

$$G_a = m_a g, \text{ Н} \quad (3)$$

2.1.2 Подбор пневматических шин

Для подбора пневматических шин надо определить максимальную нагрузку на одно колесо автомобиля. Работа эта ведется в следующей последовательности:

1. На основании эскиза рассчитываемого автомобиля или по аналогии с существующими автомобилями, близкими к рассчитываемому по типу, классу, грузоподъемности (пассажировместимости) и назначению, принимаются колесная схема и положение центра тяжести или доля силы тяжести автомобиля, приходящейся на ведущие (задние) колеса.

2. Определяется сила тяжести автомобиля, приходящаяся на одно ведущее колесо:

$$G_k = \frac{G_a k_m}{n_k}, Н \quad (4)$$

где k_m – коэффициент (в долях единицы), определяющий долю полной силы тяжести автомобиля, приходящуюся на ведущие (задние колеса);

n_k - число ведущих (задних) колес автомобиля;

G_a – сила тяжести автомобиля, Н.

Примечание. Если на ведущие колеса, при колесной схеме 4X2 приходится 70% полной массы автомобиля и более, ведущие колеса принимаются двухскатными. При определении нагрузки на колесо можно руководствоваться таким распределением силы тяжести груженого автомобиля по осям: для автомобилей с колесной формулой 4X2 нагрузка на переднюю ось $G_n \approx 0,3G$; у автомобилей с формулой 6 X 4 $G_n \approx 0,2G$.

3. Определив силу тяжести автомобиля, приходящуюся на одно колесо, по существующим нормам подбирается тип и размер пневматической шины.

4. Зная размер пневматической шины, динамический (рабочий) радиус колес определяют так же, как и для колесных тракторов, по формуле:

$$r_k = 0,001 \left(\frac{d}{2} + 0.85B \right), м \quad (5)$$

где d – посадочный диаметр обода колеса, дюйм;

B – ширина профиля шины, дюйм;

0,001 – переводной коэффициент;

0,85 – поправочный коэффициент, учитывающий деформацию шины под нагрузкой.

Если размер шины берется в дюймах, то динамический (рабочий) радиус ведущего (заднего) колеса определяется по формуле:

$$r_k = 0,0254 \left(\frac{d}{2} + 0.85B \right), м \quad (6)$$

где d – посадочный диаметр обода колеса, мм;

B – ширина профиля шины, мм;

0,0254 – переводной коэффициент.

Коэффициент, учитывающий деформацию автомобильных пневматических шин, равен 0,85. Если выбрана пневматическая шина, у которой ширина профиля B в миллиметрах, посадочный диаметр обода колеса d в дюймах, то динамический радиус колеса определяется по формуле

$$r_k = 0,0127d + 0,00085B, м \quad (7)$$

2.1.3 Выбор кинематической схемы трансмиссии автомобиля и определение КПД трансмиссии

Кинематическая схема трансмиссии автомобиля выбирается на основании анализа существующих трансмиссий.

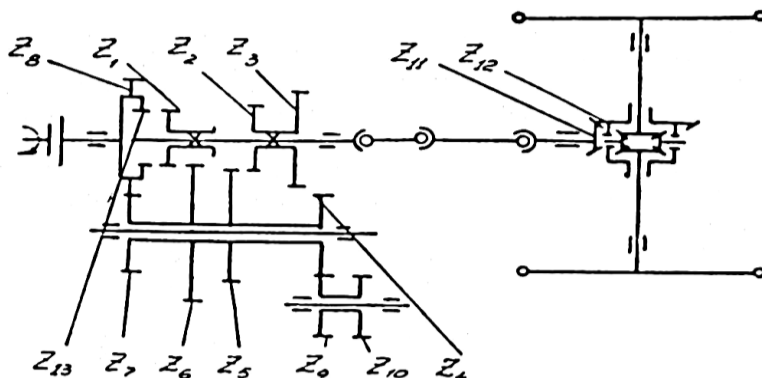


Рис. 1.1. Примерная кинематическая схема трансмиссии автомобиля

Коробки передач современных автомобилей выполняются по двум основным кинематическим схемам - трехвальными двухпарными с прямой передачей и двухвальные. В зависимости от типа, класса, грузоподъемности и назначения автомобиля коробки передач отличаются друг от друга только по числу передач и могут быть с постоянным и непостоянным зацеплением шестерен.

Динамические качества автомобиля улучшаются с увеличением числа передач. Однако, конструкция коробки передач при этом становится сложнее.

Несмотря на это, стремление к улучшению динамических качеств автомобиля привело к тому, что современные легковые автомобили имеют четырехступенчатые коробки передач с прямой (высшей) или повышающей передачей. Трехступенчатые и двухступенчатые коробки передач в легковых автомобилях используются, как правило, с гидротрансформаторами. Однако в курсовом проекте по тяговому расчету легкового автомобиля студент может принять и трехступенчатую коробку передач, если максимальное значение динамического фактора на прямой (высшей) передаче превышает 0,105, в противном случае надо использовать четырехступенчатую коробку передач.

В грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности (m_r до 4000 кг) применяются четырехступенчатые коробки передач с прямой (высшей) передачей. В грузовых автомобилях ЗИЛ (грузоподъемностью m_r

= 4000 - 5000 кг) применяются пятиступенчатые коробки передач, причем, если ранее высшая передача была ускоряющей, то в современных автомобилях высшая передача стала прямой. В грузовых автомобилях грузоподъемностью $m_r = 7000$ кг и более применяются в основном пятиступенчатые коробки передач с пятой ускоряющей передачей, имеющей передаточное число 0,78-0,81.

Кинематическая схема части трансмиссии с постоянным передаточным числом в легковых автомобилях и в грузовых автомобилях малой и средней грузоподъемности (с четырёхступенчатыми коробками передач) выполняется однопарной (главная передача), состоящей из конических шестерен. В автомобилях большой грузоподъемности (с пятиступенчатыми коробками передач) постоянное передаточное число имеет двойная главная передача, состоящая из пары конических и пары цилиндрических шестерен и включает в себя пару конических шестерен центральной передачи и коническую передачу в виде эпициклического планетарного ряда (ЭПР).

Выбрав кинематическую схему коробки передач и механизмов с постоянным передаточным числом, составляется кинематическая схема трансмиссии автомобиля. Делается анализ кинематической схемы и определение КПД трансмиссии.

2.1.4 Определение коэффициента полезного действия трансмиссии автомобиля

Коэффициент полезного действия трансмиссии равен:

$$\eta_m = \eta_{ц}^n \eta_{к}^m \eta_{к.л}^k, \quad (8)$$

где: $\eta_{ц} = 0,98$ - к. п. д. цилиндрической пары шестерен с учетом механических и гидравлических потерь;

$\eta_{к} = 0,97$ - к. п. д. конической пары шестерен с учетом механических и гидравлических потерь;

$\eta_{к.л} = 0,99$ - к. п. д. карданной передачи с углом между валами от 0 до 7° и 0,98 с углом между валами от 7 до 20°;

n - число пар цилиндрических шестерен, работающих в трансмиссии на данной передаче;

m - число пар конических шестерен, работающих в трансмиссии на данной передаче;

k - число карданных передач.

Число пар шестерен, передающих вращающий момент на той или иной передаче, определяется по кинематической схеме трансмиссии автомобиля, которая составляется при помощи справочной литературы.

Результаты анализа трансмиссии автомобиля для каждой передачи заносятся в табл. 1.

Таблица 1 Расчетные данные расчета $\eta_{тр}$ для каждой передачи

Передача	Шестерни, передающие поток мощности	$\eta_{тр}$
1-я	$Z_8, Z_7, Z_4, Z_3, Z_{11}, Z_{12}$	
2-я	$Z_8, Z_7, Z_5, Z_2, Z_{11}, Z_{12}$	

2.1.5 Построение внешней скоростной характеристики двигателя

В зависимости от данных, включенных в вариант задания, определяется мощность, с которой должен работать двигатель при движении автомобиля на высшей передаче:

а) с максимальной скоростью $V_{0\text{-max}}$ на дороге, имеющей коэффициент суммарного сопротивления движению ψ_v :

$$N_{v_{\text{max}}} = \left(\psi_{\text{м}} G_a + k F V_{0\text{-max}}^2 \right) \frac{V_{0\text{-max}}}{\eta_{тр}}, \text{Вт} \quad (9)$$

где $V_{0\text{-max}}$ - в м/с (км/ч);

$\eta_{тр}$ - коэффициент полезного действия трансмиссии автомобиля на высшей передаче;

k - коэффициент сопротивления воздуха (обтекаемости автомобиля), $\text{Н с}^2/\text{м}^4$;

- для грузовых автомобилей $k = 0,6 - 0,75 \text{ Н с}^2/\text{м}^4$;

- для автобусов $k = 0,65 - 0,75 \text{ Н с}^2/\text{м}^4$;

- для легковых автомобилей $k = 0,4 - 0,6 \text{ Н с}^2/\text{м}^4$;

F - площадь лобового сопротивления, м^2 ;

G_a - полная сила тяжести автомобиля, Н .

Коэффициент сопротивления воздуха k и площадь лобового сопротивления F или фактор сопротивления воздуха kF принимаются по аналогии с существующими автомобилями, близкими к рассчитываемому по классу, грузоподъемности и назначению.

Определение максимальной мощности двигателя

В зависимости от его типа по наиболее распространенным эмпирическим зависимостям максимальную мощность определяют:

а) при известной $N_{v_{\text{max}}}$

$$N_{e_{\text{max}}} = \frac{N_{v_{\text{max}}}}{a\lambda_n + b\lambda_n^2 - c\lambda_n^3}, \text{кВт} \quad (10)$$

где $N_{v_{\text{max}}}$ - мощность двигателя при максимальной скорости движения автомобиля на высшей передаче;

$$\lambda_n = \frac{n_{\text{ов, макс}}}{n_{N_{\text{макс}}}} \quad (11)$$

λ_n – коэффициент, определяющий отношение максимальной частоты вращения коленчатого вала двигателя к частоте вращения, при максимальной эффективной мощности;

$\lambda_n = 0,9$ - для автомобилей с бензиновым двигателем, имеющим ограничитель частоты вращения коленчатого вала;
 $\lambda_n = 1,0$ - для гоночных автомобилей и автомобилей с дизельным двигателем.

Для бензиновых двигателей $a = b = c = 1$;

Для двухтактных дизелей $a = 0,87$; $b = 1,13$; $c = 1$; для четырехтактных дизелей $a = 0,53$; $b = 1,56$ $c = 1,09$.

Частота вращения коленчатого вала при максимальной мощности двигателя $n_{N_{\text{макс}}}$ принимается по прототипу или определяется коэффициентом оборотности двигателя η_n , равным отношению частоты вращения коленчатого вала двигателя к соответствующей скорости движения автомобиля:

$$\eta_n = \frac{n_{\text{max}}}{V_{\text{max}}} \quad (12)$$

отсюда

$$n_{\text{max}} = \eta_n V_{\text{max}} \quad (13)$$

Для грузовых автомобилей коэффициент оборотности η_n принимают равным пределам 30 – 40 в соответствии с прототипом автомобиля и расчетной максимальной мощностью двигателя. Построение кривой эффективной мощности на графике внешней скоростной характеристики двигателя производится по эмпирической зависимости:

$$Ne = Ne_{\text{макс}} \left[a \frac{n_{\text{ов}}}{n_{N_{\text{макс}}}} + b \left(\frac{n_{\text{ов}}}{n_{N_{\text{макс}}}} \right)^2 - c \left(\frac{n_{\text{ов}}}{n_{N_{\text{макс}}}} \right)^3 \right] = ANe_{\text{макс}} \quad (14)$$

где N_e и $n_{\text{дв}}$ - текущие значения эффективной мощности и частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Для упрощения расчета, параметры, входящие в квадратные скобки формулы (1.14) заменены коэффициентом A , значения которого приведены в таблице №2.

Определив текущие значения эффективной мощности, соответствующие им вращающие моменты двигателя определяются по формуле:

$$M_{дв.н} = 9550 \frac{N_{e_{макс}}}{n_{дв.н}}, Нм \quad (15)$$

где $N_{e_{макс}}$ в кВт, $n_{дв.н}$ в об/мин.

Таблица 2–Результаты расчета коэффициента А

Тип двигателя	Значения коэффициента А в зависимости от отношения $\frac{n_{дв}}{n_{N_{макс}}}$										
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3
Бензиновый двигатель	0,363	0,496	0,625	0,744	0,847	0,928	0,981	1,000	0,979	0,912	0,793
Двухтактный дизель		0,465	0,592	0,713	0,820	0,907	0,969	1,000			
Четырехтактный дизель			0,519	0,644	0,762	0,864	0,946	1,000			

Результаты расчетов для построения внешней скоростной характеристики заносят в табл. 3.

Таблица 3 – Результаты расчетов для построения внешней скоростной характеристики

$n_{дв}$											
$N_{дв}$, об/мин											
N_e , кВт											
$M_{дв}$, Нм											

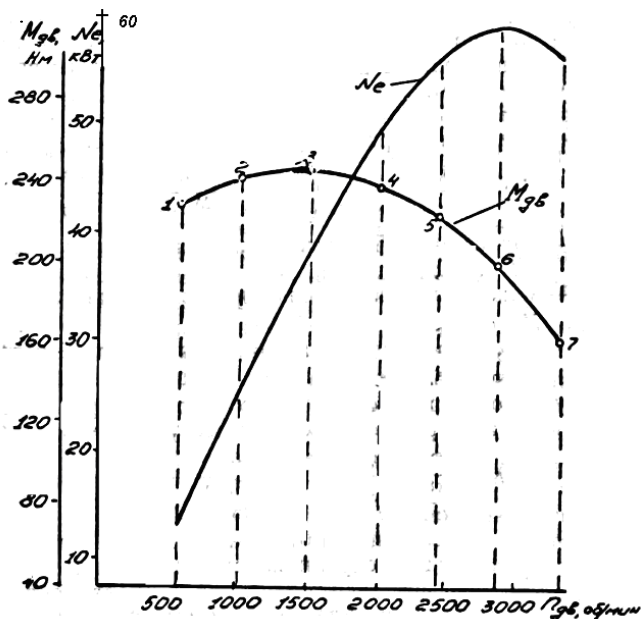


Рис 1.2 Примерная внешняя скоростная характеристика двигателя
По данным таблицы 3 строится график внешней скоростной характеристики двигателя.

Определение передаточного числа главной передачи автомобиля

Скорость движения автомобиля V может быть выражена через число оборотов в минуту двигателя n следующей формулой:

$$V = \frac{\pi D_k n}{60 i_o i_k} = \frac{D_k n}{19,1 i_o i_k}, \quad (16)$$

где V - скорость автомобиля, м/с;

D_k - диаметр качения колеса, м;

n - частота вращения вала двигателя, мин^{-1} ;

i_o - передаточное число главной передачи;

i_k - передаточное число коробки передач. Значение i_o определяют из условия движения автомобиля с заданной максимальной скоростью V_{\max} на прямой передаче коробки передач, т. е. при $i_k = 1$;

где V — скорость автомобиля, м/с;

$$i_o = \frac{D_k n_{\max}}{19,1 V_{\max}}, \quad (17)$$

Если скорость в км/ч, то

$$i_o = \frac{D_k n_{\max}}{5,3V_{\max}}, \quad (18)$$

2.1.6 Определение передаточных чисел коробки передач и трансмиссии

Определение передаточных чисел коробки передач начинается с первой передачи.

Величина передаточного числа на первой передаче не зависит от числа ступеней и закона изменения передаточных чисел в коробке передач.

Передаточное число коробки передач на первой передаче:

а) должно обеспечить преодоление заданного максимального дорожного сопротивления $\Psi_{I\max}$;

б) не должно вызывать буксование ведущих колес автомобиля при работе двигателя с максимальным вращающим моментом.

Исходя из первого требования, передаточное число коробки передач на первой передаче должно быть

$$i_{k.n_1} \geq 1000 \frac{G_a \Psi_{I_{\max}} R_k}{M_{\text{дв. макс}} i_{\text{ном}} \eta_{T_1}} \left(i_{k.n_1} \geq \frac{G_a \Psi_{I_{\max}} R_k}{M_{\text{дв. макс}} i_{\text{ном}} \eta_{T_1}} \right), \quad (19)$$

где G_a - полная сила тяжести автомобиля,

$M_{\text{дв. макс}}$ - максимальный вращающий момент двигателя, Нм;

R_k - радиус колеса, м;

η_{T_1} - к. п. д. трансмиссии автомобиля на первой передаче.

Полученное передаточное число коробки передач на первой передаче проверяется на второе условие, то есть

$$i_{k.n_1} \leq \frac{G_2 m_{2\varphi} R_k}{M_{\text{дв. макс}} i_{\text{ном}} \eta_{T_1}}, \quad (20)$$

где $m_{2\varphi} = 1,1$ - коэффициент перераспределения нагрузки для ведущих колес автомобиля;

$\varphi = 0,7 \div 0,8$ — коэффициент сцепления шин автомобиля;

G_2 - сцепная сила тяжести автомобиля, Н.

В свою очередь, сцепная сила тяжести автомобиля при колесной схеме 4X2 или 6 X 4 определяется по формуле

$$G_2 = G_a k_M, H, \quad (21)$$

где G_a – полная сила тяжести автомобиля, Н;

k_m - доля полной массы автомобиля, приходящейся на ведущие колеса, принимается по аналогии с существующими автомобилями, близкими к рассчитываемому по классу, грузоподъемности и назначению.

Для дальнейшего расчета принимается $i_{к.п1}$, полученное по формуле, если оно обеспечено вторым условием. В противном случае $i_{к.п1}$ принимается исходя из условий сцепления ведущих колес с дорогой, определенное по формуле, а заданное максимальное дорожное сопротивление автомобилем преодолевать не будет.

При известных $i_{к.п1}$ и порядковом номере прямой передачи, для определения передаточных чисел в коробке передач на промежуточных передачах принимается рациональное отношение между отдельными передачами.

В автомобилестроении, так же как и в тракторостроении, наибольшее распространение получило изменение передаточных чисел в коробке передач по закону геометрической прогрессии.

При геометрическом ряде передаточных чисел и коробке передач в процессе разгона автомобиля на всех передачах обеспечивается постоянство интервала по частоте вращения коленчатого вала двигателя, а значит и постоянство его средней мощности.

Имея необходимое передаточное число в коробке передач на первой передаче $i_{к.п1}$, приняв изменение передаточных чисел в коробке передач по закону геометрической прогрессии и зная из кинематической схемы трансмиссии автомобиля число передач и порядковый номер прямой передачи, передаточные числа на промежуточных передачах определяются по формулам табл. 4.

Таблица 4 Передаточные числа для коробок передач

Передача	Коробка передач			Пятиступенчатая с пятой ускоряющей передачей
	трехступенчатая	четырёхступенчатая	пятиступенчатая	
Первая	$i_{к.п1}$	$i_{к.п1}$	$i_{к.п1}$	$i_{к.п1}$
Вторая	$\sqrt{i_{к.п1}}$	$\sqrt[3]{i_{к.п1}^2}$	$\sqrt[4]{i_{к.п1}^3}$	$\sqrt[2]{i_{к.п1}}$
Третья	1,0	$\sqrt[3]{i_{к.п1}}$	$\sqrt[4]{i_{к.п1}^2}$	$\sqrt[3]{i_{к.п1}}$
Четвертая		1,0	$\sqrt[4]{i_{к.п1}}$	1,0
Пятая			1,0	0,78-0,81

Примечание. Передаточное число для заднего хода обычно $i_{3,x} = (1,2...1,3)_{к.п.п.}$. Подбор числа зубьев шестерен в автомобильных коробках передач ведется по методике для трехвальных двухпарных коробок передач с прямой передачей - когда в коробке передач не предусматривается дополнительного использования промежуточного вала.

Подобрав число зубьев шестерен в коробке переменных передачи, определив передаточное число главной передачи, определяются общие передаточные числа трансмиссии автомобиля:

$$i_{T_I} = i_{к.п.п.} i_o; \quad (22)$$

$$i_{T_{II}} = i_{к.п.п.} i_o, \quad (23)$$

2.2 Тяговый расчет автомобиля

Тяговый расчет автомобиля включает в себя построение графиков:

- 1) тягового баланса $P = f(v)$;
- 2) баланса мощности $N = f(v)$;
- 3) динамического фактора $D = f(v)$;
- 4) ускорений автомобиля $j = f(v)$;
- 5) времени разгона $T = f(v)$;
- 6) пути разгона $S = f(v)$.

Значения входящих в формулы величин и коэффициентов берутся из первой части данного расчета.

2.2.1 График тягового баланса

При построении исходят из уравнения тягового баланса; при установившемся движении

$$P_{\kappa} = P_{\psi} + P_w, \quad (24)$$

где P_{κ} —тяговое усилие на ведущих колесах, Н;

P_{ψ} —сила сопротивления дороги, Н;

P_w — сила сопротивления воздуха, Н

$$P_{\kappa} = \frac{M i_o i_k \eta_{mp}}{r_K}, \text{ Н} \quad (25)$$

$$P_{\psi} = G_a \cdot \psi, \text{ Н} \quad (26)$$

Сила сопротивления воздуха оказывает существенное влияние на динамику автомобиля. Она в большой степени зависит от конструкции, формы и геометрических размеров кузова, скорости движения автомобиля и определяется на всех передачах по зависимости:

$$P_w = \frac{kFV_a^2}{13}, \text{ Н} \quad (27)$$

$$\frac{Hc^2}{M^4}$$

где k - коэффициент сопротивления воздуха, M^4 ;
 F – лобовая площадь автомобиля, m^2 ;

для грузовых автомобилей и автобусов $F = BH$;

для легковых автомобилей $F = 0,78B_1H$;

B – колея автомобиля по передним колесам, м;

B_1 – габаритная ширина автомобиля, м;

H – габаритная высота автомобиля, м;

V_a – скорость движения автомобиля, м/с, определяется на всех передачах в зависимости от угловой скорости коленчатого вала двигателя:

$$V_a = 3,6 \frac{\omega_e r_k}{i_k i_o} \text{ км/ч} , \quad (28)$$

где ω - угловая скорость коленчатого вала c^{-1} ,

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} , c^{-1} \quad (29)$$

Результаты подсчета свести в табл. 5

Таблица 5– Результаты подсчета

n об/мин	v км/ч	M Нм	P _к Н	P _ψ Н	P _ω Н

n, M – из табл. 3.

По данным таблицы строятся график тягового баланса, примерный вид которого показана рис: 2.1

Примечания. 1. Здесь и дальше расчеты производить для всех передач коробки автомобиля при частотах вращения вала двигателя, соответствующих табл. 5.

2. Момент двигателя M_k и мощность N_e брать из той же таблицы.

3. Параметры автомобиля брать из первой части расчета.

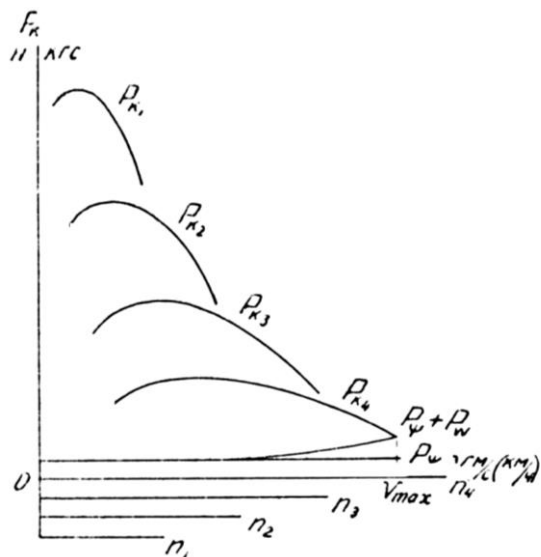


Рис 2.1 Пример тяговой характеристики автомобиля

2.2.2 График баланса мощности

Из уравнения баланса мощности известно, что

$$N_e = N_{mp} + N_{\psi} + N_{\omega} \pm N_j, \quad (30)$$

или при установившемся движении

$$N_k = N_e - N_{mp} = N_e \eta_{mp} = N_{\psi} + N_{\omega}, \quad (31)$$

где N_e – эффективная мощность двигателя, кВт;

$N_{тр}$ – мощность потерь на трение в трансмиссии, кВт;

N_k – мощность на обode ведущего колеса, кВт.

Произведенные подсчеты свести в таблицу №6:

Мощность потерь на преодоление сопротивления дороги:

$$N_{\psi} = \frac{G\psi V}{1000}, \text{ кВт}; \quad (32)$$

Мощность потерь на преодоление сопротивление воздуха:

$$N_w = \frac{kFV^3}{1000}, \text{ кВт}; \quad (33)$$

Мощность потерь на преодоление сопротивления трансмиссии:

$$N_{mp} = N_e \cdot \eta_{mp}, \text{ кВт}; \quad (34)$$

Таблица 6–Результаты расчетов

п об/мин	v м/с (км/ч)	N_e кВт	N_k кВт	N_ψ кВт	N_ω кВт

n, M – из табл. 3.

Вид графика баланса мощности, построенного по данным таблицы, представлен на рис. 2.2.

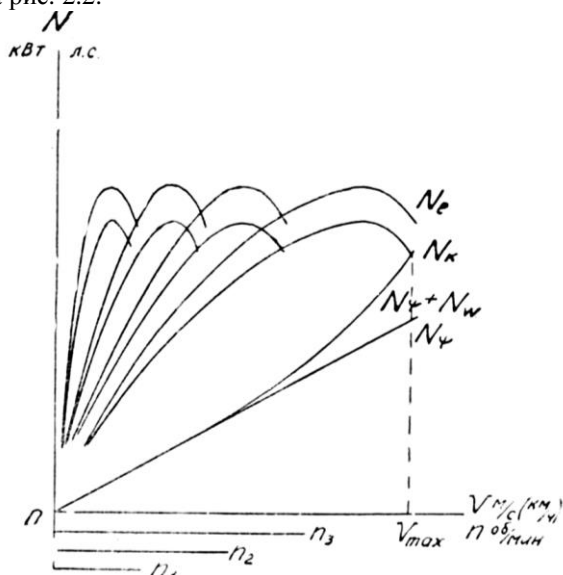


Рис 2.2 Пример графика баланса мощности

На графиках тягового баланса и баланса мощности точка пересечения кривой усилия или мощности на ободу колеса с кривой суммарной силы сопротивления или с кривой суммарных потерь мощности характеризует максимальное значение скорости при данном коэффициенте сопротивления дороги.

2.2.3 Динамический паспорт автомобиля

Динамический паспорт автомобиля представляет собой совокупность динамической характеристики, номограммы нагрузок и графика контроля буксования. Динамический паспорт автомобиля позволяет решать

уравнение движения с учетом конструктивных параметров автомобиля, основных характеристик дороги и нагрузки на автомобиль.

График динамического фактора

Строят на основании уравнения динамического фактора:

$$D = \frac{P_k - P_\omega}{G_a}, \tag{35}$$

По данным табл. 7, в которую сведены все подсчеты, строят график.

Таблица 7

п об/мин	v м/с	P _к Н	P _ω Н	D

На рис. 2.3 показан характер кривых динамического фактора на различных передачах.

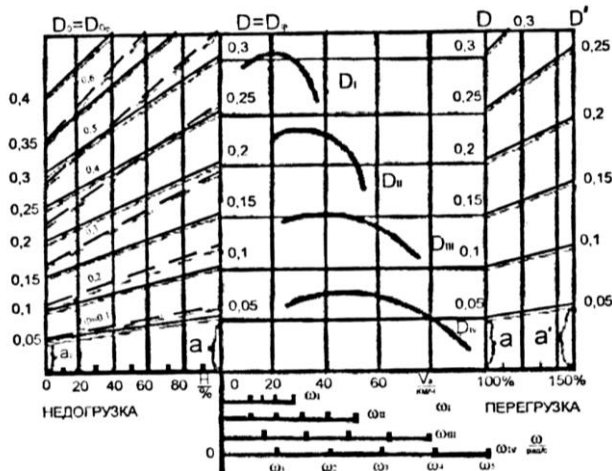


Рис 2.3 Динамический паспорт автомобиля

На график 2.3 следует нанести также значения динамический фактор по сцеплению.

$$D_{сц} = \frac{P_{сц} - P_{\omega}}{G} \quad (36)$$

где $P_{сц}$ – сила сцепления колес с дорогой, Н;
 $\varphi = 0,6 \dots 0,8$ – коэффициент сцепления на сухой дороге.

$$P_{сц} = \varphi G, \text{ Н} \quad (37)$$

Построение номограммы загрузки

Динамическую характеристику строят для автомобиля с полной нагрузкой. С изменением силы тяжести автомобиля от G_0 до G_a динамический фактор изменяется, и его можно определить по формуле

$$D = \frac{P_T - P_W}{G} = \frac{D_a G_a}{G}, \quad (38)$$

Чтобы не пересчитывать при каждом изменении нагрузки величину D , динамическую характеристику дополняют номограммой нагрузок, которую строят следующим образом. Ось абсцисс динамической характеристики продолжают влево и на ней откладывают отрезок произвольной длины. На этом отрезке наносят шкалу нагрузки H в процентах (для грузовых автомобилей) или указывают число пассажиров (для легковых автомобилей и автобусов). Через нулевую точку шкалы нагрузок проводят прямую, параллельную оси D_a , и на ней наносят шкалу динамического фактора D_0 для автомобиля без нагрузки. Масштаб для шкалы D_0 определяют по формуле $a_0 = \frac{a_a G_0}{G_a}$, где a_a – масштаб шкалы динамического фактора для

автомобиля с полной нагрузкой; G_0 – сила тяжести автомобиля в снаряженном состоянии, в который включают вес водителя, Н.

Равнозначные деления шкал D_0 и D_a (например, 0,05; 0,01 и т. д.) соединяют прямыми линиями.

Наклонные линии на номограмме нагрузок обычно проводят через «круглые» значения динамического фактора, поэтому при расчетах его промежуточные значения определяют интерполированием.

Построение графика контроля буксования

График представляет собой зависимость динамического фактора по сцеплению от нагрузки и позволяет определить предельную возможность движения по условиям сцепления. Этот график строят следующим образом.

Сначала по формулам, приведенным ниже, определяют динамический фактор по сцеплению для автомобиля с полной нагрузкой

$D_{a.cи}$ и без нее $D_{o.cи}$ для различных коэффициентов сцепления φ_x начиная с $\varphi_x=0,1$:

$$D_{a.cи} = \frac{G_2}{G_a} \varphi_x \quad (39)$$

$$D_{o.cи} = \frac{G_{o2}}{G_o} \varphi_x, \quad (40)$$

где G_{o2} – сила тяжести, воспринимаемая ведущими колесами автомобиля без нагрузки, Н.

Затем значение $D_{a.cи}$ откладывают по оси D_a номограммы нагрузок, а значение $D_{o.cи}$ по оси D_o и полученные точки соединяют прямой штриховой линией, на которой указывают величину коэффициента $\varphi_x=0,1$. Так же определяют положение точек и наносят штриховые линии $D_{cи}$ для других значений $\varphi_x=0,1;0,3\dots;0,8$.

График контроля буксования наносится только на номограмме недогрузок (левая часть). Динамическая характеристика автомобиля в совокупности с номограммой загрузки и графиком контроля буксования называется динамическим паспортом автомобиля.

2.2.4 График ускорений

График показывает величину ускорения, которую может иметь проектируемый автомобиль при различной скорости на каждой передаче при условии движения по дороге, характеризуемой коэффициентом ψ . Ускорение определяется по формуле:

$$j = (D - \psi_v) \frac{g}{\delta}, \text{ м/с}^2 \quad (41)$$

где g - ускорение силы тяжести, м/с^2 ;

δ - коэффициент учета вращающихся масс, определяемый с достаточной точностью на всех передачах по формуле

$$\delta_{ep} = 1,04 + 0,05i_k^2, \quad (42)$$

Результаты подсчета ускорений сводят в табл. 8, а по данным этой таблицы строят график $j = f(v)$.

Таблица 8– Результаты подсчета ускорений

v м/с (км/ч)	D	$D-\psi$	$j = (D - \psi) \frac{g}{\delta},$ м/с ²	$\frac{1}{j}$ с ² /м

Примерный характер кривых графиков $j = f(v)$ приводится на рис. 2.4. У грузовых автомобилей из-за влияния коэффициента δ может быть $j_1 < j_2$.

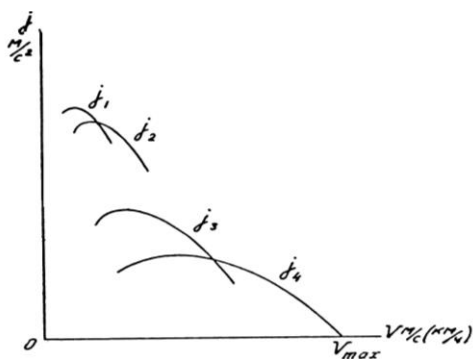


Рис 2.4 Пример графика ускорений

2.3 Топливо-экономический расчет автомобиля

Топливо-экономический расчет автомобиля включает построение двух графиков: 1) графика экономической характеристики автомобильного двигателя $g = f(v)$; 2) графика экономической характеристики автомобиля $G_s = f(v)$.

Основным показателем топливной экономичности является график экономической характеристики автомобиля. Этот график может быть построен по данным дорожных испытаний. Если же дорожные испытания провести невозможно, как, например, в нашем случае, когда необходимо получить представление об экономичности проектируемого автомобиля, то экономическую характеристику автомобиля строят аналитически. Для этого необходимо иметь график экономической характеристики автомобильного двигателя. Но чтобы построить эту характеристику, необходимо иметь характеристики двигателя, построенные при частичных нагрузках. Их получают путем стендовых испытаний двигателя.

Мы не располагаем этими кривыми. Для того, чтобы построить кривую экономической характеристики автомобильного двигателя придется воспользоваться теоретическими кривыми, графически выражающими зависимость удельного расхода топлива от нагрузки и от частоты вращения вала двигателя.

График 3.1 позволяет определить коэффициент K_N показывающий зависимость удельного расхода от % загрузки двигателя.

График 3.2 дает величину коэффициента K_n выражающего зависимость удельного расхода от частоты вращения вала двигателя. Здесь за 100% принимается частота вращения n_N при максимальной мощности двигателя.

Зная удельный расход g_N при максимальной мощности, который задается как исходная величина, и имея коэффициенты K_N и K_n , можно определить значение g для любых условий движения, т. е. при любой скорости движения по любой дороге.

Для того что бы получить величину коэффициента K_N , необходимо определить процент использования мощности двигателя при движении с различной скоростью по дорогам разного качества, т. е. с различным коэффициентом ψ .

Выбираем три типа дорог: с коэффициентами $\psi_1 = 0,02$, $\psi_2 = 0,025$ и $\psi_3 = 0,04$. При построении экономической характеристики грузовых автомобилей большой грузоподъемности (свыше 7 - 8 т) следует принять $\psi_3 = 0,03$. Для каждой дороги вычисляют мощность, затрачиваемую при движении с разной скоростью, приведенную к валу двигателя.

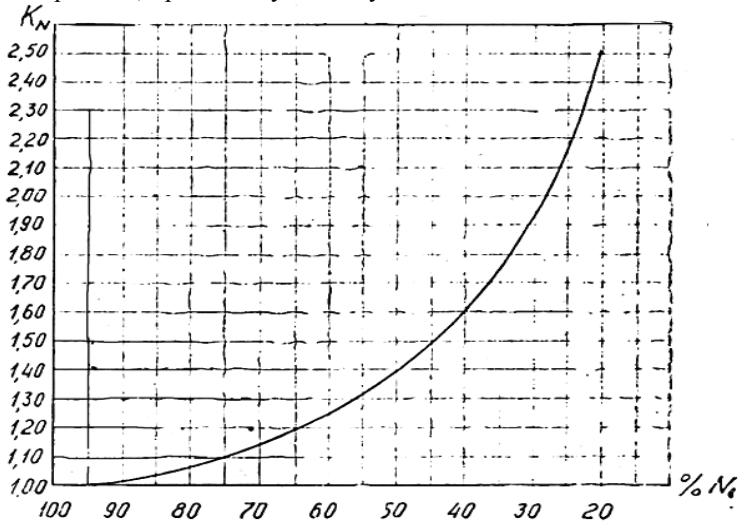


Рис 3.1 – График определения коэффициента K_N

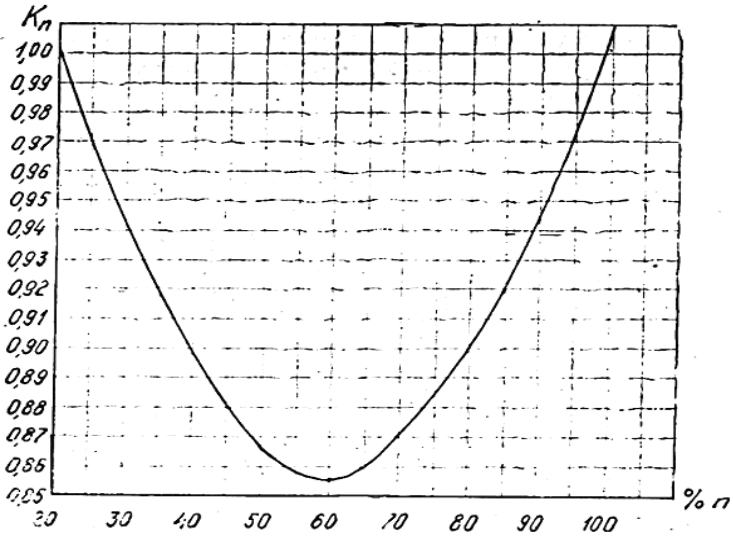


Рис 3.2– График определения коэффициента K_n

Из баланса мощности при установившемся движений известно, что

$$N = N_{\psi}' + N_{\omega}' = \frac{G\psi v}{1000\eta_{mp}} + \frac{kFv^3}{1000\eta_{mp}}, \quad (43)$$

Результаты подсчетов сводят в табл. 11.

Таблица 11 Результаты подсчетов

n об/мин	v м/с (км/ч)	N_e кВт	N_{ω} кВт	Ψ_1		Ψ_2		Ψ_3	
				$N_{\psi 1}'$ кВт	$N_{\psi 1}' + N_{\omega}'$ кВт	$N_{\psi 2}'$ кВт	$N_{\psi 2}' + N_{\omega}'$ кВт	$N_{\psi 3}'$ кВт	$N_{\psi 3}' + N_{\omega}'$ кВт

где n, v, N_e , N_{ω} из табл. 6.

По результатам подсчетов суммарной затрачиваемой мощности $N_{\psi}' + N_w'$ определяют процент использования мощности двигателя при каждом значении скорости v при движении на прямой передаче

$$N = \frac{N_{\psi}' + N_w'}{N_e} 100, \quad (44)$$

Для тех же условий движения подсчитывают процент использования частоты вращения вала двигателя:

$$n_{об} = \frac{n}{n_N} 100, \quad (45)$$

где n_N - частота вращения при максимальной мощности;

n - частота вращения, соответствующая каждому значению v .

По проценту использования N и n на вспомогательных графиках находят значения коэффициентов K_N и K_n и данные сводят в табл. 12.

Таблица 12–Результаты расчетов

n об/мин	v м/с (км/ч)	N _e кВт (л.с.)	n %	K _n	Ψ ₁		Ψ ₂		Ψ ₃	
					N %	K _N	N %	K _N	N %	K _N

Тогда удельный расход топлива при любом режиме движения составит:

$$g = g_N K_N K_n, \text{ г/кВтч} \quad (46)$$

где g_N – задано.

Результаты подсчетов g сводят в табл. 13:

Таблица 13–Результаты расчетов

n об/мин	v м/с (км/ч)	K _n	Ψ ₁		Ψ ₂		Ψ ₃	
			K _N K _n	g ₁ г/(кВт ч)	K _N K _n	g ₂ г/(кВт ч)	K _N K _n	g ₃ г/(кВт ч)

При работе двигателя на полном дросселе при 100% используемой мощности удельный расход будет зависеть только от частоты вращения вала двигателя n , т.е.

$$g = g_N K_n, \text{ г/кВтч} \quad (47)$$

Значения удельного расхода для этого случая подсчитывают и сводят в табл. 14.

Таблица 14–Результаты расчетов

n об/мин	v м/с (км/ч)	n %	K_n	g' г/(кВт ч)

Поданным таблиц строят график экономической характеристики автомобильного двигателя, примерный вид которого представлен на рис 3.3.

Теперь можно приступить к построению экономической характеристики автомобиля. Расход топлива в килограммах на 100 км пробега может быть определен по формуле

$$Q_s = \frac{g(N_{\psi}' + N_{\omega}')100}{100v} = \frac{g(N_{\psi}' + N_{\omega}')}{10v}, \quad (48)$$

Здесь v – скорость автомобиля, км/ч.

Все данные для этого подсчета берут из предыдущих таблиц.

Сводят результаты подсчетов в табл. 15.

Таблица 15–Результаты расчетов

n об/мин	v м/с (км/ч)	Ψ_1			Ψ_2			Ψ_3		
		g_1 г/(кВт·ч)	$N_{\psi 1}' + N_{\omega}'$ кВт	Q_{S1} кг/100 км	g_2 г/(кВт·ч)	$N_{\psi 2}' + N_{\omega}'$ кВт	Q_{S2} кг/100 км	g_3 г/(кВт·ч)	$N_{\psi 3}' + N_{\omega}'$ кВт	Q_{S3} кг/100 км

И для режима работы на полном дросселе в табл. 16:

$$Q_s' = \frac{N_e g'}{10v}, \quad (49)$$

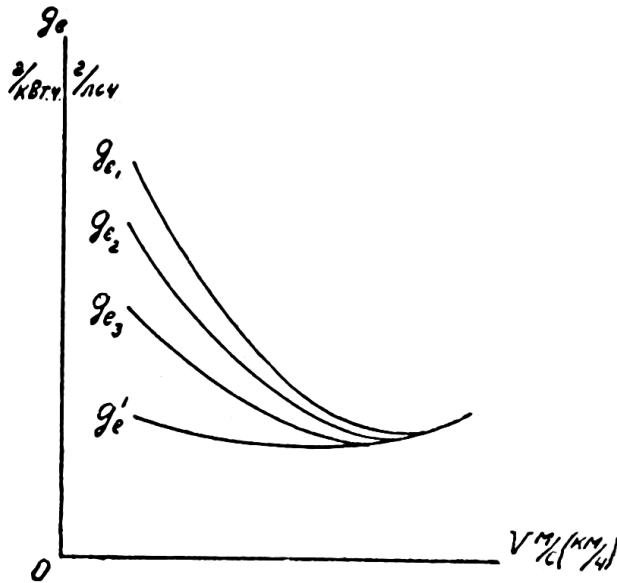


Рис 3.3 График экономической характеристики двигателя

Таблица 16–Результаты расчетов

v (км/ч)	N_e кВт (л.с.)	g' г/(кВт·ч) (г/(л.с·ч))	Q_s' кг/100 км

Примерный характер кривых графика экономической характеристики автомобиля дан на рис. 3.4.

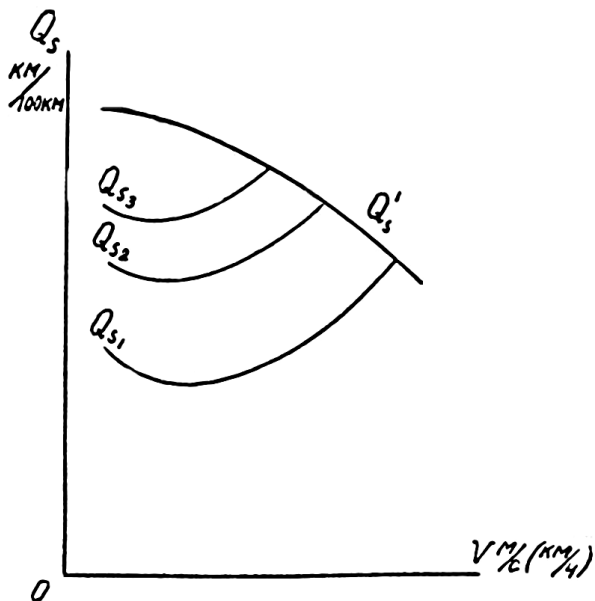


Рис 3.4 Экономическая характеристика автомобиля

Следует иметь в виду, что графики экономической характеристики, построенные по этой методике, не могут претендовать на высокую точность.

Однако для представления об экономичности проектируемого автомобиля их достоверность вполне достаточна. Как было сказано, наибольшая точность тяговой и экономической характеристик может быть получена при дорожных испытаниях.

2. Вопросы для самостоятельной работы

1. Недостаточная поворачиваемость автомобиля.
2. Мощностной баланс трактора.
3. Предельные статические углы подъема и уклона колесного трактора.
4. Нормальная поворачиваемость автомобиля.
5. Поддрессоренные массы автомобиля. Коэффициент поддрессирования.
6. Влияние увода шин на устойчивость автомобиля при движении.
7. Поперечная устойчивость гусеничного трактора.
8. Явление заноса автомобиля.
9. Тяговый баланс трактора.
10. Явление излишней поворачиваемости автомобиля.
11. Кинематика поворота гусеничного трактора.
12. Составляющие времени торможения автомобиля.
13. Динамическая характеристика автомобиля с пятиступенчатой коробкой передач.
14. Составляющие динамического фактора.
15. Измерители плавности хода автомобиля.
16. Колебательная система автомобиля.
17. Динамическая характеристика с четырехступенчатой коробкой передач.
18. Составляющие динамического фактора.
19. Силы и моменты, действующие на автомобиль в общем случае движения.
20. Силы и моменты, действующие на гусеничный трактор в общем случае движения.
21. Резонансные колебания автомобиля.
22. Оценка топливной экономичности автомобиля.
23. Поперечная устойчивость колесного трактора.
24. Мощностной баланс автомобиля.
25. Геометрические параметры проходимости автомобиля
26. Отличие динамической характеристики грузового автомобиля от легкового.
27. Тяговый баланс автомобиля.
28. Продольная устойчивость колесного трактора.
29. Формула остановочного пути профессора Великанова.
30. Влияние на управляемость боковой упругости шин.

3. Рекомендуемая литература

Основная литература

1. Кузьмин Н.А. Теория эксплуатационных свойств автомобиля: Учебное пособие /Н.А. Кузьмин, В.И. Песков. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2019 – 256 с (ЭБС «Инфра-М»)
2. Кутьков Г. М. Тракторы и автомобили: теория и технологические свойства: Учеб. / Г.М.Кутьков. - М.: НИЦ ИНФРА-М, 2018 - 506с (ЭБС «Инфра-М»)

Дополнительная литература

3. Поливаев О.И. Теория трактора и автомобиля: Учебник.–СПб.: Издательство «Лань», 2016.–232 с.
4. Сафиуллин Р.Н. Конструкция, расчет и эксплуатационные свойства транспортных и транспортно-технологических машин: Учебник.–СПб.: Издательство «Лань», 2016.–484 с.

ИНТЕРНЕТ- РЕСУРСЫ

Образовательные порталы, сайты и библиотеки:

1	Министерство образования и науки РФ	http://минобрнауки.рф/
2	Национальная электронная библиотека (НЭБ)	www.rusneb.ru
3	Научная электронная библиотека eLIBRARY.RU	https://elibrary.ru/defaultx.asp?
4	ЭБС издательства «ИНФРА-М»	znanium.com
5	ЭБС издательства «Лань»	e.lanbook.com
6	Государственная публичная научно-техническая библиотека (ГПНТБ)	http://www.gpntb.ru/
7	Федеральный портал Российское образование	http://www.edu.ru/

Составитель: Матяш Сергей Петрович

Конструкция автотранспортных средств

Методические указания
по выполнению расчетно-графической и самостоятельной
работы

Печатается в авторской редакции
Компьютерная верстка С.П. Матяш

Подписано к печати _____ 20 г. Формат 60×84^{1/16}
Объем 2,0 уч.изд. л. Заказ № Тираж 30 экз.

Отпечатано в минитипографии Инженерного института НГАУ
630039, г. Новосибирск, ул. Никитина, 147, ауд. 209