

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ**

**УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Кафедра тракторов и автомобилей

ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ

*Методические указания
по выполнению курсовой работы (проекта)
по тракторам и автомобилям по специальности 1-74 06 01 «Техническое
обеспечение процессов сельскохозяйственного производства»*

**МИНСК
2008**

УДК 629.3(07)
ББК 39.3я7
Т 65

Методические указания рассмотрены на заседании научно-методического совета агромеханического факультета

Протокол № 3 от 1 апреля 2008 г.

Составители: д.т.н., доц. *А.И. Бобровник*;
к.т.н., проф. *А.А. Маценский*;
к.т.н., доц. *А.В. Липницкий*;
ст. преподаватель *Н.А. Поздняков*;
ассистент *Т.А. Варфоломеева*

Рецензенты: д.т.н., проф. *В.П. Бойков*;
к.т.н., доцент *В.Д. Лабодаев*

УДК 629.3(07)
ББК 39.3я7

ВВЕДЕНИЕ

Курсовое проектирование – вид учебного процесса по изучаемой дисциплине, результатом которого является курсовая работа или проект, предусмотренные учебным планом специальности «Техническое обеспечение процессов в растениеводстве» и выполняемая студентами дневной и заочной форм обучения самостоятельно под руководством преподавателя.

Курсовая работа (проект) – самостоятельная учебная работа, целью которой является закрепление теоретического материала и выработка навыков самостоятельной творческой деятельности, решения инженерных задач, а так же приобретение исследовательских навыков, углубленное изучение темы и изложение ее в письменном и графическом виде.

Осуществление мероприятий для ускорения научно-технического прогресса в области тракторостроения неразрывно связано с подготовкой высококвалифицированных инженеров-механиков для сельскохозяйственного производства, имеющих полноценные знания по теории, принципам конструирования и расчету тракторной техники.

Тракторные агрегаты работают в различных природно-климатических условиях. Требования, предъявляемые к ним, весьма разнообразны. Для удовлетворения этих требований, которые зачастую противоречивы, необходимо наличие ряда эксплуатационных качеств, свойств и показателей, характеризующих в комплексе эффективность работы тракторов в тех или иных условиях. Правильный выбор эксплуатационных свойств и их показателей имеет существенное значение для дальнейшего научно-технического прогресса отечественного тракторостроения.

Основную группу эксплуатационных свойств тракторов составляют тягово-сцепные и опорные, а также свойства,

определяющие производительность, проходимость и топливную экономичность.

Тягово-сцепные свойства оцениваются такими показателями, как коэффициенты сопротивления качению, буксования и сцепления с почвой, которые в свою очередь зависят от массы трактора, мощности двигателя, запаса крутящего момента и коэффициентов приспособляемости по крутящему моменту и частоте вращения коленчатого вала двигателя, диапазона тяговых усилий и скоростей движения.

Топливная экономичность зависит от расхода топлива при различных эксплуатационных режимах, потерь, возникающих при движении агрегата, подбора диапазонов и количества передач (скоростей движения), других эксплуатационных и конструктивных показателей.

Проходимость зависит от величины средних и максимальных давлений под опорной поверхностью, положения центра давления и других показателей.

В свою очередь, все перечисленные показатели отделяют важнейшее качество машины – производительность.

Эффективная эксплуатация автомобилей инженерно-техническими работниками требует определенной компетентности и уровня знаний в данной области. При проектировании технологических процессов инженеру-механику следует хорошо знать, какой совокупностью свойств должен обладать автомобиль, чтобы наилучшим образом выполнять те производственные функции, для которых он предназначен. Инженеру по эксплуатации знание свойств различных автомобилей помогает выбирать те из них, которые наилучшим образом соответствуют характеристике перевозимого груза и условиям перевозок, дает возможность разрабатывать оптимальную стратегию перевозок, оптимальные методы поддержания показателей эксплуатационных свойств, заложенных при проектировании и производстве (потенциальных свойств), и восстановления их в процессе ремонта. Инженер по организации движения и перево-

зок должен знать, какими свойствами обладают автомобили, чтобы на дорогах различных категорий вероятность возникновения дорожно-транспортных происшествий была возможно меньшей; какие ограничения должны накладываться на параметры движения в соответствии со свойствами автомобилей.

Автомобиль – достаточно сложная машина, обладающая значительным количеством качеств (производительность, топливная экономичность и проходимость), свойств и показателей (надежность, экономические, эстетические, эксплуатационные и т. д.) В теории трактора и автомобиля изучается только важнейшая группа свойств – эксплуатационные свойства, определяющие степень приспособленности автомобилей к эксплуатации в качестве специфического (наземного колесного безрельсового) транспортного средства. Эксплуатационные свойства автомобиля включают следующие более мелкие групповые свойства, обеспечивающие движение: тягово-скоростные, разгонно-тормозные, управляемость, устойчивость, поворачиваемость, плавность хода, и др. От таких свойств в значительной мере зависит производительность и топливная экономичность автомобиля.

Автотракторные двигатели – сложные технические устройства. В результате длительного периода развития они в настоящее время обладают достаточно высокой степенью совершенства и приемлемыми мощностными и экономическими показателями, а также достаточно надежны в работе. Однако, необходимость повышения эффективности использования тракторов, автомобилей и других мобильных энергетических средств требует дальнейшего совершенствования, как самих машин, так и их силовых установок.

Особенности конструкций автомобильных и тракторных двигателей и тенденции их развития полностью определяются требованиями к автомобилям и тракторам в соответствии с потребностями народного хозяйства страны. Кроме того, машины должны быть конкурентоспособными на мировом рынке.

Тракторы, автомобили и самоходные сельскохозяйственные машины используются для выполнения различных операций в течении года. Эти различия определяют особые требования к типам силовых установок (двигатель и системы его обслуживающие), их ресурсу, экономичности и экологической безопасности. Поэтому большое значение имеют вопросы правильной организации эксплуатации автотракторных двигателей, при которой будут достигнуты вышеуказанные требования. Инженер-механик сельскохозяйственного производства должен владеть вопросами теории автотракторных двигателей, без которых невозможно дальнейшее изучение предметов эксплуатации, диагностики и ремонта сложной сельскохозяйственной техники.

ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КУРСОВОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ

Общие положения

Основными задачами курсового проектирования являются:

- выработка навыков творческого мышления и умения принимать обоснованные решения поставленных задач, воспитание ответственности за качество принятых решений;
- закрепление знаний, полученных ранее;
- формирование профессиональных навыков, связанных с профессиональной деятельностью будущего специалиста;
- приобщение к работе со специальной и нормативной литературой;
- привитие практических навыков применения норм проектирования, методик расчетов, технологических инструкций, типовых проектов, стандартов и других нормативных материалов;
- применение современных расчетно-графических и экономико-математических методов технического и экономического анализа, оценки, сравнения, выбора и обоснования предлагаемых проектных решений;
- оформление проектных материалов (четкое, ясное, грамотное и качественное литературное изложение материала проекта);

Количество курсовых работ (проектов) по изучаемой дисциплине и их объем должны строго соответствовать учебному плану специальности.

Тематика курсовых работ (проектов) определяется решением кафедры и утверждается научно-методическим Советом факультета и посвящается решению актуальных технических и научно-экономических задач.

Курсовые работы (проекты) могут носить характер научно-исследовательской и/или расчетно-технической деятельности. Однако в каждой курсовой работе (проекте) рассматриваются во взаимной связи технические и экономические вопросы, а так же во-

просы закрепления знаний и навыков по конкретным задачам технической деятельности в рамках специальных дисциплин.

Тематика курсового проектирования должна отвечать учебным задачам изучаемого предмета и наряду с этим увязываться с практическими требованиями отрасли и актуальности научных исследований. Она должна быть реальной, современной и направленной на получение студентами навыков самостоятельной творческой работы.

В каждом задании по курсовой работе (проекту) должны быть элементы новизны. Не допускается шаблонность, повторение из года в год одних и тех же заданий.

Объектами курсового проектирования по дисциплине «Тракторы и автомобили» являются изучаемые объекты (сельскохозяйственные тракторы и автомобили) и их структурные конструктивные элементы (двигатели, трансмиссии, ходовые системы и т. д.). Тематика курсового проектирования должна быть разнообразной, современной и отражать новейшие достижения и тенденции в развитии сельскохозяйственного машиностроения, соответствующих направлений науки, техники, производства.

Курсовая работа (проект) выполняется с использованием современных информационных технологий.

Ответственность за принятые в проекте решения, качество исполнения расчетной и графической частей несет автор проекта – студент, о чем его необходимо известить при выдаче задания.

Тематику курсовых проектов по специальным дисциплинам, к которой относится дисциплина «Тракторы и автомобили» рекомендуется связывать с тематикой дипломного проектирования, а так же (по возможности) с содержанием производственных практик студентов.

Ход и результаты курсового проектирования должны анализироваться и обсуждаться на кафедре не реже одного раза в семестр.

Состав, содержание и объем курсовой работы (проекта)

Курсовая работа (проект) должна состоять из расчетной и графической частей. В отдельных случаях работа дополняется слайдами, стендами и другими формами, выполняемыми студентом в результате его самостоятельного труда и соответствующими заданию на проектирование.

Структура и объем расчетной и графической частей курсовой работы (проекта) устанавливается кафедрой исходя из характера проекта и учебной дисциплины, по которой выполняется проект (работа), а так же времени, отводимого на самостоятельную работу студентов по данной дисциплине и утверждается научно-методическим советом факультета.

В общем случае, в соответствии с заданием на курсовую работу (проект) по дисциплине «Тракторы и автомобили» рекомендуется следующий состав и порядок расположения материала в работе:

- титульный лист;
- задание;
- содержание;
- введение (цели проекта или работы);
- основная расчетно-описательная часть;
- выводы и рекомендации;
- заключение;
- список использованных источников, в т.ч. нормативных и справочных материалов;
- приложения (если есть);
- графическая часть (два листа формата А1 – для курсовой работы, или три листа формата А1 – для курсового проекта);
- презентационные материалы (слайды, стенды, компьютерные программы).

Допускается так же иное содержание курсовой работы (проекта) и иной порядок расположения материала при условии, что они будут более подробно раскрывать тему курсовой работы (проекта).

Требования к заданию на курсовое проектирование

Задание на курсовую работу (проект) должно содержать наименование темы работы и предусматривать, по возможности, комплексное решение задач выбранной темы.

Вместе с тем один из частных вопросов задания того или иного характера выделяется в качестве специальной части проекта и подлежит более глубокой разработке на основе общего решения.

Специальную часть проекта целесообразно увязывать с вопросами, отработанными в ходе производственной практики, выполненной студентом научно-исследовательской работы и пр.

В задании на курсовую работу (проект) указывается:

- наименование (тема) работы;
- необходимые исходные данные для выполнения работы;
- специальная часть работы;
- рекомендуемая литература;
- календарный план работы студента над проектом.

В задании может быть приведен так же график обязательных консультаций руководителя проектирования.

Задание на курсовую работу должно содержать элементы новизны, активизирующей инициативу студента. Каждое задание должно быть достаточно индивидуальным, а его тематика, по возможности, комплексной, охватывающей несколько взаимосвязанных задач.

Варианты заданий на курсовую работу (проект) должны, по возможности, обладать равным уровнем сложности и трудоемкости.

Выдача заданий студентам должна производиться персонально и, как правило, с соответствующими пояснениями всей группе одновременно.

Студентам заочного обучения допускается высылать задание по почте. Задания на курсовую работу или проект выдаются за подписью руководителя и утверждаются заведующим кафедрой.

Требования к организации курсового проектирования

Руководство курсовым проектированием, как правило, должно поручаться ведущим преподавателям кафедры, вместе с тем, к руководству курсовым проектированием рекомендуется привлекать специалистов предприятий и организаций. Разрешается допускать к руководству аспирантов университета. В целом состав руководителей курсового проектирования определяется кафедрой.

Для работы над курсовыми проектами могут выделяться часы в учебном расписании. Формы аудиторной работы над курсовым проектом могут быть различными и определяются кафедрой.

Организуемые кафедрой вводные групповые консультации (занятия) обязательны для посещения. Занятия проводятся по вопросам общего характера, возникающим в процессе выполнения курсовых работ (проектов), по анализу типовых ошибок, методике использования вычислительной техники и информационных ресурсов, литературных источников, справочных материалов и пособий.

Индивидуальные консультации должны проводиться регулярно, не менее одного раза за две недели, по расписанию кафедры. График индивидуальных консультаций определяется руководителем курсового проектирования исходя из степени подготовленности студента к самостоятельной работе, его организованности и дисциплины. График может корректироваться в ходе выполнения курсового проекта по решению преподавателя - руководителя проекта.

При необходимости, к проведению групповых и индивидуальных консультаций могут привлекаться преподаватели других кафедр и специалисты предприятий.

Курсовое проектирование должно выполняться студентами в соответствии с графиком проектирования, разрабатываемым руководителем. Трудоемкость каждого этапа работы над проектом должна быть оценена в процентах от общего объема работ, желательно определить так же сроки процентовки проекта – 25, 50, 75 и 100%.

Ход курсового проектирования должен быть наглядно отражен на графиках текущей успеваемости, расположенных в местах, доступных преподавателям кафедры и студентам, для ознакомления с их содержанием.

Состояние работы по курсовому проектированию обсуждается на заседаниях кафедры.

Законченная и оформленная в соответствии с требованиями курсовая работа предоставляется руководителю для проверки.

ПРАВИЛА ОФОРМЛЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ (ПРОЕКТА)

Курсовая работа (проект) состоит из расчетно-пояснительной записки и графической части. В свою очередь графическая часть состоит из двух (для курсовой работы) или трех (для курсового проекта) листов формата А1.

Расчетно-пояснительная записка выполняется на листах формата А4 (с размерами 210х297 мм) плотностью 60...120 г/м². Титульный лист оформляется в соответствии с **СТП БАТУ 2.0.01 – 93**. После титульного листа подшивается утвержденное заведующим кафедрой задание.

Структура расчетно-пояснительной записки следующая:

- титульный лист;
- задание;
- реферат;
- содержание;
- введение;
- общая часть;
- заключение;
- литература;
- приложения.

Основные требования к расчетно-пояснительной записке изложены в нормативно-технической документации. Допускается выполнение расчетно-пояснительной записки с использованием компьютерных текстовых редакторов. При этом необходимо соблюдать следующие требования:

- отступ первой строки абзаца – 1,25 см. Форматирование абзацев – по ширине или по левому краю. Отступ печатаемого поля сверху – 10 мм, снизу – 30 мм, слева – 25 мм, справа – 10 мм. Данные отступы указаны с учетом размещения на странице стандартной рамки;
- тип шрифта «Times New Roman» или «Arial», размер шрифта – 14pt, междустрочный интервал – полуторный а в таблицах и подри-

суточных надписях размер – 12pt, междустрочный интервал – одинарный;

- формулы должны быть набраны с использованием редакторов MS Equation или MathType, при этом стиль символов должен быть таким же, как и в тексте, а размер обычного символа – 14pt, крупного индекса – 10pt, мелкого индекса – 8pt, крупного символа – 16pt, мелкого символа – 12pt;

Названия глав, а так же РЕФЕРАТ, ВВЕДЕНИЕ, СОДЕРЖАНИЕ, ЗАКЛЮЧЕНИЕ и ЛИТЕРАТУРА печатаются прописным полужирным шрифтом, а названия подглав и параграфов печатаются с заглавной буквы строчным полужирным шрифтом. Наименование элементов содержания должно быть таким, как и в тексте. Форматирование указанных элементов на стоке – по центру.

Все расчеты должны сопровождаться пояснениями. Многократно повторяющиеся и однотипные расчеты должны сопровождаться примерами расчетов для 2...3-х значений аргумента.

Каждая глава курсовой работы (проекта) оканчивается анализом полученных результатов. Анализ выполняется студентом самостоятельно.

Графическая часть курсового проекта состоит из 3-х листов формата A1 (596x841), а для курсовой работы – из двух листов формата A1. Содержание листов графической части определяется тематикой проекта. Необходимо соблюдать следующие правила:

- при изображении графиков и диаграмм кривые и оси изображаются основной сплошной линией (толщина 0,6...0,8 мм), а масштабная сетка изображается вспомогательной линией (0,2...0,4 мм);
- все графики и диаграммы должны иметь подписи с названием, располагаемым сверху от основного изображения;
- на оси диаграмм и графиков должны быть нанесены масштабные шкалы и условные обозначения откладываемых величин с указанием единиц измерения;

- при использовании листов белой бумаги обязательно нанесение масштабных сеток, кроме случаев использования масштабной (миллиметровой бумаги);
- сборочные чертежи и чертежи деталей выполняются на листах белой бумаги с соблюдением всех правил и требований машиностроительного черчения и единой системы конструкторской документации (ЕСКД).

Оформленный в соответствии с описанными правилами курсовой проект (работа) предоставляется руководителю для предварительной проверки, по результатам которой руководителем выносится решение о допуске работы к защите или устранении замечаний.

1 ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТА АВТОТРАКТОРНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Общие методические указания

Структура курсовой работы (проекта) включает разработку трех основных разделов:

- расчет рабочего процесса (тепловой расчет) двигателя;
- построение теоретических эксплуатационных характеристик двигателя;
- динамический расчет двигателя;
- расчет механизма или системы двигателя (для курсового проекта).

Целью теплового расчета двигателя является определение его основных размеров, индикаторных параметров рабочего цикла, КПД и экономичности. Теоретические эксплуатационные характеристики (регуляторная дизельного двигателя и скоростная бензинового двигателя) являются главными для автотракторных двигателей и основой для оценки степени эффективности использования двигателя на мобильной машине. Целью динамического расчета является определение сил и моментов, нагружающих детали кривошипно-шатунного механизма и определение требуемого момента инерции маховика, его геометрических параметров и массы.

Исходными данными для выполнения расчетов двигателя являются:

- назначение двигателя;
- номинальная частота вращения коленчатого вала n_n , мин⁻¹;
- отношение хода поршня к диаметру цилиндра, S/D ;

Номинальная мощность двигателя N_{en} указывается в задании и принимается равной мощности N_n , определенной по данным тягового расчета автомобиля или трактора в зависимости от массы, тягового усилия, скорости движения, условий движения, КПД трансмиссии и допускаемой степени загрузки двигателя. Обычно номинальная мощность указывается в задании на работу (проект).

Предварительно следует определить тип двигателя, руководствуясь следующими соображениями. Для тракторов предпочтителен дизельный двигатель с низкой частотой вращения, и как следствие – повышенным вращающим моментом. Для автомобилей грузоподъемностью до 3 т предпочтительны бензиновые или газовые двигатели; от 3 до 6 т можно использовать как бензиновые, так и дизельные двигатели, а для автомобилей грузоподъемностью выше 6 т предпочтительнее дизели. Для мини-тракторов тягового класса ниже 0,2 и мотоблоков обычно используются бензиновые двигатели.

1.1 Определение основных параметров двигателя

Главная тенденция в развитии современных двигателей автомобилей и тракторов заключается в повышении их мощностных и экономических показателей при одновременном снижении массы и габаритов. В соответствии с этой тенденцией наблюдается рост таких параметров, как степень сжатия, среднее эффективное давление, литровая и поршневая мощность, частота вращения коленчатого вала, надежность работы двигателя при соответствующем уменьшении его массы и удельного расхода топлива.

В таблице 1.1 указаны диапазоны значений основных параметров современных автотракторных двигателей.

**Таблица 1.1 – Основные параметры современных
автотракторных двигателей**

Тип двигателя	Степень сжатия, ϵ	Среднее эффективное давление p_e , МПа	Номинальная частота вращения n_n , мин ⁻¹	Средняя скорость поршня C_n , м/с	Литровая мощность N_{el} , кВт/л	Удельный эффективный расход топлива g_e , г/кВт·ч
Бензиновые двигатели грузовых автомобилей	6...12	0,65...0,90	3000...4200	8...16	15...33	300...325
Дизели с неразделенными камерами сгорания	14...17	0,65...2,50	1800...2500	9...12	11...24	200...235
Дизели с разделенными камерами сгорания	17...22	0,50...1,00	1500...2800	9...15	7,5...15	220...280

1.1.1 Выбор отношения радиуса кривошипа к длине шатуна

Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = R/L$ для современных автотракторных двигателей составляет 0,21...0,30, причем для быстроходных двигателей обычно применяются длинные шатуны (значения λ малы), для тракторных – относительно короткие.

Следует учитывать, что с увеличением λ повышается вероятность задевания шатуна за нижнюю кромку цилиндра, в связи с чем приходится выполнять вырезы в нижней части цилиндров; увеличивается давление на стенку цилиндра, повышаются потери мощности на трение и ускоряется изнашивание цилиндров и поршней; возрастают силы инерции второго порядка, что также способствует ускорению изнашивания деталей двигателя; уменьшается габаритная высота, масса шатуна и двигателя. Последнее является единственным преимуществом коротких шатунов.

1.1.2 Выбор размеров и числа цилиндров

Выбор размеров и числа цилиндров производится на основе следующих соображений.

Диапазон возможного изменения диаметра цилиндра можно определить, используя зависимость $D = f(n_n)$ для существующих моделей двигателей (рисунок 1.1). Точки на графиках соответствуют реальным двигателям, степень концентрации точек указывает предпочтительность выбора размеров цилиндра при заданной частоте вращения. Верхние границы заштрихованной области относятся к короткоходным ($S/D = 0,8...0,9$), а нижние – к длинноходным ($S/D = 1,1...1,2$) двигателям. При известных типах двигателя и частоте вращения по рис. 1.1 можно определить диапазон предпочтительных диаметров цилиндра. Назначив стандартный D (в мм, округленный на 0 или 5 – для дизелей, или до ближайшего четного числа – для бензиновых двигателей), по соответствующему соотношению S/D определяют ход поршня S и ориентировочно среднюю скорость поршня

$$C_n = \frac{S \cdot n_n}{30} \text{ м/с.}$$

При этом следует помнить, что C_n в определенной степени является показателем тепловой напряженности и динамической нагруженности деталей двигателя и существенное ее повышение (выше значений, указанных в таблице 1.1) нежелательно. В этом случае необходимо увеличить диаметр цилиндра D .

По заданным номинальной мощности $N_{e.n}$, частоте вращения коленчатого вала n_n , оцененным размерам цилиндра определяют их число i . Следует учитывать, что число цилиндров в свою очередь определяется уровнем форсирования двигателя по мощности, т.е. литровой мощностью.

Для определения литровой мощности $N_{e.l}$ по известному диаметру цилиндра D целесообразно использовать графики $N_{e.l} = f(D)$ (рисунок 1.2).

По принятому диаметру цилиндра устанавливают пределы изменения литровой мощности двигателя $N_{e.l}$ (на графиках литровая мощность измерена в л.с./л, для перевода в кВт/л найденное на графике значение литровой мощности необходимо умножить на 0,736.) и цилиндровую мощность

$$N_{ц} = N_{e.l} \cdot V_h = N_{e.l} \frac{\pi \cdot D^3}{4} \cdot \frac{S}{D},$$

где V_h – рабочий объем цилиндра, л; D и S – в дм.

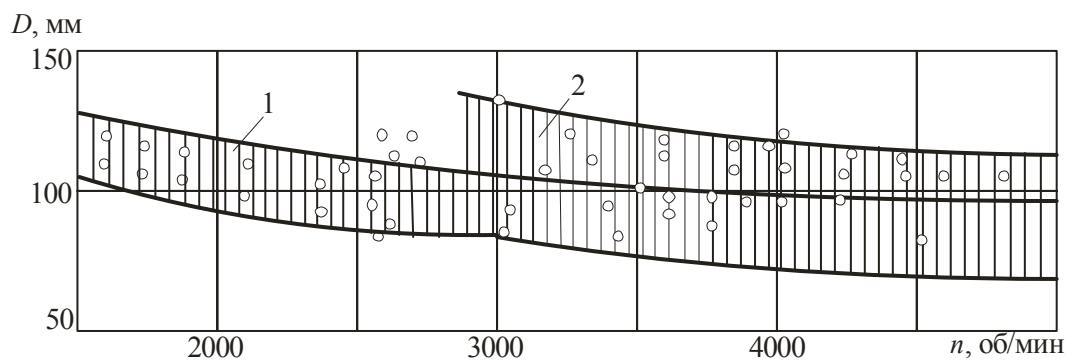
При заданной эффективной мощности двигателя $N_{e.n}$ требуемое число цилиндров

$$i = N_{e.n} / N_{ц}.$$

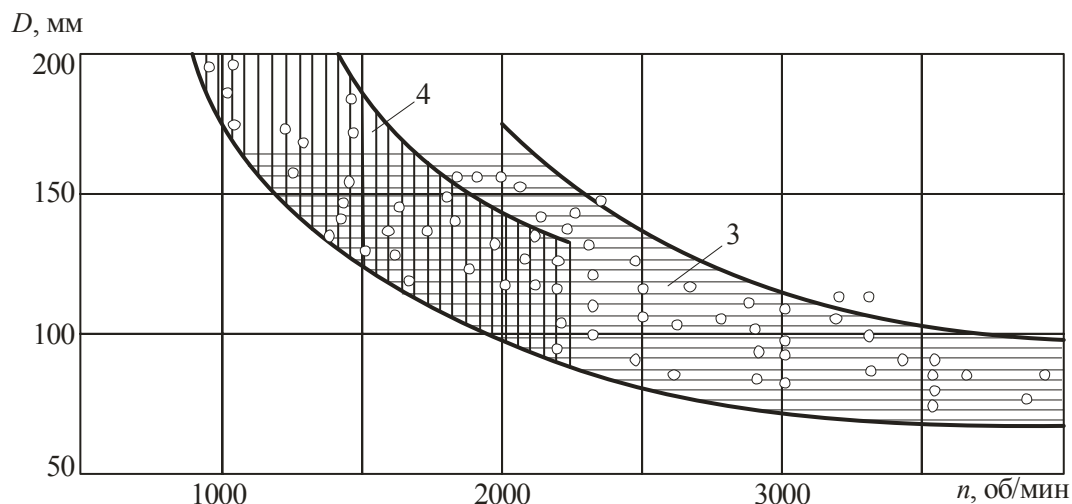
Полученное значение i округляют до ближайшего целого числа, однако желательно исключить значения $i = 5, 7, 9 \dots$ и т.д.

После определения числа цилиндров следует уточнить значение литровой мощности по формуле

$$N_{e.l} = \frac{N_{e.n}}{V_h}.$$



a



б

Рисунок 1.1 – Диаметр цилиндра двигателя в зависимости от частоты вращения коленчатого вала: *a* – для бензиновых двигателей малых грузовых автомобилей и тракторов (1), бензиновых двигателей крупных грузовых автомобилей (2); *б* – автотракторных дизелей (3), транспортных и стационарных дизелей (4)

1.1.3 Выбор камеры сгорания, коэффициента избытка воздуха и степени сжатия

В настоящее время в тракторных дизелях используются преимущественно неразделенные камеры сгорания с непосредственным впрыском и объемно-пленочным смесеобразованием. Дизели с такими камерами сгорания имеют высокую экономичность и широкие возможности для форсирования по среднему эффективному давлению.

Однако для автомобильных дизелей с частотой вращения $n_n > 2700 \text{ мин}^{-1}$ предпочтительнее вихревые камеры, так как они допускают большую степень форсирования по скоростному режиму (до $n_n = 4500...5000 \text{ мин}^{-1}$).

Коэффициент избытка воздуха α определяет состав горючей смеси. Его значение зависит от типа смесеобразования, условий воспламенения и сгорания топлива, а также от режима работы двигателя. Для номинального режима работы бензиновых двигателей $\alpha = 0,85...1,15$; газовых с искровым зажиганием – $1,0...1,3$; дизелей без наддува с непосредственным впрыском – $1,4...1,8$; с наддувом – $1,6...2,0$; вихрекамерных – $1,3...1,5$.

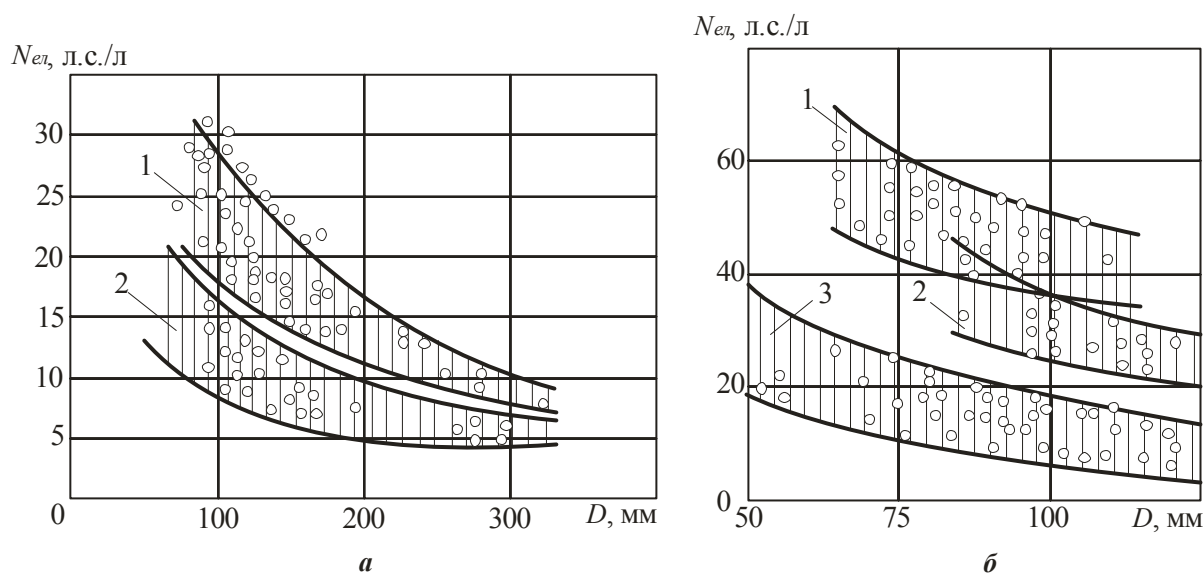


Рисунок 1.2 – Зависимости между диаметром цилиндров и литровой мощностью двигателей: *а* – автомобильных без наддува (1), тракторных (2); *б* – бензиновых легковых серийных (1), бензиновых грузовых (2), бензиновых стационарных (3)

Степень сжатия ε определяется способом смесеобразования (внутреннее или внешнее), свойствами топлива, наличием наддува и т.п.

В двигателях с воспламенением от электрической искры ε ограничивается по условию предупреждения явления детонации и выбор ее зависит от антидетонационных свойств применяемого топлива.

Таблица 1.2

Октановое число топлива	73...76	77...80	81..90	91..100	более 100
ε	6,6...7	7,1...7,5	7,6...8,5	8,6...9,5	до 12

Необходимо иметь в виду, что повышение степени сжатия увеличивает термический КПД рабочего цикла двигателя и, как следствие – улучшает экономичность, однако одновременно с увеличением ε необходимо применять более дорогое топливо с большим октановым числом.

Для дизелей значение степени сжатия рекомендуется выбирать в следующих пределах: дизели с непосредственным впрыском без наддува $\varepsilon = 15...17$; с наддувом $\varepsilon = 13,5...15$; вихрекамерные дизели $\varepsilon = 17...20$. Для дизелей увеличение ε также способствует повышению термического КПД, но с другой стороны приводит к увеличению нагрузки на детали КШМ, уменьшению механического КПД.

1.1.4 Обоснование необходимости наддува дизельного двигателя и определение его давления

Принятые в п. 1.2 значения литровой мощности двигателя предопределяют уровень среднего эффективного давления

$$p_e = \frac{30 \cdot N_{e.l} \cdot \tau}{n_n},$$

где τ – тактность двигателя (для четырехтактных двигателей $\tau = 4$).

С другой стороны

$$p_a = \frac{H_u}{l_0} \frac{\eta_i}{\alpha} \eta_v \eta_m \rho_e = C \frac{\eta_e}{\alpha} \eta_v \rho_e,$$

где H_u – низшая удельная теплота сгорания топлива; l_0 – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива; η_i – индикаторный КПД; η_v – коэффициент наполнения; η_m – механический КПД; ρ_k – плотность воздуха, кг/м³.

Предварительно приняв $\eta_e = 0,25 \dots 0,30$ – для бензиновых двигателей и $\eta_e = 0,30 \dots 0,42$ – для дизелей, а также $\eta_v = 0,8 \dots 0,9$ можно определить ρ_k , требуемую для реализации $N_{ел}$:

$$\rho_k \approx 10 \frac{N_{ел} \tau \alpha}{\eta_e \eta_v n}.$$

Тогда по известному значению ρ_k можно определить требуемое давление наддува

$$p_k = p_0 (\rho_k / \rho_0)^{n_k},$$

где p_0 – давление окружающей среды ($p_0 = 0,1$ МПа); ρ_0 – плотность атмосферного воздуха ($\rho_0 = 1,21$ кг/м³); n_k – показатель политропы сжатия в компрессоре, зависящий от его типа и степени совершенства протекающего в нем процесса (для центробежных компрессоров $n_k = 1,6 \dots 2,0$).

Если давление наддува p_k окажется ниже 0,14 МПа то следует снизить литровую мощность двигателя $N_{ел}$ (уменьшить степень форсирования) и увеличить число цилиндров, т.к. при давлении $p_k = 0,1 \dots 0,14$ МПа применение системы турбонаддува неэффективно.

1.2 Определение параметров рабочего цикла дизеля

Параметры рабочего цикла (процесса) двигателя определяются при выполнении теплового расчета. По его результатам определяются индикаторные параметры рабочего цикла, КПД и экономичность, уточняются основные размеры проектируемого двигателя.

1.2.1 Расчет индикаторных параметров четырехтактного дизеля

При выполнении теплового расчета двигателя в первую очередь определяются параметры рабочего тела, окружающей среды и остаточных газов.

Параметры окружающей среды и остаточных газов

Атмосферные условия, необходимые для последующих расчетов принимаются следующие: $p_0 = 0,1$ МПа; $T_0 = 293$ К. Давление остаточных газов $p_r = 0,11 \dots 0,17$ МПа в зависимости от сопротивления выпускного тракта: для дизелей без наддува $p_r = 0,11 \dots 0,12$ МПа; для дизелей с наддувом в зависимости от давления p_k наддува $p_r = (0,12 \dots 0,17)$ МПа. Чем выше давление p_k тем выше p_r ($p_r = (0,8 \dots 0,9)p_k$), температура остаточных газов принимается из интервала $T_r = 750 \dots 900$ К. При работе дизеля с турбонаддувом воздух поступает в цилиндры не из атмосферы, а из компрессора. Значения p_0 и T_0 в последующих расчетах принимаются равными давлению и температуре на выходе из компрессора p_k и T_k . При этом

$$T_k = T_0 \left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{(n_k - 1)}{n_k}}.$$

Параметры рабочего тела

Теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива

$$L'_0 = \frac{1}{0,23} [(8/3)C + 8H - O] \text{ кг/кг топлива,} \quad (1.1)$$

где C , H и O – весовая доля соответствующих компонентов.

Для дизельного топлива можно принять

$$C = 0,857; H = 0,133; O = 0,01,$$

или

$$L_0 = \frac{L'_0}{\mu_B} \text{ кмоль/кг топлива,} \quad (1.2)$$

где μ_B – масса 1 кмоль воздуха ($\mu_B = 28,96$ кг/кмоль).

Количество свежего заряда

$$M_1 = \alpha L_0 \text{ кмоль/кг топлива,} \quad (1.3)$$

где α – коэффициент избытка воздуха.

Помимо поступившего воздуха в цилиндре находятся остаточные газы, количество которых

$$M_r = \gamma_r \alpha L_0 \text{ кмоль/кг топлива.}$$

Коэффициент остаточных газов определяется по формуле:

$$\gamma_r = \frac{p_r T_0}{p_0 T_r \eta_v (\varepsilon - 1)}.$$

Общее количество газов, находящихся в цилиндре в конце сжатия

$$M_c = M_1 + M_r \text{ кмоль/кг топлива.}$$

Общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = \alpha L_0 + H/4 + O/32 \text{ кмоль/кг топлива.} \quad (1.4)$$

С учетом остаточных газов количество газов, находящихся в цилиндре в конце сгорания:

$$M_z = M_2 + M_r \text{ кмоль/кг топлива.}$$

При этом химический коэффициент молекулярного изменения горючей смеси

$$\beta_0 = M_z / M_c. \quad (1.5)$$

Определение параметров рабочего цикла

Здесь определяются параметры состояния газов (абсолютное давление p и абсолютная температура T) в характерных точках индикаторной диаграммы. Такими точками являются: ***a*** – конец впуска; ***c*** – конец сжатия; ***z*** – конец сгорания; ***b*** – конец расширения. Для этого в последовательном порядке определяются:

Давление p_a и температура T_a в конце процесса впуска

$$p_a = p_0 - \Delta p_a, \quad (1.6)$$

где Δp_a – величина потери давления на впуске, МПа.

$$\Delta p_a = \left(\beta^2 + \xi_{en} \right) \cdot \left(\frac{\omega_{en}}{2} \right) 10^{-6} \cdot \rho_k, \quad (1.7)$$

где β – коэффициент затухания скорости движения заряда в рассматриваемом сечении цилиндра; ξ_{en} – коэффициент сопротивления впускной системы; ω_{en} – средняя скорость движения заряда в наи-

меньшем сечении впускной системы (как правило в клапане), м/с;
 ρ_k – плотность заряда на впуске, кг/м³.

Обычно принимают для дизелей $(\beta^2 + \xi_{en}) = 2,5 \dots 3,5$; для бензиновых двигателей и газовых $(\beta^2 + \xi_{en}) = 3,0 \dots 4,0$; $\omega_{en} = 65 \dots 90$ м/с – для дизелей; $\omega_{en} = 85 \dots 130$ – для бензиновых и газовых двигателей. Чем выше скорость поршня C_n , тем выше ω_{en} .

Действительный коэффициент остаточных газов

$$\gamma_r = \frac{T_0 + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r}. \quad (1.8)$$

Температура в конце впуска

$$T_a = \frac{T_0 + \Delta T + \gamma_r \cdot T_r}{1 + \gamma_r} \text{ К}. \quad (1.9)$$

Коэффициент наполнения

$$\eta_v = \frac{T_0}{T_0 + \Delta T} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{p_0} (\varepsilon p_a - p_r), \quad (1.10)$$

здесь ΔT – подогрев свежего заряда (принимается $\Delta T = 8 \dots 15^\circ\text{К}$).

Давление p_c и температура T_c в конце процесса сжатия

$$p_c = p_a \cdot \varepsilon^{n_1}; \quad (1.11)$$

$$T_{\tilde{n}} = T_a \cdot \varepsilon^{n_1 - 1}, \quad (1.12)$$

где n_1 – показатель политропы сжатия, который для автотракторных двигателей находится в пределах $n_1 = 1,34 \dots 1,38$, или вычисляется по формуле В.А. Петрова

$$n_1 = 1,41 - 100/n_n, \quad (1.13)$$

здесь n_n – частота вращения коленчатого вала, мин⁻¹.

Давление p_z и температура T_z в конце сгорания (расчет процесса сгорания).

Задаваясь значением степени повышения давления при сгорании λ_p определяем давление в конце сгорания

$$p_z = \lambda_p \cdot p_c. \quad (1.14)$$

У дизелей с предкамерным и вихрекамерным смесеобразованием $\lambda_p = 1,5 \dots 1,8$; при непосредственном впрыске в неразделенную

камеру $\lambda_p = 1,8 \dots 2,2$. Чем ниже коэффициент избытка воздуха α , тем выше λ_p .

Температура T_z определяется из уравнения сгорания, которое для четырехтактного дизеля имеет вид:

$$(mC_v + 8,314\lambda_p) \cdot T_c + \frac{\xi H_u}{\alpha L_0(1 + \gamma_r)} = \beta_0 \cdot mC_p \cdot T_z, \quad (1.15)$$

где mC_v – средняя молярная теплоемкость воздуха при постоянном объеме, кДж/(кмоль·град); mC_p – средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания при постоянном давлении, кДж/(кмоль·град); ξ – коэффициент использования теплоты; H_u – низшая теплота сгорания топлива (для дизельного топлива $H_u = 42500$ кДж/кг).

У четырехтактных дизелей коэффициент использования теплоты $\xi = 0,8 \dots 0,9$. Более низкие значения коэффициента ξ соответствуют быстроходным дизелям с неразделенной камерой.

$$mC_v = 20,16 + 1,738 \cdot 10^{-3} T_c;$$

$$mC_p = 8,314 + (20,1 + 0,921/\alpha) + (1,38/\alpha + 15,49) \cdot 10^{-4} T_z.$$

Подставляя в уравнение (1.15) значения средних молярных теплоемкостей, после преобразований получим квадратное уравнение вида

$$AT_z^2 + BT_z + C = 0, \quad (1.15, a)$$

здесь A, B, C – полученные численные значения, откуда

$$T_z = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}.$$

Давление p_b и температура T_b в конце расширения.

Степень предварительного расширения подсчитывается по формуле

$$\rho = \frac{\beta_0}{\lambda_p} \cdot \frac{T_z}{T_c}. \quad (1.16)$$

Степень последующего расширения

$$\delta = \varepsilon / \rho \quad (1.17)$$

Давление в конце расширения:

$$p_b = p_z / \delta^{n_2} \quad (1.18)$$

Температура в конце расширения

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}. \quad (1.19)$$

В формулах (1.18) и (1.19) n_2 – показатель политропы расширения. У дизелей $n_2 = 1,18 \dots 1,28$. Чем выше коэффициент использования теплоты ξ , тем ниже n_2 .

После определения параметров в конце расширения выполняется оценка правильности выбора значения температуры отработавших газов, сделанной в начале теплового расчета, по формуле:

$$T_r = T_b / \sqrt[3]{p_b / p_r}. \quad (1.20)$$

Полученное значение температуры T_r , принятое в начале расчета и вычисленное по формуле (1.20) не должны отличаться более, чем на 5%, в противном случае тепловой расчет следует уточнить, приняв в начале другое значение температуры T_r .

1.2.2 Построение и анализ индикаторной диаграммы

Теоретическая индикаторная диаграмма строится в координатах $p - V$. Порядок ее построения следующий.

На оси абсцисс (рисунок 1.3) откладывают произвольный отрезок, изображающий в каком-либо масштабе объем камеры сгорания V_c , этот отрезок принимают за единицу. Обычно величина этого отрезка 10...20 мм. Дальше откладываются на оси абсцисс в принятом масштабе объемы

$$V_z = \rho V_c, \quad V_a = \varepsilon V_c = V_c + V_h.$$

Выбрав на оси ординат масштаб давлений, откладывают точки: $p_0, p_k, p_a, p_c, p_z, p_b, p_r$; давление $p'_z = p_z$, первое из них соответствует точке V_c на оси абсцисс, второе – точке V_z . Рекомендуемые масштабы: 1 мм = (0,033...0,015) МПа. Соотношение высоты диаграммы к длине должно быть 1,5/1...2,0/1.

Через точки p'_z и p_z , p_a , p_0 , p_k , p_r проводятся прямые, параллельные оси абсцисс. Точки **a** и **c** соединяются политропой сжатия, а точки **z** и **b** – политропой расширения. Промежуточные значения (5...6) этих кривых определяются из условия, что каждому значению V_x на оси абсцисс соответствуют следующие значения давлений

$$p_x = p_a \left(\frac{V_a}{V_x} \right)^{n_1} - \text{для политропы сжатия};$$

$$p_x = p_b \left(\frac{V_b}{V_x} \right)^{n_2} - \text{для политропы расширения}.$$

Входящие в эти уравнения отношения объемов $V_a/V_x = V_b/V_x$ определяются по соотношению соответствующих отрезков на оси абсцисс.

По построенной индикаторной диаграмме определяется среднее теоретическое индикаторное давление

$$p'_i = \frac{\mu \cdot F}{l},$$

где F – площадь индикаторной диаграммы, мм²; l – длина индикаторной диаграммы, мм; μ – принятый масштаб давлений (1мм = μ МПа), определяется по оси ординат.

Площадь индикаторной диаграммы определяется с помощью планиметра или путем построения ее на миллиметровой бумаге и соответствующего подсчета количества клеток.

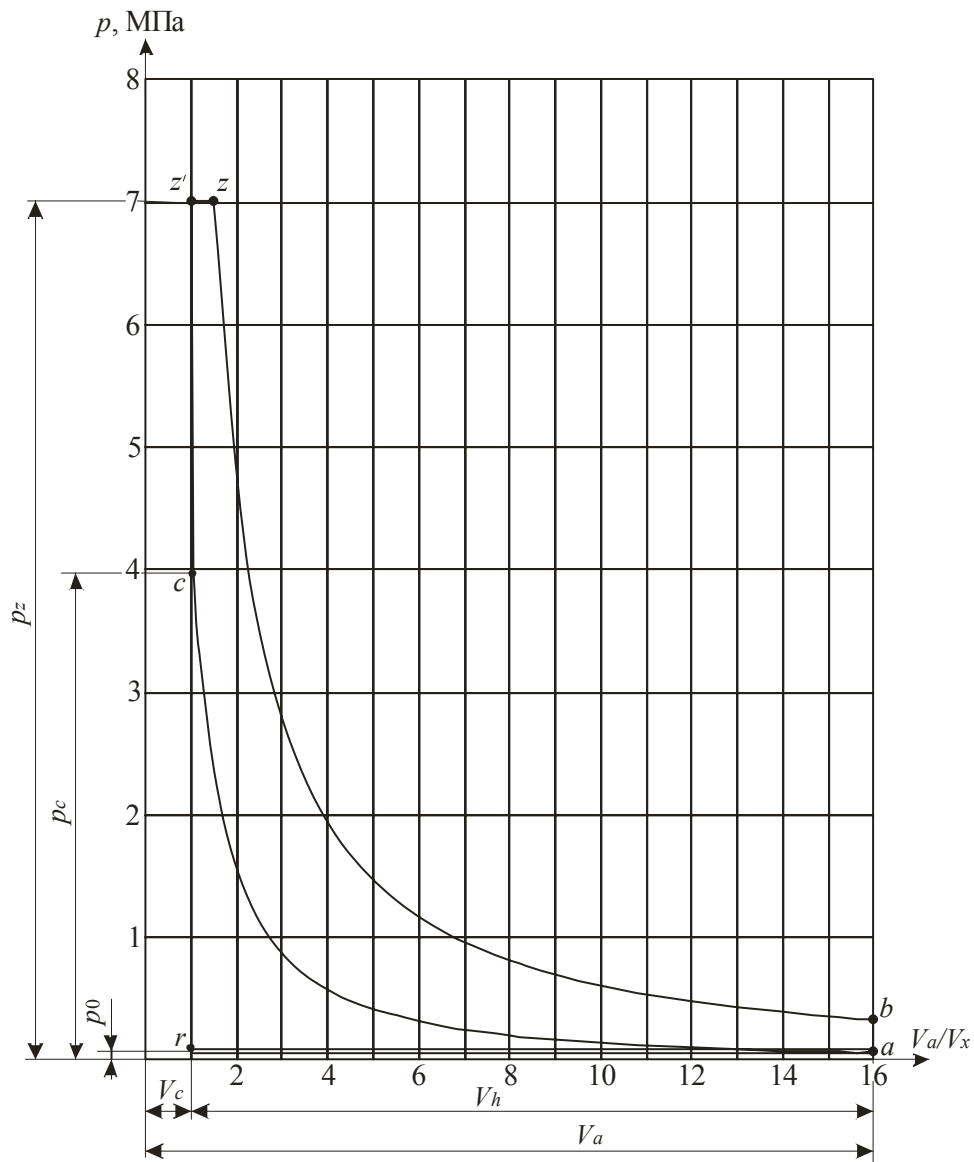


Рисунок 1.3 – Теоретическая индикаторная диаграмма дизеля

Для проверки величина среднего теоретического индикаторного давления подсчитывается аналитическим путем по формуле (для четырехтактных дизелей):

$$p_{i(расч)} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\lambda_p (\rho - 1) + \frac{\lambda_p \cdot \rho}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right] \text{ МПа} \quad (1.21)$$

Точность построения индикаторной диаграммы оценивается коэффициентом погрешности

$$\delta_n = \left(\frac{p_{i(расч)} - p'_i}{p_{i(расч)}} \right) \cdot 100\% . \quad (1.22)$$

Коэффициент δ_n не должен превышать 3...4%, в противном случае необходимо повысить точность построения индикаторной диаграммы путем увеличения количества промежуточных точек диаграммы.

Действительное среднее индикаторное давление

$$p_i = p'_i \nu \text{ МПа,}$$

где ν – коэффициент полноты индикаторной диаграммы.

Для ориентировочных расчетов при выполнении курсовой работы можно принимать $\nu = 0,95...0,97$ для бензиновых и газовых двигателей; $\nu = 0,92...0,95$ – для дизелей.

1.2.3 Определение основных размеров двигателя, показателей топливной экономичности и КПД

В этом разделе уточняются значения, принятые предварительно в разделе 1.1.

Среднее эффективное давление

$$p_e = p_i \eta_m \text{ МПа,}$$

где η_m – механический КПД двигателя, который равен:

- для дизелей без наддува $\eta_m = 0,75...0,80$;
- для дизелей с наддувом $\eta_m = 0,80...0,90$;
- для бензиновых двигателей $\eta_m = 0,80...0,86$.

Рабочий объем цилиндров (литраж) проектируемого двигателя в литрах

$$V_\lambda = V_h i = \frac{60 \tau N_{en}}{p_e n_n} \text{ л,} \quad (1.23)$$

где N_{en} – эффективная мощность двигателя на номинальном режиме ($N_{en} = N_n$);

τ – коэффициент тактности (для четырехтактных двигателей $\tau = 2$).

Рабочий объем одного цилиндра $V_h = V_\lambda / i$.

Диаметр цилиндра

$$D = 100 \cdot \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi \cdot (S/D)}} \text{ мм.}$$

Диаметр цилиндра дизеля в мм округляется на 0 или 5, например, $D = 101$ мм округляется до 100 мм, $D = 103$ мм – до 105 мм. Диаметр цилиндра бензинового двигателя округляется до ближайшего четного числа.

По заданному соотношению S/D определяем ход поршня S (округляется аналогично) и радиус кривошипа R , мм ($R = 0,5S$).

Определяем индикаторный КПД двигателя

$$\eta_i = \frac{\alpha L'_0 p_i}{H_u \rho_k \eta_v}. \quad (1.24)$$

Для дизелей без наддува вместо ρ_k подставляется $\rho_0 = 1,21 \text{ кг/м}^3$.

Эффективный КПД двигателя

$$\eta_e = \eta_i \eta_m. \quad (1.25)$$

Индикаторный g_i и эффективный g_e удельные расходы топлива при работе двигателя на номинальном режиме определяются по формулам:

$$g_i = \frac{3600}{\eta_i H_u 10^{-3}} \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}; \quad (1.26)$$

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m} \text{ г/кВт}\cdot\text{ч}. \quad (1.27)$$

1. 2.4 Анализ результатов теплового расчета

Для контроля правильности определения в тепловом расчете параметров газов, индикаторных и эффективных показателей цикла и экономичности их следует сравнить со значениями, приведенными в таблице 1.3. Рассчитанные параметры должны находиться в указанных пределах.

Таблица 1.3

Показатели	Тип двигателя	
	бензиновые и газовые	дизели
Давление p_c , МПа	0,9...1,6	3,5...5,5
Температура T_c , К	550...750	700...900
Давление p'_z , МПа	3,5...6,5	5,0...10,0
Давление p_z , МПа	3,0...5,0	5,0...10,0
Температура T_z , К	2300...2800	1800...2300
Давление p_b , МПа	0,40...0,60	0,30...0,50
Температура T_b , К	1300...1700	1000...1200
Индикаторный КПД η_i	0,27...0,35	0,38...0,53
Эффективный КПД η_e	0,23...0,30	0,30...0,42
Среднее эффективное давление p_e , МПа	0,3...1,0	0,4...1,4
Удельный эффективный расход топлива g_e , г/кВт·ч	280...350	200...240

Результаты теплового расчета двигателя, его размеров и экономичности заносятся в таблицу 1.4.

Таблица 1.4

Давление газов, МПа				Температура газов, К				Среднее давление, МПа		КПД			Удельный расход топлива, г/кВт·ч		Литраж, л
p_a	p_c	p_z	p_b	T_a	T_c	T_z	T_b	p_i	p_e	η_m	η_i	η_e	g_i	g_e	V_l

Для оценки проектируемого двигателя и сравнения его с прототипами определяются следующие показатели:

– удельная литровая мощность $N_l = \frac{N_{e.n}}{V_h i}$ кВт/л;

– удельная поршневая мощность $N_n = \frac{N_{e.n}}{F_n i}$ кВт/дм² ($F_n = \frac{\pi D^2}{4}$);

– средняя скорость поршня $C_n = \frac{n_n S}{30}$ м/с,

где F_n – площадь днища поршня, дм².

Параметры, полученные путем теплового расчета, сравниваются с их значениями у современных двигателей (таблица 1.5).

Таблица 1.5 – Показатели современных двигателей

Показатели	Дизели тракторные	Дизели автомобильные	Бензиновые и газовые двигатели
Удельная литровая мощность, N_l , кВт/л	7,2...15,5	11,5...15,0	16,0...20,0
Удельная поршневая мощность, N_n , кВт/дм ²	8,6...19,3	16,5...18,5	16,0...18,0
Скорость поршня, C_n , м/с	6,0...9,2	9,5...11,0	8,5...10,5

1.3 Определение параметров рабочего цикла двигателя с искровым зажиганием

1.3.1 Особенности теплового расчета четырехтактного бензинового двигателя

Содержание и порядок расчета автомобильного четырехтактного бензинового двигателя такие же, как и при тепловом расчете тракторного (автомобильного) дизеля. Ниже приводятся только особенности теплового расчета бензинового двигателя, а в конце раздела – особенности теплового расчета двигателя на газообразном топливе.

Параметры рабочего тела

Теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива (с составом C, H, O).

$$L'_0 = \frac{1}{0,23} \left(\frac{8}{3} C + 8H - O \right) \text{ кмоль/кг топлива,}$$

или

$$L_0 = \frac{L'_0}{\mu_g} \text{ кмоль/кг топлива,}$$

где μ_g – масса одного киломоля воздуха ($\mu_g = 28,96$ кг/моль);

C, H, O – для соответствующих компонентов в 1 кг топлива (у бензина $C = 0,855; H = 0,145; O = 0$).

Действительное количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг топлива

$$L = \alpha L_0 \text{ кмоль/кг топлива,}$$

где α – коэффициент избытка воздуха ($\alpha = 0,85 \dots 1,15$).

Количество свежего заряда (горючей смеси):

$$M_1 = \alpha L_0 + \frac{1}{\mu_T} \text{ кмоль/кг}$$

где μ_T – молекулярная масса бензина ($\mu_T = 110 \dots 115$ кг/моль).

Количество остаточных газов в цилиндре

$$M_r = \gamma_r \alpha L_0 \text{ кмоль/кг топлива.}$$

Коэффициент остаточных газов определяется по формуле

$$\gamma_r = \frac{p_r T_0}{p_0 T_r \eta_v (\varepsilon - 1)}.$$

Общее количество газов, находящихся в цилиндре в конце сжатия

$$M_c = \alpha L_0 (1 + \gamma_r) \text{ кмоль/кг топлива.}$$

Определяем количество газов, находящихся в цилиндре в конце сгорания. В тех случаях, когда сгорание топлива происходит с $\alpha < 1$, расчет количества продуктов сгорания ведется по формуле:

$$M_2 = \alpha L_0 + H/4 + O/32 + 0,21 L_0 (1 + \alpha) \text{ кмоль/кг топлива.}$$

При $\alpha \geq 1$ общее количество продуктов сгорания:

$$M_2 = \alpha L_0 + H/4 + O/32 \text{ кмоль/кг топлива.} \quad (1.28)$$

С учетом остаточных газов количество газов, находящихся в цилиндре в конце сгорания:

$$M_z = M_2 + M_r \text{ кмоль/кг топлива.}$$

При этом химический коэффициент молекулярного изменения горючей смеси

$$\beta_0 = M_z / M_c \quad (1.29)$$

Общее количество продуктов сгорания

$$M_2 = \alpha L_0 + \frac{H}{4} + \frac{O}{32} + 0,21L_0(1 - \alpha), \text{ кмоль/кг.}$$

Химический коэффициент молекулярного изменения

$$\beta = \frac{M_2}{M_1}.$$

Параметры окружающей среды и остаточных газов

Принимаем атмосферные условия: давление окружающей среды $p_0 = 0,1$ МПа, температура окружающей среды $T_0 = 293$ К.

Давление остаточных газов:

$$p_r = 1,15p_0.$$

Предварительно следует принять температуру остаточных газов из интервала $T_r = 900 \dots 1200$ К.

Давление p_a и температура T_a в конце процесса впуска

Плотность заряда на впуске

$$\rho_0 = p_0 \cdot 10^6 / (R_g T_0), \text{ кг/м}^3.$$

Потери давления на впуске Δp_a подсчитывают по формуле (1.7), приняв вместо p_k значение p_0 . Тогда давление в конце впуска определится по формуле (1.6).

Коэффициент остаточных газов γ_r определяется по формуле (1.8), приняв вместо T_k значение T_0 . Коэффициент наполнения η_v подсчитывается по формуле (1.10).

Температура T_a в конце впуска определяется по формуле (1.9).

Давление p_c и температура T_c в конце сжатия

Расчет p_c и T_c производится по формулам (1.11) и (1.12). Показатель политропы сжатия выбирается в пределах $n_1 = 1,33 \dots 1,38$. Чем выше скорость поршня, тем больше n_1 .

Давление p_z и температура T_z в конце сгорания (расчет процесса сгорания)

Давление p_z в конце сгорания

$$p_z = \frac{p_c \beta_0 T_z}{T_c} \text{ МПа.}$$

Температура T_z определяется из уравнения

$$\beta_0 mC'_v T_z = mC_v T_c + \xi_T (H_u - \Delta H_u) / \alpha L_0 (1 + \gamma_r), \quad (1.30)$$

где mC'_v – средняя молярная теплоемкость продуктов сгорания жидкого топлива;

mC_v – средняя молярная теплоемкость свежего заряда при постоянном объеме;

ξ_T – коэффициент использования теплоты (для карбюраторных двигателей $\xi_T = 0,85 \dots 0,95$);

H_u – низшая теплота сгорания: для бензина $H_u = 43900$ кДж/кг;

ΔH_u – потеря теплоты в связи с неполнотой сгорания из-за недостатка кислорода при $\alpha < 1$, определяемая по формуле:

$$\Delta H_u = 119950(1 - \alpha)L_0 \text{ кДж/кг.}$$

Значения mC'_v и mC_v находятся из уравнений:

$$mC'_v = (18,42 + 2,61\alpha) + (15,4 + 13,83\alpha) \cdot 10^{-4} T_z \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град};$$

$$mC_v = 20,16 + 1,738 \cdot 10^{-3} T_c \text{ кДж/кмоль} \cdot \text{град.}$$

Остальные величины, входящие в уравнение (1.30), известны из предыдущих расчетов. После их подстановки и преобразований уравнение (1.30) приводится к квадратному уравнению вида (1.15 а) и определяется температура в конце сгорания T_z .

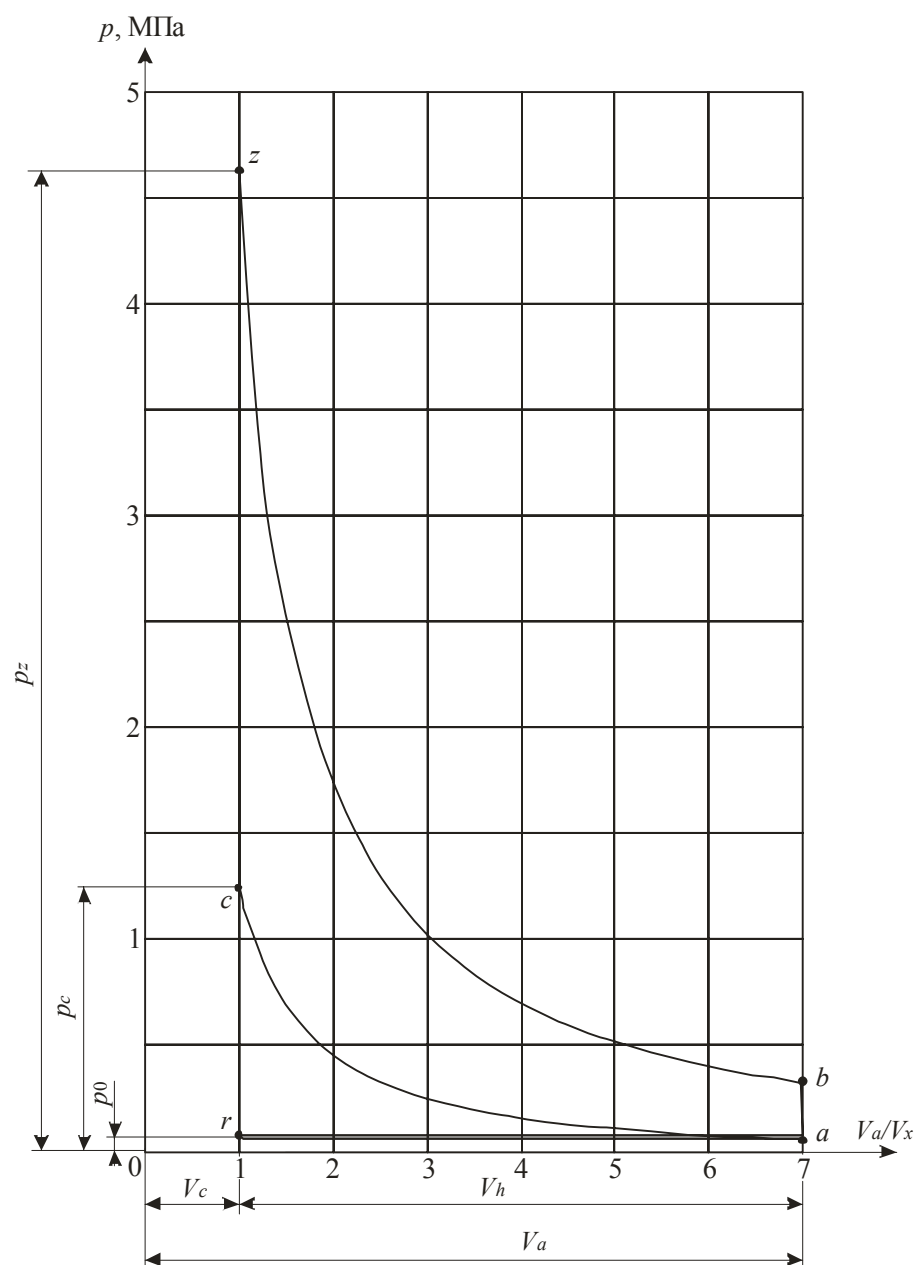


Рисунок 1.4 – Теоретическая индикаторная диаграмма двигателя с искровым зажиганием

Давление p_b и температура T_b в конце расширения

Значения p_b и T_b вычисляются по формулам (1.18) и (1.19). Для современных бензиновых двигателей показатель политропы расширения $n_2 = 1,23 \dots 1,30$, а степень предварительного расширения $\rho = 1$. Оценка правильности выбора температуры T_r проверяется по формуле (1.20).

1.3.2 Построение и анализ индикаторной диаграммы

Теоретическая индикаторная диаграмма бензинового двигателя (рисунок 1.3) строится в координатах $p - V$ по методике, приведенной для дизелей. При этом учитывается, что у бензиновых двигателей степень предварительного расширения $\rho = 1$. Рекомендуемые масштабы: 1мм = 0,025 МПа; 15...20мм = V_c .

Из построенной индикаторной диаграммы находится теоретическое индикаторное давление p'_i . Полученное значение проверяется аналитическим путем

$$p_{i(\text{двиг})} = \frac{p_c}{\varepsilon - 1} \left[\left(\frac{\lambda_p}{n_2 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_2 - 1}} \right) \right) - \frac{1}{n_1 - 1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{n_1 - 1}} \right) \right]. \quad (1.31)$$

Точность построения индикаторной диаграммы оценивается коэффициентом погрешности (1.22), величина которого не должна превышать 3...5%, в противном случае необходимо повысить точность построения индикаторной диаграммы путем увеличения количества промежуточных точек диаграммы.

Дальнейший расчет основных размеров двигателя и показателей его топливной экономичности проводится по методике, приведенной для дизельных двигателей.

Результаты теплового расчета двигателей и его основных размеров заносится в таблицу по форме, приведенной при расчете дизеля.

1.3.3 Особенности теплового расчета двигателя, работающего на газообразном топливе

Методика расчета параметров впуска и выпуска газовых двигателей не отличается от рассмотренных выше. Значения p_0 , T_0 принимаются такие же, как и для бензиновых двигателей. Величина $T_r = 750...1000$ К, а $\varepsilon = 7...8,5$. Параметры конца впуска p_a и T_a подсчитываются по формулам (1.6) и (1.9). Коэффициенты наполнения η_v и остаточных газов γ_r – по формулам (1.10) и (1.8).

В качестве топлива для газовых двигателей используются сжиженные газы: СПБТЛ – смесь пропана и бутана техническая

летняя и СПБТЗ – зимняя, хранящиеся под давлением 2 МПа. Основными компонентами этих смесей являются: пропан C_3H_6 ($H_u = 85500$ кДж/м³) и бутан C_4H_{10} ($H_u = 112000$ кДж/м³), октановое число которых составляет 90...98. До 6% (по массе) в составе смеси могут присутствовать и другие газы: метан CH_4 ($H_u = 35000$ кДж/м³), этан и этилен. Теоретическое количество воздуха в молях, необходимое для сгорания 1 моля газового топлива

$$L'_0 = \sum \frac{1}{0,21} \left(n + \frac{m}{4} - \frac{r}{2} \right) C_n H_m O_r ,$$

где C_n , H_m , O_r – объемная доля данного компонента в газообразном топливе.

Для сжиженного газа, содержащего 52% пропана C_3H_8 и 48% бутана C_4H_{10} (смесь СПБТЛ, $H_u = 98220$ кДж/м³), $r = 0$, а

$$L'_0 = \frac{1}{0,21} \left(\left(3 + \frac{8}{4} \right) 0,52 + \left(4 + \frac{10}{4} \right) 0,48 \right) = 27,24.$$

Количество свежего заряда (горючей смеси) определяется по формуле:

$$M_1 = \alpha L'_0 .$$

Коэффициент избытка воздуха для газовых двигателей $\alpha = 1...1,3$.

Количество молей продуктов сгорания (при $\alpha \geq 1$)

$$M_2 = M_1 + \Delta M;$$

$$\Delta M = \sum \left(\frac{m}{4} + \frac{r}{2} - 1 \right) C_n H_m O_r .$$

Для сжиженного газа принятого состава $\Delta M = 1,24$.

Коэффициент молекулярного изменения горючей смеси

$$\beta_0 = M_2 / M_1,$$

а коэффициент молекулярного изменения рабочей смеси определяется по формуле:

$$\beta = \frac{\beta_0 + \gamma_r}{1 + \gamma_r} .$$

В уравнении сгорания (3.1) теплота сгорания должна быть отнесена к 1 моллю газообразного топлива. Значение H_u , отнесенной к 1 м^3 топлива следует умножить на 22,4 (объем одного киломоля топлива составляет $22,4\text{ м}^3$). Уравнение сгорания для газовых дизелей принимает вид

$$\beta m C'_v T_z = m C_v T_c + 22,4 \xi_T H_u / M_1 (1 + \gamma_r).$$

Значение коэффициента использования теплоты ξ_T для газовых двигателей принимается в пределах 0,80...0,85, а значения теплостоемостей свежего заряда и продуктов сгорания определяются по формулам для бензиновых двигателей.

При расчете параметров в конце расширения значение показателя политропы расширения для газовых двигателей выбирается в пределах $n_2 = 1,25...1,30$.

Индикаторный КПД газового двигателя определяется по формуле:

$$\eta_i = 371,2 \cdot 10^{-6} \frac{M_1 T_0 p_i}{H_u p_0 \eta_v},$$

здесь H_u – в МДж/м³.

Индикаторный удельный расход газового топлива:

$$V_i = \frac{3,6}{\eta_i H_u} \text{ м}^3/(\text{кВт} \cdot \text{ч}),$$

а индикаторный удельный расход теплоты

$$g_i = V_i \cdot H_u \text{ МДж}/(\text{кВт} \cdot \text{ч}).$$

Соответствующие эффективные показатели V_i и g_i определяются путем деления индикаторных показателей на механический КПД, величина которого для газовых двигателей выбирается в пределах $\eta_m = 0,76...0,85$. Эффективный удельный расход теплоты g_i для современных газовых двигателей находится в пределах 12...17 МДж/(кВт·ч).

Остальные параметры, не упомянутые в данном разделе, для газовых двигателей рассчитываются по методике расчета бензиновых двигателей.

1.4 Построение теоретических характеристик двигателей

1.4.1 Общие методические указания

С целью последующего тягового расчета трактора, или динамического расчета автомобиля, по результатам теплового расчета двигателя строятся соответствующие типу двигателя теоретические характеристики: регуляторная характеристика дизеля или скоростная характеристика двигателя с искровым зажиганием. Исходными данными для их построения являются: тип двигателя (с воспламенением от сжатия или с искровым зажиганием), номинальная мощность $N_{ен}$ в кВт, номинальная частота вращения n_n в мин^{-1} , удельный $g_{ен}$ в г/(кВт·ч) и часовой $G_{Тн}$ в кг/ч расходы топлива на номинальном режиме работы двигателя (для двигателей на газовом топливе соответственно $V_{ен}$ в $\text{м}^3/(\text{кВт} \cdot \text{ч})$ и $G_{Тн}$ в $\text{м}^3/\text{ч}$).

Характеристики строятся при настройке всережимного регулятора дизеля на максимальную подачу топлива, а для двигателей с искровым зажиганием – при работе с полностью открытой дроссельной заслонкой. Примеры оформления графиков и расположения масштабных шкал приведены на рисунках 1.5, 1.6, 1.7 и 1.8. При выборе масштабов необходимо стремиться сохранить на графиках подобное расположение кривых (рекомендуется ГОСТ-ми на испытание автотракторных двигателей).

1.4.2 Теоретическая регуляторная характеристика дизеля

По результатам одних и тех же расчетов (испытаний) регуляторная характеристика дизеля может быть представлена в виде различных графиков:

$(M_k, N_e, G_T, g_e) = f(n)$ – регуляторная характеристика дизеля в функции от частоты вращения (ее также называют скоростной характеристикой дизеля на регуляторе), рисунок 1.5;

$(n, M_k, G_T, g_e) = f(N_e)$ – регуляторная характеристика дизеля – основная (строится в функции от эффективной мощности), рисунок 1.6;

$(n, N_e, G_T, g_e) = f(M_k)$ – регуляторная характеристика дизеля в функции от крутящего момента, рисунок 1.7.

Основная регуляторная характеристика дизеля $f(N_e)$ используется для анализа работы дизеля на регуляторе (регуляторные ветви здесь растянуты), для определения эксплуатационной топливной экономичности двигателя, эксплуатационного оценочного удельного расхода топлива и т.д.

Регуляторная характеристика дизеля в функции от частоты вращения $f(n)$ является важнейшей характеристикой для автомобильных дизелей, на основе которой строится динамическая характеристика автомобиля с дизельным двигателем. Регуляторная характеристика дизеля в функции от крутящего момента $f(M_k)$ представляет особый интерес при построении тяговых характеристик тракторов (тягачей), для автомобильных дизелей не строится.

Построение теоретических регуляторных характеристик начинается с построения регуляторной характеристики в функции от частоты вращения.

1.4.3 Построение регуляторной характеристики в функции от частоты вращения

Регуляторная характеристика в функции от частоты вращения – скоростная характеристика дизеля на регуляторе (M_k, N_e, G_T, g_e) = $f(n)$ строится в такой последовательности (рисунок 1.5).

1. Выбираются масштабы для построения графика. Масштаб по оси абсцисс графика (масштаб частоты вращения) выбирают ориентируясь на значения $n_n, n_{x.max}$ и $n_{Mk.max}$. Значение номинальной частоты вращения n_n известно, а максимальная частота вращения холостого хода $n_{x.max}$ определяется по формуле:

$$n_{x.max} = (2 + \delta_p) n_n / (2 - \delta_p) \cong (1 + \delta_p) n_n \text{ мин}^{-1},$$

где δ_p – степень неравномерности регулятора (у современных дизелей $\delta_p = 0,03 \dots 0,07$).

Частота вращения при максимальном крутящем моменте

$$n_{Mk.max} = n_n / K_{об} \text{ мин}^{-1},$$

где $K_{об}$ – коэффициент приспособляемости двигателя по частоте вращения; у современных двигателей $K_{об} = 1,5 \dots 1,7$.

Оrientируясь на рекомендуемое расположение кривых (рисунок 1.5), а также на номинальные значения $M_{k.n}, N_{e.n}, G_{T.n}$ и $g_{e.n}$ выбираются остальные масштабы, при этом значение крутящего момента на номинальном режиме определяется по формуле:

$$M_{k.n} = \frac{9550 N_{e.n}}{n_n} \text{ Н}\cdot\text{м}. \quad (1.32)$$

На оси абсцисс отмечаются три характерные точки, соответствующие $n_n, n_{x.max}$ и $n_{Mk.max}$, через которые проводятся вертикальные вспомогательные (штрихпунктирные) линии.

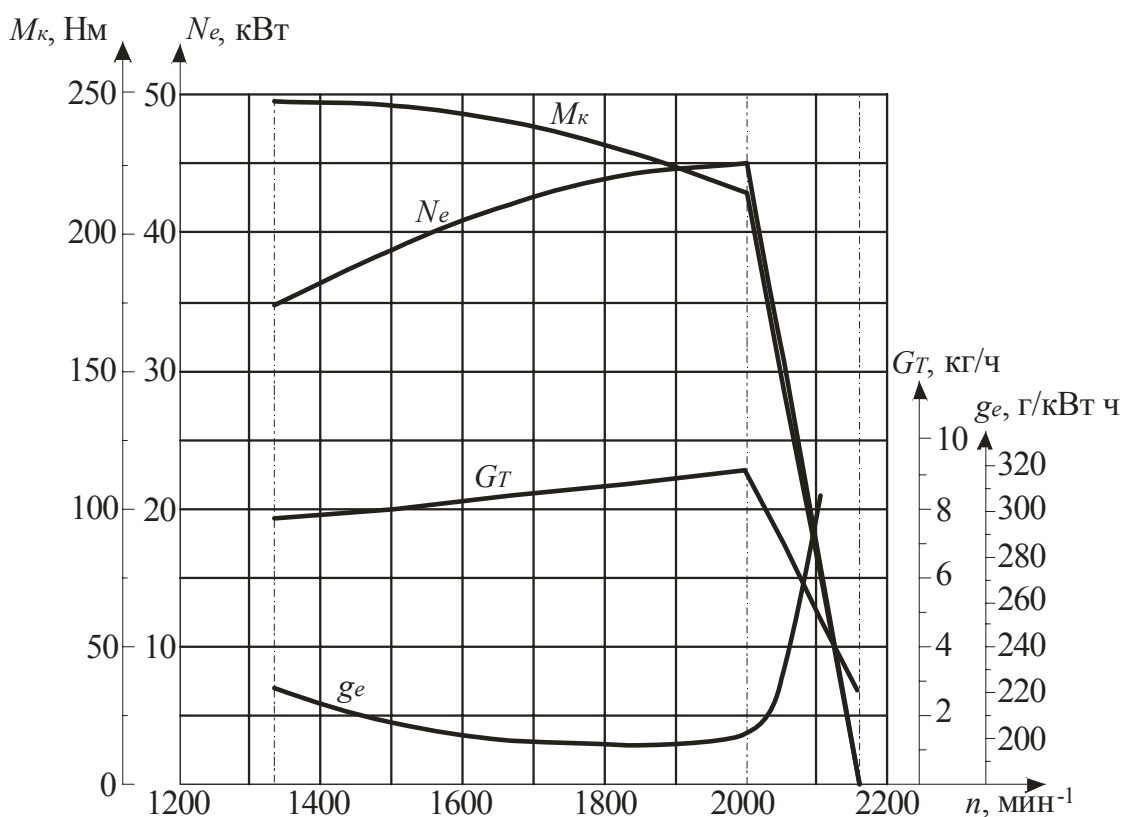


Рисунок 1.5 – Теоретическая регуляторная характеристика дизеля – $f(n)$ (скоростная характеристика на регуляторе)

2. Перед построением графика подготавливается таблица для расчетов, в которую заносятся уже известные численные значения величин (таблица 1.6).

Таблица 1.6

$n, \text{мин}^{-1}$	$M_k, \text{Н}\cdot\text{м}$	$N_e, \text{кВт}$	$G_T, \text{кг/ч}$	$g_e, \text{г/(кВт}\cdot\text{ч)}$
$n_{x.\max}$	0	0		$\rightarrow \infty$
n_n	$M_{k.n}$	$N_{e.n}$	$G_{T.n}$	$g_{e.n}$
n_1				
n_2				
n_3				
$n_{M_k.\max}$				

Значения $n_1, n_2 \dots n_i$ выбираются произвольно – равномерно в диапазоне частот от n_n до $n_{M_k.\max}$. Число i должно быть не менее 4. Для значений частот в этом диапазоне (включая $n_{M_k.\max}$) по эмпири-

ческой зависимости рассчитываются соответствующие значения крутящих моментов и заносятся в таблице 1.6:

$$M_{\dot{e}} = M_{\dot{e}.i} \cdot \left[0,42 + 2,15 \cdot \left(\frac{n}{n_i} \right) - 1,57 \cdot \left(\frac{n}{n_i} \right)^2 \right] \text{ Н}\cdot\text{м} \quad (1.33)$$

По результатам расчета определяется значение коэффициента приспособляемости дизеля по моменту:

$$K_M = M_{\kappa.\max} / M_{\kappa.n}.$$

Значение K_M должно быть не менее 1,12.

По значениям M_{κ} и соответствующим значениям n в диапазоне от n_1 до $n_{M_{\kappa.\max}}$ рассчитываются значения эффективной мощности по формуле:

$$N_e = \frac{M_{\dot{e}} n}{9550} \text{ кВт.}$$

и заносятся в таблицу 1.6. По данным таблицы строятся корректорные ветви кривых $M_{\kappa} = f(n)$ и $N_e = f(n)$, а регуляторные ветви этих кривых изображаются в виде прямых линий, соединяющих точки $M_{\kappa} = 0$ при $n_{x.\max}$ с $M_{\kappa.n}$ и $N_e = 0$ при $n_{x.\max}$ с $N_{e.n}$ соответственно.

3. Для построения зависимости $G_T = f(n)$ определяются значения G_T на характерных режимах. На номинальном режиме (n_n)

$$G_{T.n} = g_{e.n} \cdot N_{e.n} / 10^3 \text{ кг/ч.} \quad (1.34)$$

При работе на максимальном скоростном режиме ($n_{x.\max}$)

$$G_{T.x} = (0,22 \dots 0,27) G_{T.n} \text{ кг/ч,}$$

а на режиме $M_{\kappa.\max}$ ($n_{M_{\kappa.\max}}$)

$$G_{T.M_{\kappa.\max}} = 1,1 \cdot G_{T.n} K_M / K_{об} \text{ кг/ч.}$$

Полученные значения заносятся в таблицу 1.6, в выбранном масштабе откладываются на графике и условно соединяются прямыми линиями. В таблицу 1.6 также заносятся значения G_T , соответствующие $n_1, n_2 \dots n_i$, которые определяются непосредственно по построенному графику. Значения удельного расхода топлива g_e для этих скоростных режимов определяются по формуле

$$g_e = G_T 10^3 / N_e \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)} \quad (1.35)$$

и также заносятся в табл. 1.6. По этим данным на графике строится корректорная ветвь зависимости $g_e = f(n)$.

На регуляторном участке в диапазоне частот от n_n до $n_{x.max}$ кривая $g_e = f(n)$ начинается с $g_{e.n}$ и по мере уменьшения нагрузки асимптотически стремится к бесконечности. На регуляторной характеристике в функции от частоты вращения ее можно построить приближенно, рассчитав 1...2 промежуточные точки по формуле (1.35), взяв исходные данные непосредственно из графика.

1.4.4 Построение регуляторной характеристики в функции от эффективной мощности

На графике (см. рисунок 1.6) в принятом масштабе последовательно наносятся зависимости $(n, M_k, G_T, g_e) = f(N_e)$. Все необходимые для их построения данные берутся из таблицы 1.6. Характерными точками здесь являются: холостой ход $N_e = 0$; номинальный режим $N_e = N_{e.n}$; мощность при $M_{k.max}$.

Регуляторная ветвь $g_e = f(n)$ здесь строится в диапазоне $(0,4...1,0)N_e$. Значения g_e рассчитываются по формуле (1.35) в 3...4 выбранных точках, при этом значения G_T и N_e берутся непосредственно из графика.

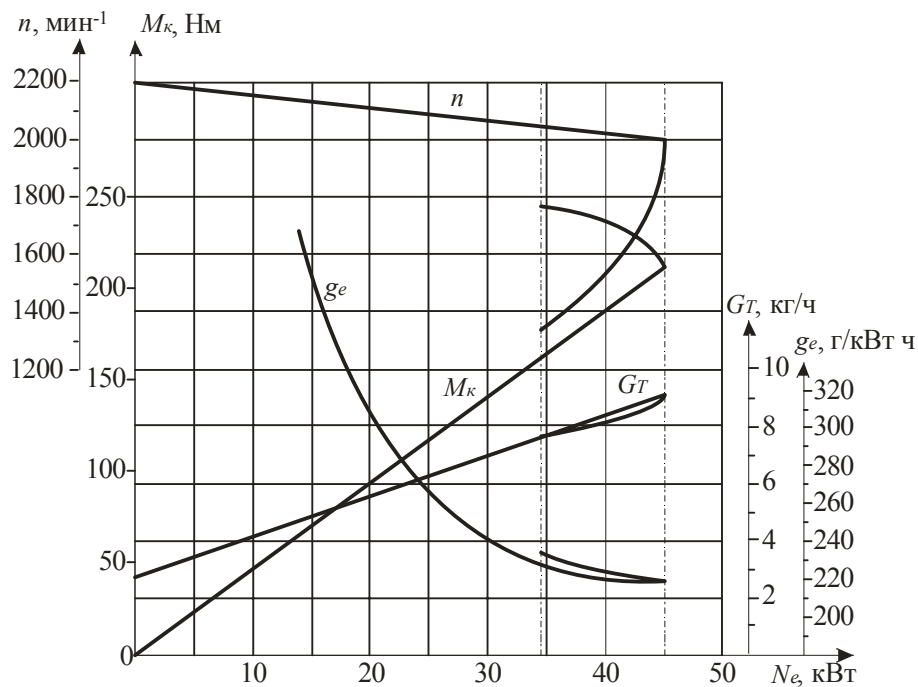


Рисунок 1.6 – Теоретическая регуляторная характеристика дизеля – $f(N_e)$

По регуляторной характеристике в функции от эффективной мощности для оценки топливной экономичности двигателя в эксплуатации определяется эксплуатационный оценочный удельный расход топлива:

$$g_{\text{д.эк}} = \frac{\sum_i^i g_{e,i}}{i} \text{ г/кВт}\cdot\text{ч.}$$

Здесь $g_{e,i}$ значения удельного расхода топлива на регуляторной ветви характеристики в диапазоне от 50 до 100% номинальной мощности через равные промежутки; $i \geq 10$.

1.4.5 Построение регуляторной характеристики в функции от крутящего момента

Регуляторная характеристика в функции от крутящего момента строится только при тяговом расчете трактора.

На графике (рисунок 1.7) в принятом масштабе строятся зависимости $(n, N_e, G_T, g_e) = f(M_k)$. Данные для построения соответствующих зависимостей берутся из таблице 1.6. Характерными точками характеристики являются: $M_k = 0$ (холостой ход), $M_{k.H}$ и $M_{k.max}$.

Регуляторная ветвь $g_e = f(n)$ строится аналогично ее построению на графике регуляторной характеристики в функции от эффективной мощности.

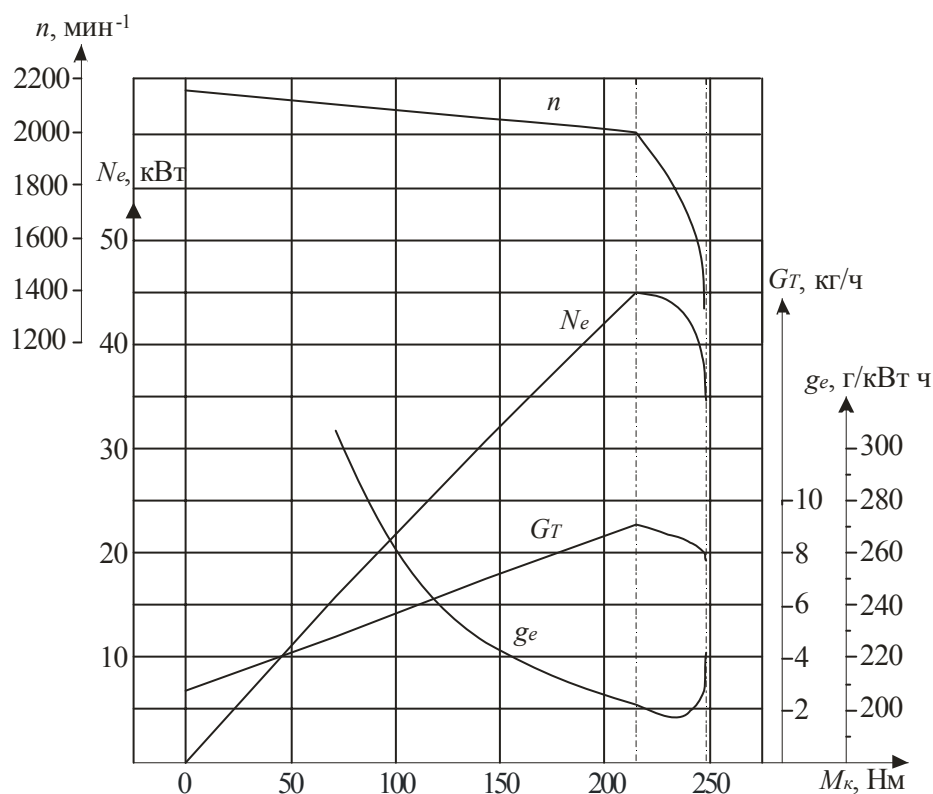


Рисунок 1.7 – Теоретическая регуляторная характеристика дизеля – $f(M_k)$

1.4.6 Теоретическая скоростная характеристика двигателя с искровым зажиганием

Теоретическая внешняя скоростная характеристика $(M_k, N_e, G_T, g_e) = f(n)$ строится только при динамическом расчете автомобиля, оборудованного двигателем с искровым зажиганием.

Рекомендуемое расположение кривых и масштабных шкал показано на рисунке 1.8. Характерными режимами являются: частоты вращения при максимальном крутящем моменте, при максимальной мощности и частота вращения при минимальном удельном расходе топлива.

Исходными данными для построения зависимостей $N_e = f(n)$ и $g_e = f(n)$ являются значения $N_{e,n}$ (определено заданием) и полученное при тепловом расчете двигателя значение $g_{e,n}$. Значения N_e и g_e для различных скоростных режимов рассчитываются по эмпирическим формулам:

$$g_e = g_{ei} \left[1,3 - 1,1 \cdot \left(\frac{n}{n_i} \right) + 0,8 \cdot \left(\frac{n}{n_i} \right)^2 \right] \text{ г/(кВт·ч)}. \quad (1.36)$$

$$N_e = N_{en} \left[-0,2 + 2,0 \cdot \left(\frac{n}{n_n} \right) - 0,8 \cdot \left(\frac{n}{n_n} \right)^2 \right] \text{ кВт}; \quad (1.37)$$

Результаты счета (4...5 значений в диапазоне $n/n_n = 0,2...1,0$) заносятся в заранее подготовленную таблицу, одинаковую по форме с табл. 1.6. Значения M_k и G_T рассчитываются по формулам соответственно (1.32) и (1.34) – для режимов отличных от номинального без индекса «н» и также заносятся в таблицу, по данным которой строится искомая характеристика.

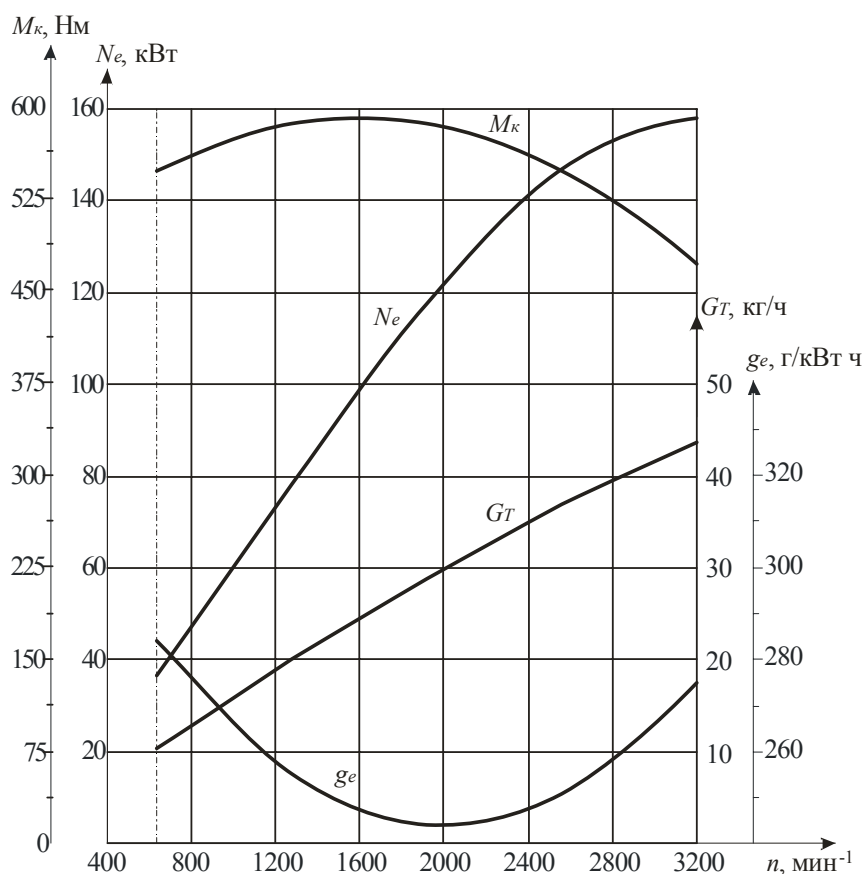


Рисунок 1.8 – Теоретическая внешняя скоростная характеристика бензинового двигателя

1.5 Динамический расчет двигателя

Цель динамического расчета двигателя – определение сил и моментов, нагружающих детали кривошипно-шатунного механизма (КШМ) и определение требуемого момента инерции и массы маховика. Расчет выполняется применительно к центральному КШМ.

Правила знаков для сил и моментов, действующих в КШМ, показаны на рисунке 1.9.

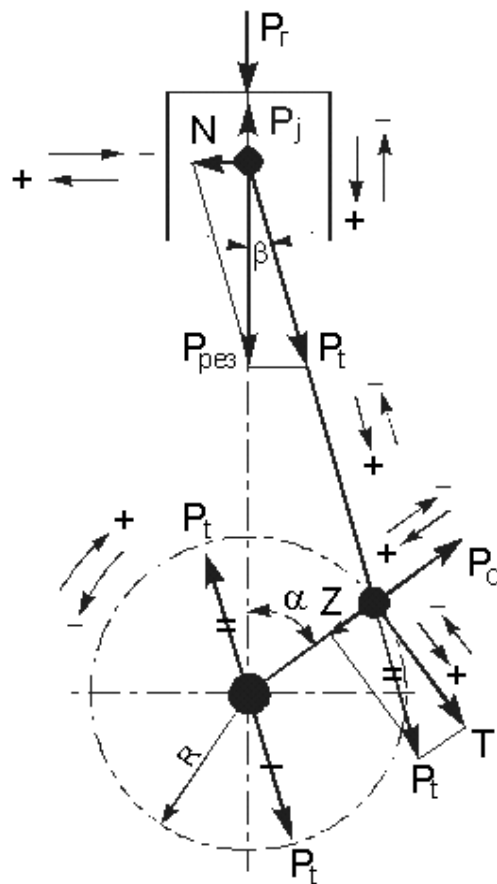


Рисунок 1.9 – Схема сил и правила знаков

1.5.1 Определение сил, действующих на поршень и поршневой палец

На поршень и поршневой палец действуют силы давления газов P_g и силы инерции P_j движущихся возвратно-поступательно масс КШМ.

Сила давления газов определяется по формуле:

$$P_A = \frac{\pi D^2}{4} (p_x - 0,1) \cdot 10^6, \text{ Н}, \quad (1.38)$$

где p_x – текущее значение давления газов по индикаторной диаграмме, МПа;

D – диаметр цилиндра, м.

Для дальнейших расчетов нужно выразить силу P_g в функции от угла α поворота коленчатого вала. При центральном КШМ связь между различными точками индикаторной диаграммы и указанными углами может быть установлена графическим способом. Под осью абсцисс диаграммы (рисунок 1.10) строится полуокружность из центра O радиусом R , равным половине отрезка V_h . Вправо по горизонтали от центра полуокружности откладывается в том же масштабе отрезок, равный $R\lambda/2$, где λ – постоянная двигателя: отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. Из конца этого отрезка O' проводится ряд лучей под углами $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3 \dots$ к горизонтали до пересечения с полуокружностью. Проекции концов этих лучей на отдельные ветви индикаторной диаграммы указывают, какие значения давления p_x соответствуют тем или иным углам поворота коленчатого вала.

На участках графика:

$0 \dots 180^\circ$ (такт впуска) $p_x = p_a = \text{const}$;

$540 \dots 720^\circ$ (такт выпуска) $p_x = p_r = \text{const}$.

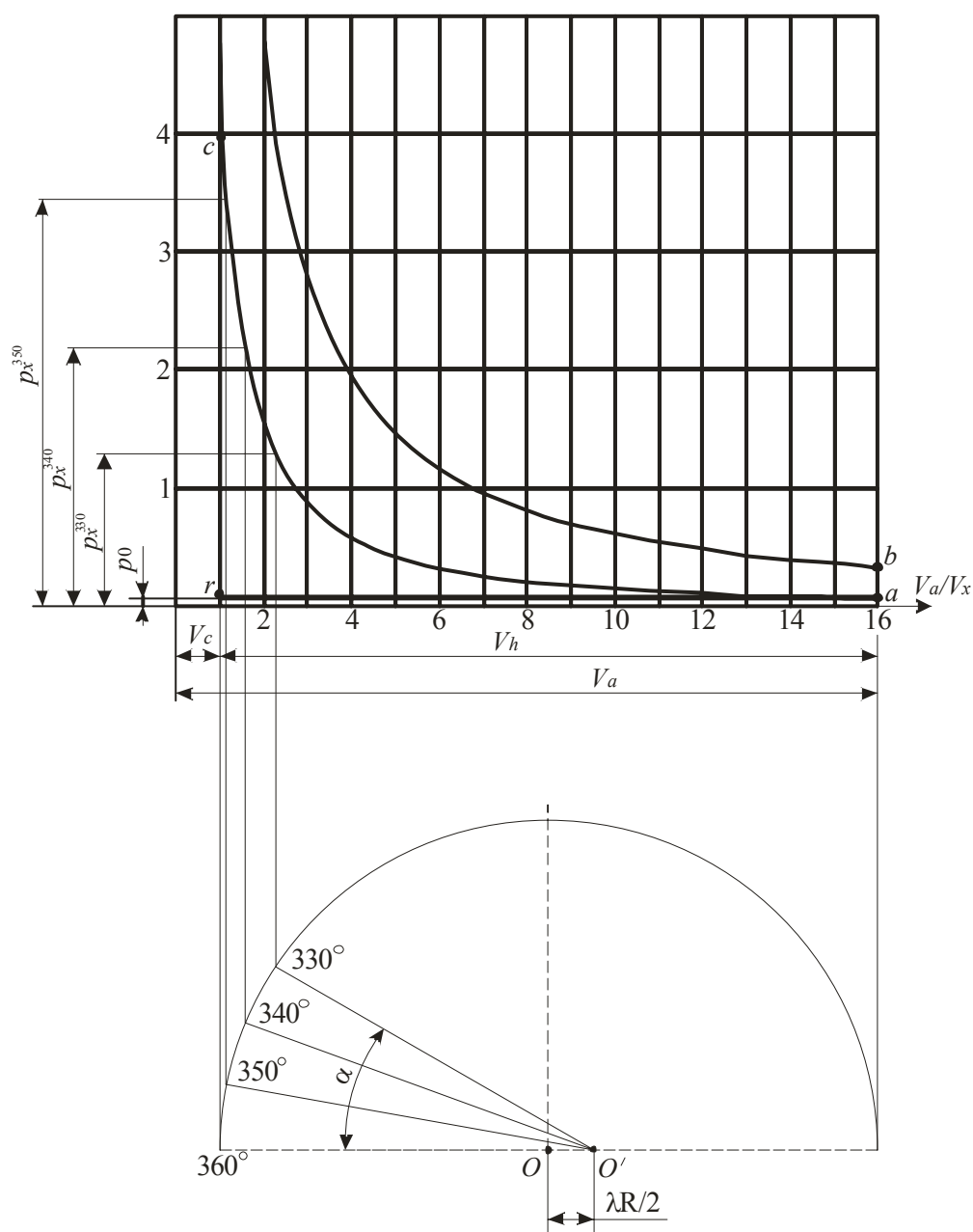


Рисунок 1.10 – К определению давления $p_x = f(\alpha)$

Более точно значение $p_x = f(\alpha)$ могут быть определены аналитическим путем в соответствии с принятым шагом расчета по углу поворота кривошипа $\Delta\alpha$. На тактах сжатия-расширения для различных значений α последовательно определяются пути поршня S_x в (м) и текущее значение объема цилиндра V_x в (м³):

$$S_x = R \left((1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda(1 - \cos 2\alpha)}{4} \right);$$

$$V_x = V_c + \frac{\pi D^2}{4} S_x = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} + \frac{\pi D^2}{4} S_x.$$

и для соответствующих участков графика определяются значения p_x :

$$180...360^\circ \text{ (такт сжатия) } p_x = p_a (V_a/V_x)^{n_1};$$

$$360...540^\circ \text{ (такт расширения) } - \text{ при } V_x < V_z, p_x = p_z; - \text{ при } V_x > V_z, p_x = p_z (V_z/V_x)^{n_2}.$$

Здесь $V_a = V_h + V_c$; $V_z = \rho V_c$, у бензиновых двигателей $\rho = 1$, а $V_z = V_c$. Подсчитанные по формуле (1.38) значения газовой силы P_g при различных углах поворота коленчатого вала через принятый шаг заносятся в таблицу 1.7. Рекомендуется принимать шаг угла поворота коленчатого вала 30° – в интервале $0...330^\circ$ и $390...720^\circ$, а в интервале $330...390^\circ$ (процесс сгорания) – шаг 10° .

Сила инерции возвратно-поступательно движущихся масс кривошипно-шатунного механизма:

$$P_j = P_{jI} + P_{jII}, \quad (1.39)$$

где $P_{jI} = mR\omega^2 \cos \alpha$ – сила инерции первого порядка, период изменения которой равен одному обороту коленчатого вала (360°); $P_{jII} = mR\omega^2 \lambda \cos 2\alpha$ – сила инерции второго порядка, период изменения которой равен $1/2$ оборота коленчатого вала, т.е. (180°).

С учетом правила знаков

$$P_j = -mR\omega^2 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (1.40)$$

Входящая в уравнение (1.40) масса m движущихся возвратно-поступательно деталей КШМ, может быть при ориентировочных расчетах представлена суммой

$$m = m_n + 0,275m_{ш},$$

где m_n – масса поршневого комплекта, кг; $m_{ш}$ – масса шатуна, кг.

Значения m_n и $m_{ш}$ при расчете принимают, ориентируясь на данные таблицы 1.7 в зависимости от диаметра цилиндра D .

Угловая частота вращения коленчатого вала берется при номинальном скоростном режиме двигателя, т.е.

$$\omega = \frac{\pi n_n}{30}.$$

Таблица 1.7

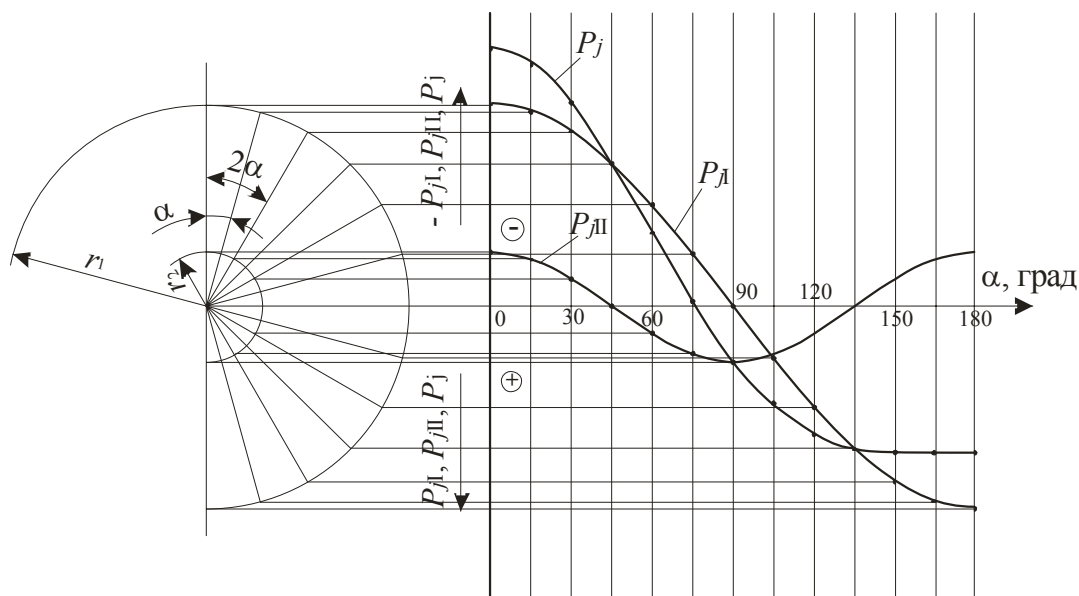
Дизели			Бензиновые		
D	m_n^*	$m_{и}^{**}$	D	m_n^*	$m_{и}^{**}$
$100 \leq D < 110$	1,4...1,6	1,5...1,8	$70 \leq D < 80$	0,1...0,5	0,7...0,9
$110 \leq D < 120$	1,5...1,8	1,6...2,0	$80 \leq D < 90$	0,5...0,7	0,9...1,2
$120 \leq D < 130$	1,6...1,9	1,8...2,4	$90 \leq D < 100$	0,7...1,2	1,3...1,6
$130 \leq D < 150$	1,8...2,2	2,0...3,0	$100 \leq D < 110$	1,2...1,5	1,5...1,8

* Чем больше значение D/S тем меньше m_n ;

** Чем больше значение $\lambda = R/l$ тем меньше $m_{и}$.

Результаты расчета сил $P_{jI} = f(\alpha)$, $P_{jII} = f(\alpha)$, $P_j = f(\alpha)$ сводятся в таблицу 1.8 и строятся графики, показанные на рисунке 1.12. Значения результирующей силы (рисунок 1.11) находятся как сумма $P_{рез} = P_z + P_j$ с учетом правила знаков.

Допускается применение графических методов для разворачивания индикаторной диаграммы, построения графика газовой силы, сил инерции и результирующей силы. При этом сводная таблица результатов не исключается.

Рисунок 1.11 – Диаграмма сил P_{jI} P_{jII} P_j .

Для графического определения сил инерции P_{jI} , P_{jII} и P_j возвратно-поступательно движущихся масс (рисунок 1.11) необходимо выполнить следующие построения. Поскольку сила инерции равна произведению массы возвратно-поступательно движущихся деталей на ускорение, которое для кинематических схем ДВС равно: для сил инерции первого порядка $mR\omega^2 \cos \alpha$, а для сил инерции второго порядка $R\omega^2 \cos 2\alpha$, то амплитуда изменения сил инерции первого порядка будет равна $mR\omega^2$, с периодом 2π , а амплитуда сил второго порядка $2\lambda mR\omega^2$ с периодом изменения вдвое меньше. Таким образом, из общего центра O (рисунок 1.11) проводим две полуокружности – одну радиусом $r_1 = mR\omega^2$, другую радиусом $r_2 = \lambda mR\omega^2 = \lambda r_1$ и ряд лучей под углами $\alpha, 2\alpha, \dots$ к вертикали. Вертикальные проекции отрезков лучей, пересекающих первую окружность, дают в принятом масштабе значения сил P_{jI} при соответствующих углах поворота коленчатого вала, а проекции тех же лучей, пересекающих вторую окружность, значения сил P_{jII} . При углах поворота коленчатого вала, соответственно вдвое меньших.

Проводим далее через центр O горизонтальную линию и откладываем на ней, как на оси абсцисс, значения α углов поворота коленчатого вала за рабочий цикл (от 0 до 720°).

По точкам пересечения указанных выше проекцией с ординатами, проходящими через соответствующие значения углов α . На оси абсцисс, строим кривые P_{jI} и P_{jII} . Путем суммирования ординат кривых P_{jI} и P_{jII} получаем кривую результирующей силы инерции P_j .

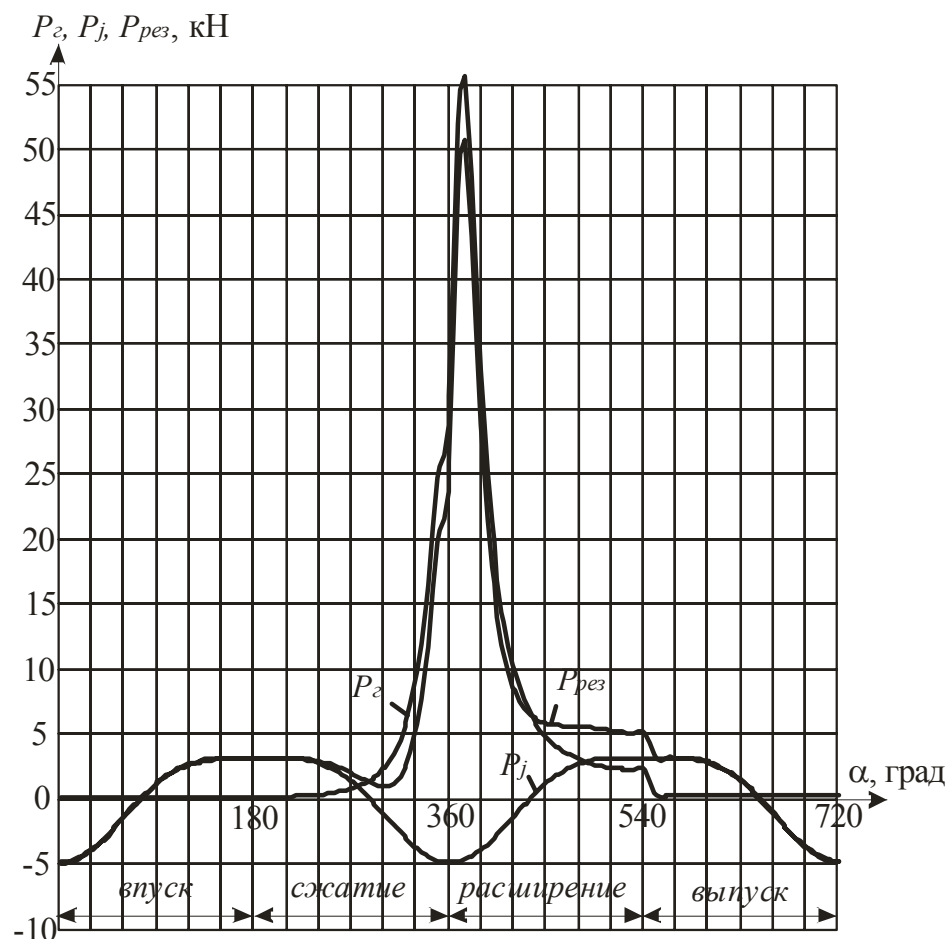


Рисунок 1.12 – График сил, действующих на поршневой палец
(сводный график сил P_g , P_j , $P_{рез}$)

1.5.2 Определение сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала

На шатунную шейку действуют две силы (рисунок 1.9): направленная по шатуну сила P_t , как составляющая силы $P_{рез}$, приложенная к поршневому пальцу; центробежная сила инерции P_c , создаваемая редуцированной к кривошипу частью массы шатуна.

Геометрическая сумма P_t и P_c дает результирующую силу $R_{ш}$, действующую на шатунную шейку от одного цилиндра.

Силы P_t и P_c подсчитываются по следующим формулам:

$$P_t = \frac{P_{рез}}{\cos \beta} \text{ Н}, \quad (1.41)$$

где β – угол отклонения оси шатуна от оси цилиндра при повороте коленчатого вала на угол α , $\beta = \arcsin(\lambda \sin \alpha)$; с учетом правила знаков

$$P_c = -0,725m_{ш}R\omega^2 \text{ Н.} \quad (1.42)$$

Сила P_t раскладывается на две составляющие: силу Z , направленную по радиусу кривошипа, и тангенциальную силу T , перпендикулярную радиусу кривошипа:

$$T = P_{рез} \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \text{ Н;} \quad (1.43)$$

$$Z = P_{рез} \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \text{ Н.} \quad (1.44)$$

Сила T на плече, равному радиусу кривошипа R , создает крутящий момент на валу двигателя. Сила T и крутящий момент считаются положительными, если их направление совпадает с направлением вращения коленчатого вала.

Значение тригонометрических величин, входящих в формулы (1.43) и (1.44) для разных значений углов α поворота коленчатого вала и λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна, приведены в таблице (см. приложение 1).

Сила $R_{ш}$ подсчитывается по формуле:

$$R_{ш} = \sqrt{(Z + P_c)^2 + T^2} \text{ Н.} \quad (1.45)$$

По результатам расчетов строится график суммарной силы $R_{ш}$, нагружающей шатунную шейку (рисунок 1.13).

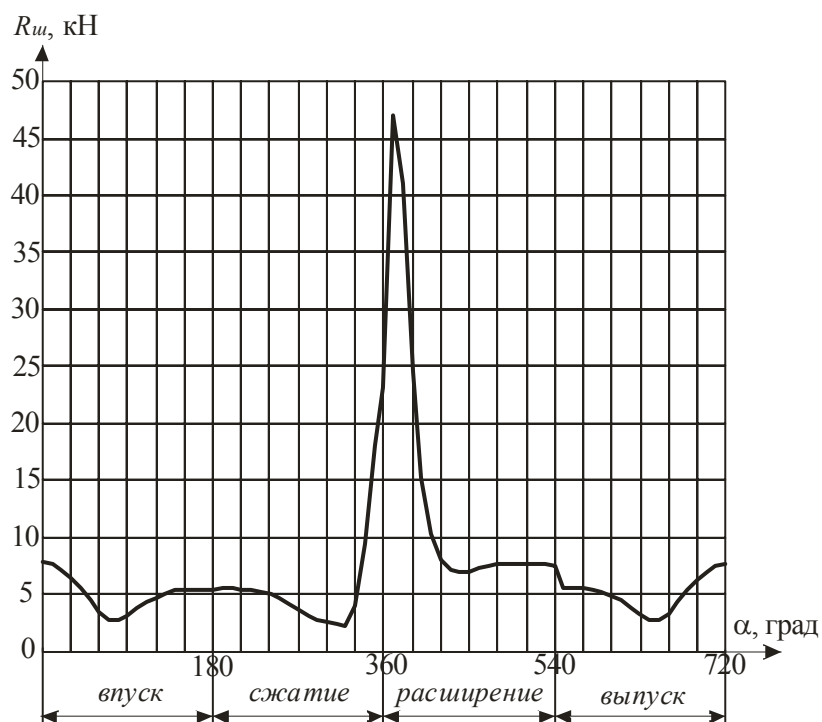


Рисунок 1.13 – График силы $R_{ш}$, действующей на шатунную шейку

Полученные значения искомых сил при разных углах поворота коленчатого вала заносятся в таблицу 1.8.

В пояснительной записке к курсовой работе (проекту) необходимо привести примеры расчета сил для 1...2 значений α .

При построении на каждом графике сил должна быть нанесена типовая масштабная сетка с указанием значений параметров по оси абсцисс и оси ординат.

Таблица 1.8

Результаты динамического расчета

α , град	Силы, Н									
	P_{Γ}	P_{iI}	P_{iII}	P_i	$P_{рез}$	P_t	T	Z	P_c	$R_{ш}$

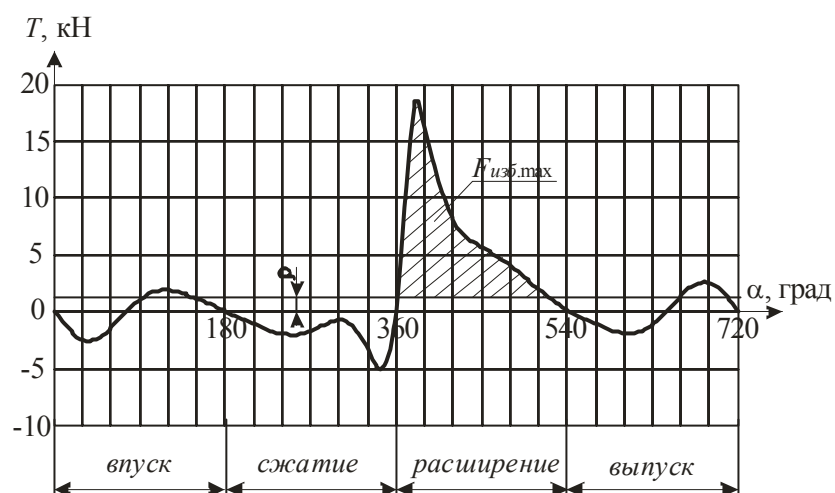


Рисунок 1.14 – График тангенциальной силы одноцилиндрового двигателя

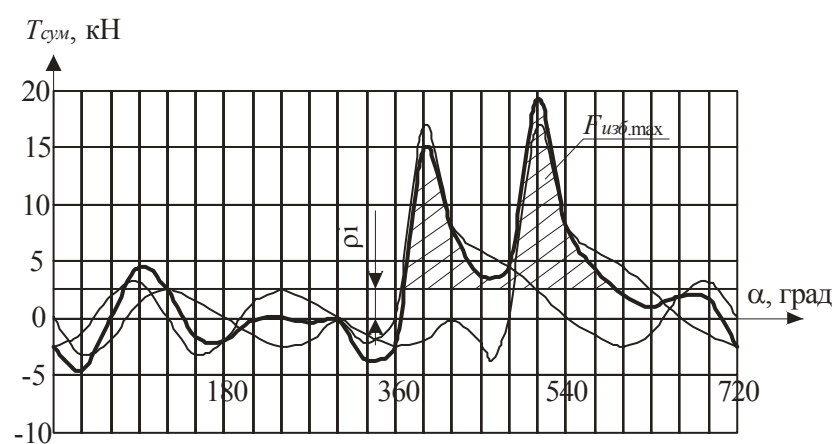


Рисунок 1.15 – График суммарной тангенциальной силы двухцилиндрового двигателя

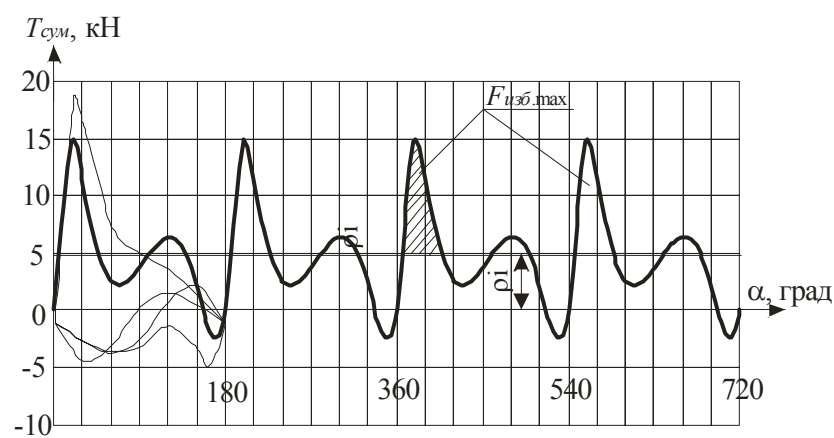


Рисунок 1.16 – График суммарной тангенциальной силы четырехцилиндрового двигателя

1.5.3 Расчет момента инерции и параметров маховика

Строится график тангенциальной силы $T = f(\alpha)$, действующей на шатунную шейку коленчатого вала от одного цилиндра за рабочий цикл (рисунок 1.14). Значения силы T при различных углах поворота коленчатого вала берутся из предыдущих расчетов.

Определяется средняя ордината

$$\rho = \frac{\sum F_{\text{пол}} - \sum F_{\text{отр}}}{l_{\text{д}}} \text{ мм},$$

где $\sum F_{\text{пол}}$ – суммарная площадь всех участков диаграммы, расположенных над осью абсцисс, мм^2 ; $\sum F_{\text{отр}}$ – под осью абсцисс, мм^2 ; $l_{\text{д}}$ – длина диаграммы, мм.

Для многоцилиндрового двигателя строится график суммарной тангенциальной силы, приложенной к коленчатому валу от всех (i) цилиндров. Справочные данные для построения графика суммарной тангенциальной силы приведены в приложении 2, а на рисунке 1.15...1.17 приведены примеры графиков тангенциальной силы четырехтактных двигателей.

При построении графика суммарной тангенциальной силы рядного двухцилиндрового двигателя (рисунок 1.15) на общий график тонкими линиями наносятся графики тангенциальных сил 1-ого и 2-ого цилиндров, смещенные по оси абсцисс на 180° (при порядке работы цилиндров 1-2-0-0). Ординаты обоих графиков алгебраически складываются и строится кривая суммарной тангенциальной силы $T_{\text{сум}} = f(\alpha)$. При построении графика $T_{\text{сум}} = f(\alpha)$ для рядного трехцилиндрового двигателя наносятся графики $T = f(\alpha)$ от каждого из трех цилиндров, смещенных относительно друг друга на 240° .

Для рядных четырехцилиндровых двигателей на графике (рисунок 1.16) в интервале углов поворота $0...180^\circ$ наносятся кривые тангенциальных усилий, приложенных к четырем шейкам вала (смещенные по фазе на 180°).

В указанном интервале путем алгебраического суммирования определяются значения, и строится кривая суммарной тангенциальной силы. В интервалах углов поворота $180...360^\circ$ и т.д. повторяется кривая только суммарной тангенциальной силы.

Аналогично строится график суммарной силы для рядных шестицилиндровых двигателей, при этом суммирование тангенциальных сил от шести цилиндров осуществляется в интервале углов поворота $0...120^\circ$ (наносится на график со сдвигом по фазе на 120°). В интервале углов $120...240^\circ$ и т.д. на графике повторяется кривая только суммарной силы.

Для *V*-образных двигателей вначале строится график суммарной тангенциальной силы, приложенной к шейке коленчатого вала от левого и правого цилиндров (рисунок 1.17, а). Построение графика аналогично построению графика суммарной тангенциальной силы двухцилиндрового рядного двигателя. При этом сдвиг по фазе графиков левого и правого цилиндров зависит от угла развала цилиндров (см. приложение. 2).

График суммарной тангенциальной силы для *V*-образных двигателей (рисунок 1.17, б) строится путем алгебраического суммирования тангенциальных сил, приложенных ко всем шейкам вала (см., например, четырехцилиндровый рядный двигатель, рисунок 1.16). Интервал суммирования по углу поворота коленчатого вала (периодичность изменения суммарной силы) и количество совмещенных (суммарных) графиков для различных двигателей приведены в приложении 2.

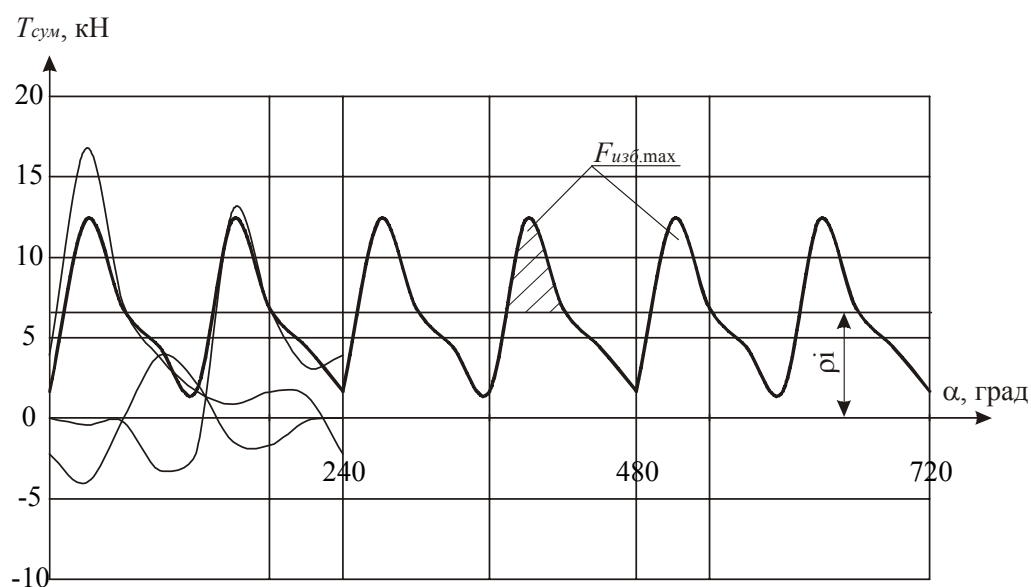
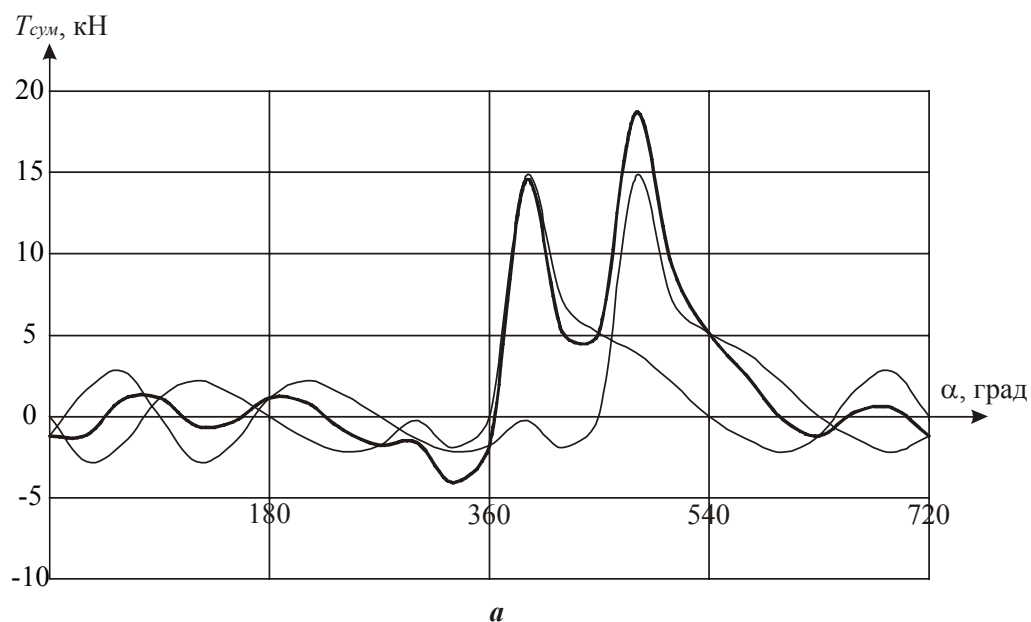


Рисунок 1.17 – Графики тангенциальной силы многоцилиндрового двигателя:
a – левого и правого цилиндров (сдвиг по фазе 90°);
б – суммарная сила (период изменения 240°)

Для многоцилиндровых V-образных двигателей (в особенности для двигателей с неравномерным чередованием рабочих ходов – вспышек), рекомендуется табличный метод определения значений суммарной тангенциальной силы. Для этого составляется таблица (см. таблицу 1.9), в которую для каждого значения угла поворота кривошипа первого цилиндра заносятся соответствующие

значения тангенциальной силы каждого цилиндра в следующем порядке.

Таблица 1.9

, рад	Тангенциальные силы, Н					T_{Σ}
	T_1	T_2	$T_3 \dots$	T_i		

В столбец T_1 заносятся значения тангенциальной силы одного (первого) цилиндра, полученные в результате предыдущего расчета. В столбец T_2 для второго цилиндра заносятся те же значения, но смещенные по углу (фазе), который легко определяется по известному порядку работы цилиндров и углу (углам) чередования вспышек в цилиндрах. Аналогично заносятся значения тангенциальных сил для всех остальных цилиндров. После заполнения таблицы для каждого значения α подсчитывается значение суммарной силы T_{Σ} и строится график $T_{\Sigma} = f(\alpha)$ (см. рисунок 1.17).

После построения графика суммарной тангенциальной силы многоцилиндрового двигателя определяется средняя ордината ρi (мм) (см. методику определения средней ординаты от одного цилиндра), определяющая среднее значение суммарной тангенциальной силы

$$T_{\text{сум.ср}} = \rho i \mu_1 \text{ Н},$$

где $\mu_1 = T/l_h$, Н/мм – принятый масштаб по оси ординат; l_h – высота диаграммы, мм.

По величине ρi проверяется правильность построения графика суммарной тангенциальной силы и выполнение всего динамического расчета двигателя. Построение правильно, если

$$\rho i \mu_1 R \eta_m n_n / 9550 = N_{e.n},$$

где R – радиус кривошипа, мм; η_m – механический КПД двигателя, принятый при определении его основных размеров.

Погрешность не должна превышать 3...4%.

Ордината ρi откладывается на графике суммарной тангенциальной силы (рисунки 1.14...1.17).

Величина суммарной тангенциальной силы, умноженная на радиус кривошипа $T_{\text{сум}}R$ является индикаторным вращающим моментом M_i . Переменные значения $T_{\text{сум}}$ при различных углах поворота коленчатого вала α вызывают колебания индикаторного вращающего момента M_i относительно среднего значения $M_{i\text{ср}}$, определенного по величине $T_{\text{сум.ср}}$. Следовательно, угловая скорость коленчатого вала ω периодически изменяется ($\omega = f(\alpha)$). Неравномерность вращения коленчатого вала двигателя характеризуется степенью неравномерности хода δ

$$\delta = \frac{\omega_{\min} - \omega_{\max}}{\omega_{\text{ср}}},$$

где $\omega_{\min}$, $\omega_{\max}$ – минимальное и максимальное значения угловой скорости коленчатого вала за цикл, с^{-1} ; $\omega_{\text{ср}}$ – среднее значение угловой скорости за цикл с^{-1} .

Вращающий момент двигателя в каждое мгновение уравновешивается моментом сопротивления $M_{\text{сопр}}$, приложенным к коленчатому валу, и моментом сил инерции всех движущихся масс. При расчетах момент сопротивления считают постоянным и равным среднему значению индикаторного вращающего момента двигателя, а изменением среднего приведенного момента инерции пренебрегают. Тогда колебания скорости коленчатого вала будут обусловлены только отклонением мгновенного значения M_i от среднего значения $M_{i\text{ср}}$. Таким образом, когда вращающий момент M_i больше значения $M_{\text{сопр}} = M_{i\text{ср}}$ двигатель совершает избыточную работу $L_{\text{изб}}$, которая определяется по формуле:

$$L_{\text{изб}} = I_0 \delta \omega^2, \text{ Нм},$$

где I_0 – момент инерции всех масс, приведенных к оси коленчатого вала.

Работа $L_{\text{изб}}$ пропорциональна площади $F_{\text{изб}}$ на графике суммарной тангенциальной силы (рисунки 1.15...1.17). Тогда, опреде-

лив площадь $F_{изб}$ в $(\text{мм})^2$, планиметрированием или подсчетом количества клеток на этой площадке, если график $T_{изб} = f(\alpha)$ построен на миллиметровой бумаге, подсчитывается работа $L_{изб}$

$$L_{изб} = \mu F_{изб} \text{ Нм},$$

где $\mu = \mu_1 \mu_2$ – масштаб площади, Нм/мм².

Для четырехтактных двигателей масштаб по оси абсцисс

$$\mu_2 = \frac{4\pi R}{l_D} \text{ м/мм},$$

где R – радиус кривошипа, м; l_D – длина диаграммы $T_{сум} = f(\alpha)$, мм.

Задаваясь величиной степени неравномерности вращения δ (для автомобильных двигателей $\delta = 0,02 \dots 0,03$, для тракторных двигателей $\delta = 0,005 \dots 0,015$) определяется требуемый момент инерции маховика

$$I_M = \frac{0,8 L_{изб}}{\delta (\pi n_n / 30)^2} \text{ кг} \cdot \text{м}^2. \quad (1.46)$$

По величине I_M находится масса маховика. Для маховика, выполненного в виде диска, масса равна

$$m_M = \frac{4 I_M}{D_M^2} \text{ кг}, \quad (1.47)$$

где D_M – диаметр диска, м.

В зависимости от типа и назначения двигателя диаметр диска D принимается в пределах $0,3 \dots 0,6$ м. Диаметр диска должен быть таким, чтобы обеспечивалась необходимая поверхность трения дисков сцепления. Тракторные дизельные двигатели, как правило, имеют больший, чем автомобильные бензиновые двигатели, вращающий момент, поэтому сцепление требует повышенной поверхности трения и, следовательно, большего диаметра маховика.

Результаты расчетов сводятся в таблицу 1.10, располагаемую на листе графической части проекта (работы).

Таблица 1.10 – Сводные технические данные спроектированного двигателя

Показатели		Обозначение	Ед. изм.	Значения
<i>Общие</i>				
Тип двигателя				
Номинальная мощность		$N_{e.n}$	кВт	
Номинальная частота вращения коленчатого вала		n_n	мин ⁻¹	
Число и расположение цилиндров				
<i>Основные конструктивные</i>				
Диаметр цилиндра		D	мм	
Ход поршня		S	мм	
Рабочий объем		V_d	л	
Тип камеры сгорания				
Тип охлаждения				
Степень сжатия		ε	-	
Отношение радиуса кривошипа к длине шатуна		λ	-	
Диаметр маховика		D_M	м	
Масса маховика		m_M	кг	
Показатели конструкторской разработки				
<i>Параметры рабочего процесса</i>				
Впуск	Коэффициент наполнения	η_v	-	
	Температура в конце наполнения	T_a	К	
	Давление в конце наполнения	p_a	МПа	
Сжатие	Показатель политропы сжатия	n_1	-	
	Температура в конце сжатия	T_c	К	
	Давление в конце сжатия	p_c	МПа	
Сгорание	Степень повышения давления при сгорании	λ_p	-	
	Степень предварительного расширения	ρ	-	
	Температура в конце сгорания	T_z	К	
	Давление в конце сгорания	p_z	МПа	
	Коэфф. молекулярного изм. горючей (рабочей) смеси	β_0	-	
Расширение	Показатель политропы расширения	n_2	-	
	Температура в конце расширения	T_6	К	
	Давление в конце расширения	p_6	МПа	
Выпуск	Коэффициент остаточных газов	γ_r	-	
	Температура в конце выпуска	T_r	К	
	Давление в конце выпуска	p_r	МПа	

Продолжение таблицы 1.10

Показатели	Обозначение	Ед. изм.	Значения
<i>Удельные показатели</i>			
Номинальный удельный эффективный расход топлива	g_e	г/кВт т ч	
Литровая мощность	N_l	кВт/ л	
Поршневая мощность	N_n	кВт/ дм ²	
<i>Показатели внешней скоростной (регуляторной) характеристики</i>			
Степень неравномерности регулятора	δ_p	-	
Максимальная частота вращения холостого хода	$n_{x.xmax}$	мин ⁻¹	
Минимальная частота вращения	n_{min}	мин ⁻¹	
Частота вращения при максимальном крутящем моменте	$n_{M_{к.ма}x}$	мин ⁻¹	
Коэффициент приспособляемости по оборотам	$K_{об}$	-	
Коэффициент запаса крутящего момента	K_M	-	
Оценочный удельный расход топлива	$g_{e.оц}$	г/кВт т ч	

2 ТЯГОВО-СКОРОСТНЫЕ СВОЙСТВА АВТОМОБИЛЯ

Тягово-скоростными свойствами называют совокупность свойств, определяющих возможные по характеристикам двигателя или сцепления ведущих колес с дорогой диапазоны изменения скоростей движения и предельные интенсивности разгона и торможения автомобиля при его работе на тяговом режиме в различных дорожных условиях.

Тяговым принято считать режим, при котором от двигателя к ведущим колесам подводится мощность, достаточная для преодоления внешних сопротивлений движения.

Показатели тягово-скоростных свойств автомобиля (максимальная скорость, ускорение при разгоне или замедление при торможении, сила тяги на крюке, эффективная мощность двигателя, подъем, преодолеваемый в различных дорожных условиях, динамический фактор, скоростная характеристика) определяются проектировочным тяговым расчетом. Он предполагает определение конструктивных параметров, которые могут обеспечить оптимальные значения скоростей и ускорений в заданных дорожных условиях движения, а также установление предельных дорожных условий движения для каждого типа автомобиля.

Тягово-скоростные свойства и показатели определяются при тяговом расчете автомобиля. В качестве объекта расчета выступают грузовые, преимущественно сельскохозяйственного назначения одиночные автомобили или автопоезда.

2.1 Определение мощности двигателя автомобиля

В основу расчета кладется номинальная грузоподъемность автомобиля m_2 в кг (масса установленной полезной нагрузки плюс масса водителя и пассажиров в кабине) или автопоезда m_a .

Мощность двигателя N_v , необходимая для движения полностью груженого автомобиля со скоростью $V_{\max}$ в заданных дорож-

ных условиях, характеризующих приведенным сопротивлением дороги ψ , определяют из зависимости:

$$N_v = \frac{[\psi(m_0 + m_e)g + P_w] \cdot V_{\max}}{10^3 \eta_{mp}} \text{ кВт} \quad (2.1)$$

где m_0 – собственная масса автомобиля, кг; P_w – сопротивление воздуха (в Н) при движении с максимальной скоростью $V_{\max}$; η_{mp} – КПД трансмиссии. Номинальная грузоподъемность m_e указана в задании.

Дорожные условия принимаются для движения автомобиля в характерных условиях эксплуатации (для сельскохозяйственного автомобиля – движение по сухой грунтовой дороге при $\psi = 0,04$).

Собственная масса автомобиля связана с его номинальной грузоподъемностью зависимостью:

$$m_0 = \frac{m_e}{\eta_e} \quad (2.2)$$

где η_e – коэффициент грузоподъемности автомобиля.

У грузовых автомобилей сельскохозяйственного назначения с колесной формулой 4х2 – $\eta_e = 0,8...1,2$; с колесной формулой 4х4 и общего назначения $\eta_e = 0,9...1,3$. Чем больше грузоподъемность автомобиля, тем выше значение η_e . У автомобилей особо малой грузоподъемности (500...1500 кг) $\eta_e = 0,7...0,75$.

Для специальных автомобилей высокой проходимости коэффициент грузоподъемности ниже, чем для автомобилей общего назначения.

При выборе коэффициента η_e можно ориентироваться также на справочные технические показатели соответствующих грузовых автомобилей-аналогов сельскохозяйственного назначения (приложение 5).

Коэффициент грузоподъемности существенно влияет на динамические и экономические показатели автомобиля: чем он больше, тем лучше эти показатели. Поэтому при выполнении курсовой работы (проекта) следует стремиться к повышению коэффициента грузоподъемности, насколько это технически возможно и экономически целесообразно.

Сопротивление воздуха зависит от плотности воздуха, коэффициента k_w обтекаемости обводов и днища (коэффициента парусности), площади лобовой поверхности F (в м^2) автомобиля и скоростного режима движения. Определяется зависимостью:

$$P_w = k_w \rho_e F V_{\max}^2 \text{ Н} \quad (2.3)$$

где $\rho_e = 1,293 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха при температуре окружающей среды $15...25^\circ\text{С}$.

Коэффициент обтекаемости у современных грузовых автомобилей $k_w = 0,45...0,60$; чем совершеннее аэродинамические формы автомобиля, тем ниже коэффициент обтекаемости. Для сравнения укажем, что коэффициент обтекаемости у современных легковых автомобилей равен $0,12...0,35$, сельскохозяйственных колесных тракторов $0,6...0,8$.

Площадь лобовой поверхности может быть подсчитана по формуле:

$$F = BH \text{ м}^2,$$

где B – колея задних колес, м; H – высота автомобиля (по кабине), м; ($H = 2,0...2,6$ м для автомобилей грузоподъемностью до 8 т; $H = 3,5...3,7$ м для автомобилей грузоподъемностью свыше 8 т).

Колея задних колес современных грузовых автомобилей номинальной грузоподъемностью $1...12$ т, $B = 1,45...2,0$ м. Чем выше грузоподъемность, тем больше значение B . Так, при грузоподъемности до 3 т можно принимать $B = 1,45...1,6$ м; при грузоподъемности $3...8$ т – $1,7...1,85$ м; при грузоподъемности свыше 8 т – $1,8...2,0$ м.

Величины B и H уточняют в последующих расчетах при определении размеров платформы.

Максимальная скорость $V_{\max}$ движения автомобиля по дороге с улучшенным покрытием при полной подаче топлива указана в задании.

Так как $V_{\max}$ автомобиль развивает, как правило, на прямой передаче, то

$$\eta_{mp} = \eta_x \eta_{en},$$

где $\eta_x = 0,95...0,97$ – КПД двигателя на холостом ходу; $\eta_{en} = 0,97...0,98$ – КПД главной передачи.

2.2 Выбор колесной формулы автомобиля и геометрических параметров колес

Количество и размеры колес (диаметр колеса d_k и масса, передаваемая на ось колеса) определяются исходя из грузоподъемности автомобиля (прицепа).

При полностью груженом автомобиле $2/3...3/4$ или $65...75\%$ от общей массы m_a машины (грузоподъемность плюс собственная масса автомобиля) приходится на заднюю ось и $1/3...1/4$ или $25...35\%$ – на переднюю. Следовательно, коэффициенты нагрузки передних λ_n и задних ведущих λ_k колес составляют соответственно $0,25...0,35$ и $0,65...0,75$. Тогда нагрузка на заднюю ось:

$$P_z = (0,65...0,75)m_a = (0,65...0,75)(m_0 + m_z) = (0,65...0,75)m_z \left(1 + \frac{1}{\eta_z}\right);$$

на переднюю:

$$P_n = (0,25...0,35)m_z = (0,25...0,35)m_z \left(1 + \frac{1}{\eta_z}\right).$$

Задние колеса грузовых автомобилей грузоподъемностью $3...12$ т, как правило, сдвоенные, поэтому нагрузка на одно колесо:

$$P_k = \frac{(0,65...0,75)m_z \left(1 + \frac{1}{\eta_z}\right)}{4}.$$

Грузовые автомобили грузоподъемностью 12 т и более обычно трехосные, т.е. используется дополнительно промежуточная ось (задняя тележка). Тогда общая масса, приходящаяся на одно колесо задней тележки определяется из условия:

$$P_k = \frac{(0,65...0,75)m_z \left(1 + \frac{1}{\eta_z}\right)}{8}.$$

Исходя из нагрузки P_k и давления в шинах, по таблице (см. приложение 8) выбираются размеры шин, в м (ширина профиля шины b_n и диаметр посадочного обода d_0). Тогда расчетный радиус ведущих колес: $r_k = [0,5d_0 + (0,8...0,9)b_n]$ м. Исходя из радиуса r_k колес по ГОСТ указывается маркировка колеса и его характеристики.

2.3 Определение вместимости и геометрических параметров платформы

По грузоподъемности m_z (в т) выбирается вместимость платформы V_k , из условия:

$$V_k = m_z / k_z \text{ м}^3.$$

Для бортового автомобиля k_z принимается:

- при грузоподъемности до 8 т – $k_z = 0,7...0,8$;
- при грузоподъемности свыше 8 т – $k_z = 0,6...0,75$;
- для автомобилей-самосвалов – $k_z = 0,6...0,7$.

Определив V_k , подбирают внутренние размеры платформы автомобиля в м: b_k, h_k, l_k .

Как известно: $V_k = b_k h_k l_k$.

Ширина платформы $b_k = (1,15...1,40)B$ для грузовых автомобилей грузоподъемностью до 12 т и самосвалов.

Высота кузова определяется по зависимости $h_k = k_k m_z$ при этом коэффициент k_k принимается $k_k = 0,15...0,25$ при грузоподъемности m_z до 6 т и $k_k = 0,05...0,1$ при m_z свыше 6 т.

Вычисленное значение h_k должно находиться в пределах $h_k = 0,5...1,1$ м.

Тогда длина платформы:

$$l_k = \frac{V_k}{b_k h_k} \text{ м.}$$

Обычно длина платформы l_k составляет 2,5...2,7 м для автомобилей особо малой грузоподъемности; 3...4 м – для автомобилей общего назначения грузоподъемностью 2...4 т; 4,5...6 м – для автомобилей общего назначения грузоподъемностью 6...10 т; 3...5 м для автомобилей-самосвалов грузоподъемностью 2,5...7,0 т и 3...4 м для автомобилей повышенной проходимости.

После определения внутренних размеров платформы последние корректируются по справочным данным автомобилей-аналогов в случае существенного расхождения (20% и более).

По внутренней длине l_k определяют базу L автомобиля (рас-

стояние между осями передних и задних колес для двухосных автомобилей или расстояние между осями передних колес и осью задней тележки для трехосных автомобилей типа КамАЗ):

$$L = k_L l_k \text{ м,}$$

где $k_L = 0,95 \dots 1,0$ для бортовых автомобилей грузоподъемностью до 8 т; $k_L = 0,75 \dots 0,8$ для бортовых автомобилей грузоподъемностью свыше 8 т; $k_L = 1,2 \dots 1,3$ для автомобилей-самосвалов; $k_L = 0,55 \dots 0,6$ для трехосных автомобилей грузоподъемностью 12 т и выше.

Для автомобилей с увеличенной грузоподъемностью база L увеличивается на 15...20%.

Для трехосных автомобилей расстояние между осями колес и задней тележкой $L_n = (1/3)L$ для автомобилей классической компоновки и $L_n = (1/4)L$ для автомобилей с увеличенной базой и грузоподъемностью.

2.4 Динамические свойства автомобиля

Динамические свойства автомобиля в значительной мере определяются правильным выбором количества передач и скоростным режимом движения на каждой из выбранных передач.

Для автомобилей сельскохозяйственного назначения с механической ступенчатой трансмиссией количество основных передач, как правило, не превышает 5...6.

Последняя передача обычно прямая, т.е. привод главной передачи осуществляется непосредственно от коленчатого вала двигателя.

Иногда на автомобилях повышенной грузоподъемности используют повышенную передачу, с передаточным числом меньше 1, что при движении в определенных условиях (на хороших дорогах с малым сопротивлением качению) приводит к значительной экономии топлива (до 8...10%).

Таким образом, одной из важнейших задач при выполнении курсовой работы по автомобилям является правильный выбор количества передач (скоростей движения).

2.4.1 Выбор передач автомобиля

Передаточное число i_{mp} трансмиссии автомобиля:

$$i_{mp} = i_k i_0,$$

где i_k – передаточное число коробки передач; i_0 – передаточное число главной передачи.

Передаточное число главной передачи находится по уравнению:

$$i_0 = 0,105 \frac{r_k n_v}{V_{\max}} = \frac{\pi n_v}{30 V_{\max}} r_k,$$

где r_k – расчетный радиус ведущих колес, м; принимается из предыдущих расчетов; n_v – частота вращения коленчатого вала двигателя при максимальной мощности и максимальной скорости движения автомобиля.

Значения n_v могут быть выбраны из соотношений: $n_v = 3500...4000 \text{ мин}^{-1}$ для автомобилей особо малой грузоподъемности, $n_v = 2600...2800 \text{ мин}^{-1}$ для всех других типов автомобилей с дизельным двигателем и $n_v = 2800...3200 \text{ мин}^{-1}$ для автомобилей с бензиновым двигателем. Обычно частота вращения коленчатого вала указана в задании на курсовой проект (работу). Она уточняется после построения внешней (скоростной) или регуляторной характеристики двигателя (см. раздел 1.5).

Передаточное число трансмиссии на первой передаче:

$$i_{mp1} = \frac{D_{1\max} G r_k}{M_{k.\max} \eta_{mp1}} \quad (2.4)$$

где $D_{1\max}$ – максимальный динамический фактор, допустимый по условиям сцепления ведущих колес автомобиля. Величина его у грузовых автомобилей 4х2 находится в пределах $D_{1\max} = 0,36...0,65$, она не должна превышать величины:

$$D_{1\max} = \varphi_{c\mu} \lambda_k,$$

где $\varphi_{c\mu}$ – коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой, в зависимости от дорожных условий $\varphi_{c\mu} = 0,5...0,75$ (см. приложение 7); λ_k – коэффициент нагрузки ведущих колес автомобиля; рекомен-

дваемое значение $\lambda_k = 0,65 \dots 0,8$; $M_{k.\max}$ – максимальный вращающий момент на коленчатом валу двигателя, в Н·м, берется из расчетной скоростной (внешней) характеристики для бензиновых двигателей или из регуляторной характеристики в функции от частоты вращения коленчатого вала n для дизельных (см. раздел 1.5); G – полный вес автомобиля, Н; η_{mp} – КПД трансмиссии автомобиля на первой передаче, подсчитывается по формуле:

$$\eta_{mp} = \eta_x \cdot \eta_{\text{ц}}^{n_{\text{ц}}} \cdot \eta_{\text{к}}^{n_{\text{к}}},$$

где $\eta_x = 0,95 \dots 0,97$ – КПД двигателя при холостом прокручивании коленчатого вала; $\eta_{\text{ц}} = 0,98 \dots 0,985$ – КПД цилиндрической пары шестерен; $\eta_{\text{к}} = 0,975 \dots 0,980$ – КПД конической пары шестерен; $n_{\text{ц}}$ и $n_{\text{к}}$ – соответственно количество цилиндрических и конических пар, участвующих в зацеплении на первой передаче. Их количество выбирается, ориентируясь на схемы трансмиссии, применяемые у современных моделей аналогичных автомобилей (приложение 10).

В первом приближении при предварительных расчетах передаточные числа грузовых автомобилей подбираются по принципу геометрической прогрессии, образуя ряд: $i_0, i_0 \cdot q \dots i_0 q^{z-1}$, где q – знаменатель прогрессии; он подсчитывается по формуле:

$$q = \sqrt[z-1]{\frac{i_{mp1}}{i_0}},$$

где z – число передач, указывается в задании.

Передаточное отношение i_0 постоянно включенной главной и конечной (для большегрузных автомобилей) передач автомобиля должно находиться в пределах $i_0 = 5,5 \dots 7$.

По передаточным числам трансмиссии подсчитываются максимальные скорости движения автомобиля на разных передачах $V_{\max}(i)$.

Полученные данные о передаточных числах и скоростях сводятся в таблицу 2.1.

Как видим, при выборе передач автомобиля, а также при выполнении последующих расчетов при построении динамической и экономической характеристик требуются сведения по основным показателям двигателя (M_k , N_e , g_e и др.), которые могут быть получены из скоростных характеристик дизеля на регуляторе или из внешней (скоростной) характеристики карбюраторного (бензинового) двигателя, построение которых выполнено в разделе 1.5.

Таблица 2.1

Передача	Передаточное число i_{mp} при $i_0 =$	Скорость движения, $V_{\max (i)}$, м/с
I		
II		
III		
IV		
V		

2.4.2 Универсальная динамическая характеристика автомобиля

Динамическая характеристика автомобиля иллюстрирует его тягово-скоростные свойства при равномерном движении с разными скоростями на разных передачах и в различных дорожных условиях.

Из уравнения тягового баланса автомобиля при движении без прицепа ($P_{кр} = 0$) на горизонтальной опорной поверхности ($\alpha = 0$), которое имеет вид:

$$P_k = P_w + \psi G \pm \frac{\delta_{ep} G j}{g}$$

следует, что разность сил:

$$P_k - P_w = G \left(\psi \pm \frac{\delta_{ep} j}{g} \right). \quad (2.5)$$

Разность сил ($P_k - P_w$) (касательной силы тяги и сопротивления воздуха при движении автомобиля) в этом уравнении представляет собой силу тяги, расходуемую на преодоление всех внешних сопротивлений движению автомобиля, за исключением сопро-

тивления воздуха. Она пропорциональна весу автомобиля (автопоезда). Поэтому отношение $\frac{P_k - P_w}{G}$ характеризует запас силы тяги, приходящийся на единицу веса автомобиля (автопоезда).

Этот измеритель динамических, в частности, тягово-скоростных, свойств автомобиля, называется динамическим фактором D автомобиля.

Таким образом, динамический фактор автомобиля:

$$D = \frac{P_k - P_w}{G} = \frac{\frac{M_k i_{mp} \eta_{mp}}{r_k} - k_w \rho_s F V^2}{G}. \quad (2.6)$$

Динамический фактор определяется для порожнего автомобиля на каждой передаче в процессе работы двигателя с полной нагрузкой при полностью открытой дроссельной заслонке.

Из выражения (2.5) следует, что между динамическим фактором и параметрами, характеризующими сопротивление дороги (коэффициент ψ) и инерционными нагрузками автомобиля, существуют следующие зависимости: $D = \psi \pm \frac{\delta_{ep} j}{g}$ – при неустановившемся движении ($j \neq 0$); $D = \psi$ – при установившемся движении ($j = 0$).

С помощью динамического фактора (вследствие его относительности) можно сравнивать тягово-скоростные и разгонные свойства автомобилей независимо от их грузоподъемности и веса.

Из зависимости (2.6) следует, что динамический фактор зависит от скоростного режима автомобиля – частоты вращения коленчатого вала двигателя n (его вращающего момента M_k) и включенной передачи (передаточное число i_{mp} трансмиссии). Графическое изображение зависимости $D = f(V)$ на разных передачах называют динамической характеристикой автомобиля.

Порядок построения динамической характеристики следующий. На оси абсцисс откладывают значения скорости V автомобиля, которые определяют из условия отсутствия буксования дисков сцепления и ведущих колес.

Тогда между скоростью V и частотой вращения n коленчатого вала двигателя существует зависимость:

$$V = \frac{2\pi r_k n}{i_{mp}} \text{ м/с.}$$

По этому выражению отдельно для каждой передачи определяют частоту вращения коленчатого вала двигателя при различных скоростях движения автомобиля. Затем по скоростной характеристике карбюраторного двигателя или регуляторной для дизеля находят значения вращающих моментов, соответствующие этим частотам вращения. Подставив их в формулу (2.6), рассчитывают необходимые данные для построения кривых $D = f(V)$. Входящие в формулу (2.6) значения других показателей (i_{mp} , η_{mp} на соответствующей передаче, радиус колеса r_k , коэффициент обтекаемости k_w и площадь лобовой поверхности F) берутся из предыдущих расчетов. Вес G , входящий в эту формулу, принимается для порожнего автомобиля.

На рисунке 2.1 построен образец универсальной динамической характеристики грузового автомобиля с четырехступенчатой механической трансмиссией. Соответственно числу передач на характеристике наносят кривые динамического фактора. Чем ниже номер передачи, т.е. чем больше i_{mp} , тем выше расположение кривых динамического фактора вследствие увеличения P_k и уменьшения P_w . Слева кривые ограничены минимальной частотой вращения коленчатого вала, при которой возможна работа двигателя, а справа - допустимой максимальной частотой вращения. Точки перегиба кривых соответствуют работе двигателя на максимальном вращающем моменте $M_{k.max}$. Универсальная динамическая характеристика помимо нижней оси абсцисс с нанесенными на ней поступательными скоростями движения V , имеет еще верхнюю ось абсцисс, на которой откладывают значения Γ коэффициента нагрузки автомобиля, понимая под этим отношение полной массы (веса) автомобиля к массе (весу) порожнего снаряженного автомобиля без прицепа. Так как динамический фактор автомобиля при одинаковых прочих параметрах изменяется обратно пропорционально его

весу, то масштабы динамического фактора на характеристике должны быть разными для каждого значения коэффициента нагрузки Γ автомобиля (максимальное значение коэффициента $\Gamma_{\max}$ указано в задании). В связи с этим на универсальной динамической характеристике строят две оси ординат. На вертикали, соответствующей $\Gamma = 1$, откладываются значения динамического фактора для порожнего снаряженного автомобиля, а на какой-либо другой вертикали – значения динамического фактора, соответствующие коэффициенту нагрузки, принятого для данной вертикали. Например, если выбрать второй осью ординат вертикаль, проходящую через точку $\Gamma = 1,5$, то на ней масштаб динамического фактора должен быть в 1,5 раза больше, чем на первой оси. Соединив несколькими прямыми отрезки левой оси ординат с соответствующими по длине отрезками правой оси ординат, получим масштабные шкалы динамического фактора для соответствующего варианта нагрузки автомобиля (точки пересечения наклонных прямых с вертикалями, соответствующие заданному значению Γ).

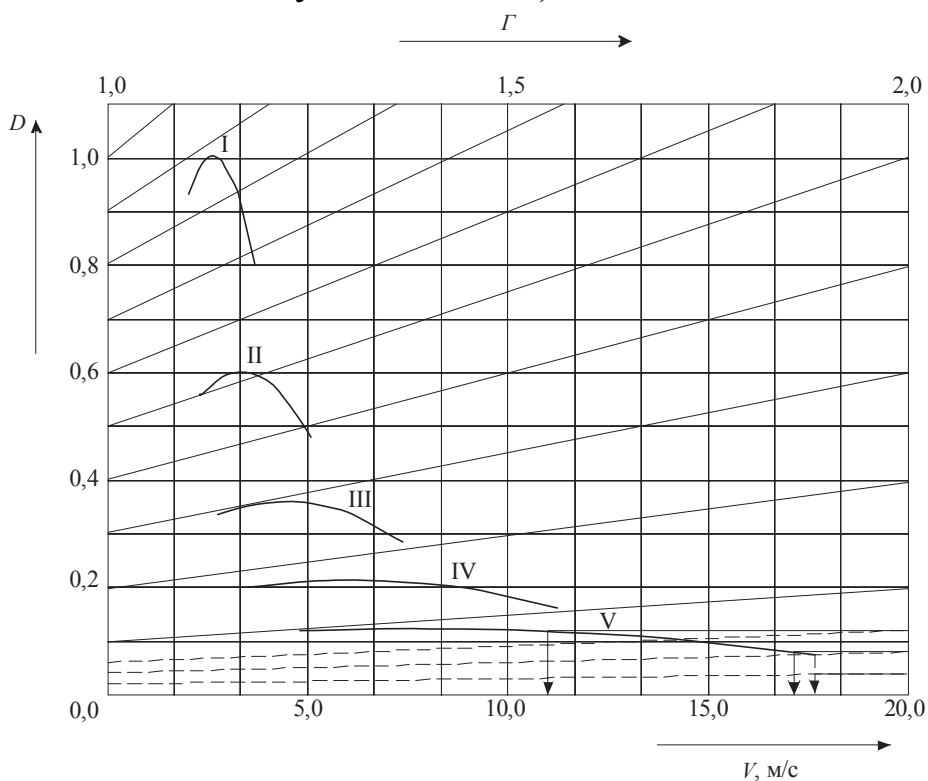


Рисунок. 2.1 – Универсальная динамическая характеристика автомобиля

По результатам расчетов строится универсальная динамическая характеристика автомобиля, образец которой представлен на рисунке 2.1.

Результаты расчетов показателей универсальной динамической характеристики заносятся в таблицу 2.2.

Таблица 2.2

Передача	$V, \text{м/с}$	$n, \text{мин}^{-1}$	$M_k, \text{Н}\cdot\text{м}$	$P_k, \text{Н}$	$P_w, \text{Н}$	D , при	
						$\Gamma = 1$	$\Gamma =$ (по заданию)
1...4(5)	5...6 значений для каждой передачи						

Примечание: на каждой из передач определяется не менее 5...6 значений D .

2.4.3 Краткий анализ полученных данных

С помощью динамической характеристики можно решать различные задачи, возникающие при эксплуатации автомобиля.

Поэтому после построения характеристики, обязательно должен быть выполнен ее анализ с использованием конкретных полученных данных и рассмотрены возможные случаи применения в реальных условиях эксплуатации автомобиля.

1. Определить, на каких передачах будет работать автомобиль в заданных дорожных условиях, характеризуемых приведенным коэффициентом ψ дорожных сопротивлений (не менее 2...3 значений) и какие максимальные скорости сможет он развивать при равномерном движении с различными значениями (не менее 2-х) коэффициента Γ нагрузки автомобиля, обязательно включая при этом значения $\Gamma_{\max}$.

2. Определить по динамической характеристике наибольшие дорожные сопротивления, которые сможет преодолевать автомобиль, двигаясь на каждой передаче с равномерной скоростью. Так

как в этих случаях должны быть использованы максимальные значения динамического фактора, то работа должна проводиться на режимах, соответствующих точкам перегиба кривых динамического фактора.

Полученные по п. 2 данные проверить с точки зрения возможности их реализации по условиям сцепления с дорожным основанием, т.е. определить значение динамического фактора D_φ , ограничиваемое сцеплением $\varphi_{сц}$ ведущих колес с дорогой.

Для автомобиля с задними ведущими колесами:

$$D = \varphi_{сц} \lambda_k - \frac{P_w}{G},$$

где λ_k – коэффициент нагрузки ведущих колес (см. выше).

3. Определить с помощью динамической характеристики углы подъема, которые автомобиль способен преодолеть в различных дорожных условиях (не менее 2...3-х значений ψ) на различных передачах, и скорости, какие он при этом будет развивать.

При установившемся движении угол подъема $i = D - f$ или $i = \psi - f$. При этом режиме движения $D = \psi$. Значения f на различных дорожных покрытиях принимаются из справочных данных (приложение 7).

4. Определить из динамической характеристики:

- максимальную скорость при установившемся движении в наиболее типичных для данного вида автомобиля дорожных условиях (для автомобилей общего назначения - асфальтированное шоссе; для автомобилей-самосвалов - сухая грунтовая дорога; для автомобилей повышенной проходимости - снежная укатанная дорога). Значения f при этом для различных дорожных условий принимаются из соотношения:

$$\psi = (1,2 \dots 1,3)f;$$

- динамический фактор на прямой передаче при наиболее употребительной для данного вида автомобиля скорости движения (обычно берется скорость, равная половине максимальной);

- максимальное значение динамического фактора на прямой передаче и соответствующее ему значение скорости движения;
- максимальное значение динамического фактора на низшей передаче;
- максимальное значение динамического фактора на промежуточных передачах.

5. Сравнить полученные данные со справочными по автомобилю, имеющему близкие к рассчитываемому (прототипу) основные показатели.

2.5 Топливная экономичность автомобиля

Одна из важнейших народнохозяйственных задач на современном этапе развития – снижение расхода топлива при работе автотранспортных средств.

Эта задача приобретает особую актуальность, если учесть, что по объему перевозок грузов и пассажиров автомобильный транспорт занимает первое место среди всех других видов транспорта (железнодорожный, морской, воздушный и др.). Автомобильный транспорт потребляет примерно 15% энергоресурсов или почти 20 млн. т условного топлива, при этом затраты на него при эксплуатации достигают 25...35% стоимости перевозок. Снижение расхода топлива на 1 грамм на каждом тонно-километре транспортной работы дает в масштабе народного хозяйства РБ годовую экономию более 40 тыс. т. автомобильного топлива, на котором могут работать в течение года около 3,5 тыс. грузовых автомобилей.

На расход горючего при работе автотранспорта в той или иной степени влияет множество конструктивных, технических, эксплуатационных и других факторов и показателей.

Одним из основных измерителей топливной экономичности как эксплуатационного свойства принято считать количество топлива Q_s , расходуемое на 100 км пути при равномерном движении с определенной скоростью в заданных дорожных условиях.

Расход топлива, л/100км:

$$Q_s = Q_{мгн} t_i \quad (2.7)$$

где $Q_{мгн}$ – мгновенный расход топлива двигателем автомобиля, л;

$$Q_{мгн} = \frac{g_{ei} N_{ei}}{10^3 \rho_m},$$

t_i – время прохождения 100 км пути,

$$t_i = \frac{100}{3,6V_i}, \text{ ч},$$

где V_i – скорость движения, в м/с.

Отсюда:

$$Q_{si} = \left(\frac{g'_{ei} N_{ei}}{10^3 \rho_m} \right) \cdot \frac{100}{3,6V_i}, \quad (2.8)$$

где g'_{ei} – удельный расход топлива, соответствующий данному нагрузочному режиму работы двигателя, г/кВт·ч. ($g'_{ei} = g_{ei} \cdot k'$) Значения g_{ei} принимаются из скоростных характеристик дизельного и бензинового двигателей и корректируются с учетом степени загрузки двигателя автомобиля (с учетом коэффициента k').

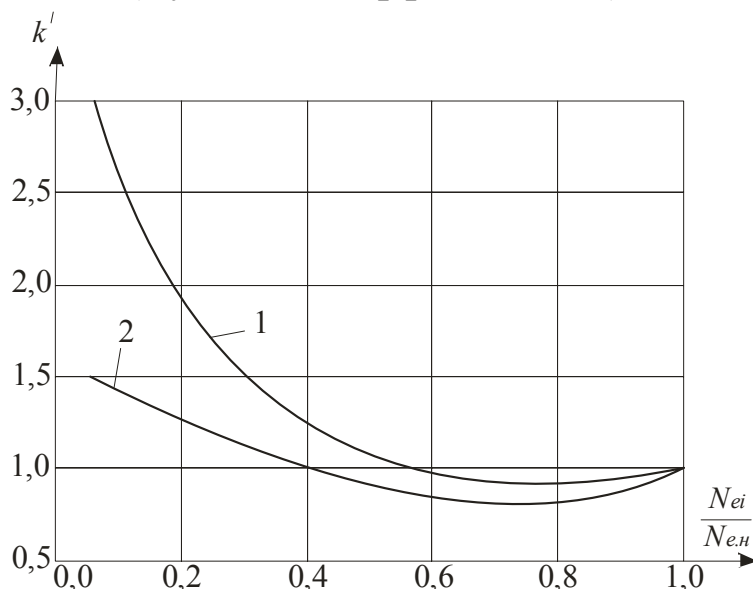


Рисунок 2.2 – Значение коэффициента k' :

1 – для бензиновых двигателей; 2 – для дизелей

При движении автомобиля в неизменных дорожных условиях ($\psi = \text{const}$) изменение его скорости возможно только при изменении

степени открытия дроссельной заслонки (изменении положения педали «газа»). Таким образом, происходит отклонение показателей скоростной характеристики от значений показателей, соответствующих внешней скоростной характеристике (например $N_{ei} \neq N_{ei.вн}$; $g_{ei} \neq g_{ei.вн}$). В этом случае необходимо внести корректировку в значения удельного расхода топлива g_{ei} с помощью коэффициента k' .

Значения коэффициента k' , учитывающего влияние на удельный расход топлива нагрузки двигателя, даны на рисунке 2.2 в функции от степени использования номинальной мощности $\frac{N_{ei}}{N_{e.н}}$,

где N_{ei} – мощность, развиваемая двигателем при работе автомобиля в рассматриваемых условиях, кВт, а $N_{e.н}$ – номинальная мощность на внешней скоростной характеристике; ρ_m – плотность топлива, кг/л, равная 0,73 для бензина и 0,85 для дизельного топлива; V_i – скорость движения автомобиля, м/с.

Мощность двигателя N_{ei} , затрачиваемая на преодоление приведенного сопротивления дороги P_ψ и воздуха P_w (в Н):

$$N_{ei} = \frac{(P_\psi + P_w) \cdot V_i}{10^3 \eta_{mp}} \quad (2.9)$$

Сопротивление воздуха P_w при различных скоростях движения определяется из зависимости (2.3).

Сопротивление дороги:

$$P_\psi = \psi G,$$

где G – полный вес автомобиля: $G = (m_0 + m_z)g$; ψ – приведенный коэффициент сопротивления дороги, значения которого даются в задании на курсовую работу.

Таким образом, окончательно получаем:

$$Q_{si} = \frac{g'_{ei} [\psi g (m_0 + m_z) + k_w \rho_s F V_i^2] V_i}{10^6 \rho_m \eta_{mp}} \cdot \frac{100}{3,6 V_i} \text{ л/100 км.} \quad (2.10)$$

2.5.1 Построение экономической характеристики автомобиля

Для наглядного представления о топливной экономичности проектируемого автомобиля при различных условиях установившегося движения строится экономическая характеристика $Q_s = f(V)$. На оси ординат откладываются в принятом масштабе значения Q_s , л/100км, а на оси абсцисс скорость движения V , м/с.

Порядок построения экономической характеристики следующий. Для различных скоростных режимов движения автомобиля на заданной передаче определяют значения частот вращения коленчатого вала двигателя n_i (в мин^{-1}) $n_i = \frac{V_i i_{\partial\partial}}{0,105 r_e} \text{ мин}^{-1}$.

Зная частоту вращения коленчатого вала из построенной ранее скоростной (регуляторной) характеристики определяют значения g_{ei} .

По формуле (2.9) определяют мощность двигателя N_{ei} , требуемую для движения автомобиля с разными скоростями на одной из заданных дорог, характеризуемых соответствующим значением приведенного коэффициента сопротивления ψ . Для этого удобно для каждого скоростного режима и дорожного сопротивления последовательно определять $P_\psi = \psi g(m_0 + m_2)$ и $P_w = k_w \rho_6 F V_i^2$. отношение $\frac{N_{ei}}{N_{e.n}}$

Далее, используя графики (рисунок 2.2) или формулы (2.11) определяют коэффициент k' .

$$k' = 3,185 - 6,486 \cdot \frac{N_{ei}}{N_{e.n}} + 4,383 \cdot \left(\frac{N_{ei}}{N_{e.n}} \right)^2 - \text{для бензиновых двигателей (2.11)}$$

$$k' = 1,599 - 2,149 \cdot \frac{N_{ei}}{N_{e.n}} + 1,539 \cdot \left(\frac{N_{ei}}{N_{e.n}} \right)^2 - \text{для дизелей.}$$

Расчеты ведутся до скорости, при которой двигатель загружается на максимальную мощность $N_{e.n}$. Переменной величиной при этом является только скорость движения V_i , все остальные показате-

тели, входящие в формулу для определения N_{ei} , являются при движении на заданной дороге, постоянными величинами (ψ , m_0 , m_z , k_w , ρ_6 , F), их значения берутся из предыдущих расчетов.

Таблица 2.3

ψ	V_i , м/с	n_i , мин ⁻¹	P_ψ , Н	P_w , Н	N_{ei} , кВт	$\frac{N_{ei}}{N_{e.н}}$	k'	g'_{ei} , г/кВт·ч	t_i , ч	Q_{si} , л/100к м
$\psi_1 \dots \psi_n$ (по заданию)	6...8 знач. для каждого ψ									

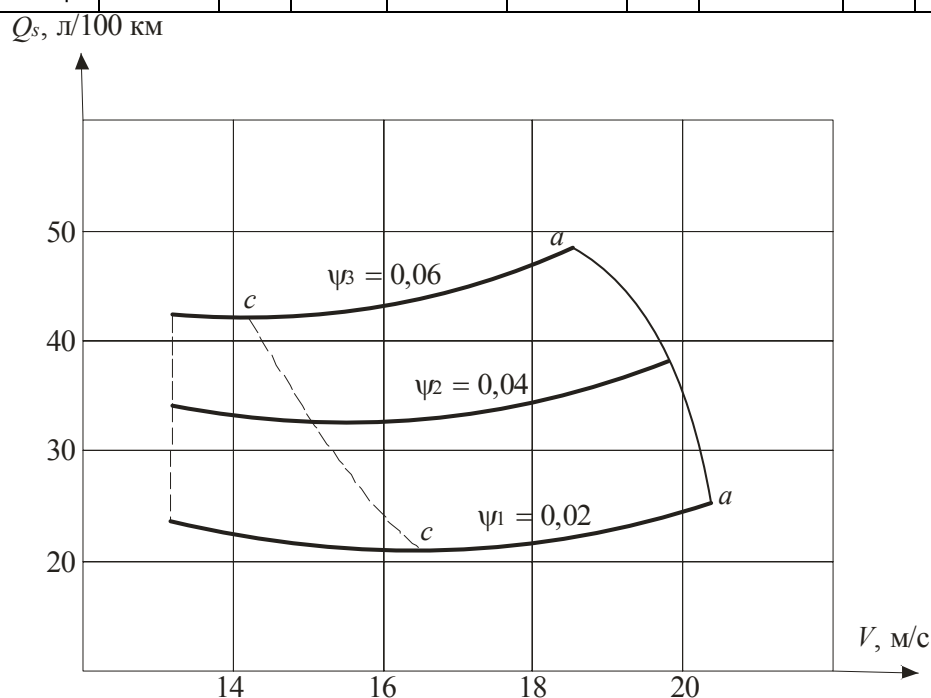


Рисунок 2.3 – Экономическая характеристика автомобиля

Подставляя найденные для разных (не менее 5...6) значений скоростей движения автомобиля значения g_{ei} , N_{ei} , t_i в формулу (2.10), подсчитываем искомые значения расхода топлива Q_{si} .

Полученные значения n_i , V_i , g_{ei} , N_{ei} и Q_{si} при разных скоростях движения автомобиля сводятся в таблицу 2.3 с указанием, к какой дороге (к какому значению коэффициента ψ) они относятся.

Аналогичным образом рассчитываются и строятся на экономической характеристике кривые Q_{si} для других дорожных условий и на каждой такой кривой указывается значение соответствующего ей коэффициента ψ приведенного сопротивления дороги (рисунок 2.3).

Для анализа экономической характеристики на ней проводятся две резюмирующие кривые: огибающая кривая $a-a$ максимальных скоростей движения на разных дорогах, соответствующая полному использованию установленной мощности двигателя N_v , и кривая $c-c$ наиболее экономичных скоростей, соответствующих минимальному расходу топлива в заданных дорожных условиях.

2.5.2 Анализ экономической характеристики

Анализ полученных данных экономической характеристики в обязательном порядке включает следующие моменты.

1. Определить на каждом дорожном покрытии (почвенном фоне) наиболее экономичные скорости движения. Указать их значения и соответствующие минимальные значения расхода горючего на 100 км пути, пройденных автомобилем в этих условиях.

2. Объяснить характер изменения кривых топливной экономичности в различных дорожных условиях, в частности указать, чем обусловлено увеличение расхода топлива при отклонении от наиболее экономичных скоростей движения вправо (участок $c - a$ кривых) и влево.

3. Определить контрольный расход топлива при равномерном движении с полной нагрузкой двигателя на прямой передаче в типичных для данного автомобиля дорожных условиях. Такими условиями для автомобилей общего назначения, к примеру, является движение в летнее время по дороге с сухим асфальтовым покрытием хорошего качества, на участках с уклонами продольного профиля, не превышающими 1,5%. При этом автомобиль должен двигаться на наиболее экономичной скорости.

4. Сравнить полученный контрольный расход топлива с аналогичным показателем автомобиля - прототипа.

5. Исходя из запаса хода $S_{зан}$ автомобиля, т.е. путь, который может пройти груженный автомобиль без дополнительной заправки топливом при движении по дороге с улучшенным покрытием в 500...600 км, определить ориентировочную вместимость V_6 топливного бака (в л) по зависимости:

$$V_6 = \frac{Q_s S_{зан}}{100}.$$

После завершения расчетов основных показателей спроектированного автомобиля сельскохозяйственного назначения результаты сводятся в таблицу 2.6.

2.6 Тормозные свойства автомобиля

2.6.1 Показатели тормозных свойств

Способность к принудительному снижению скорости (торможению) и быстрой остановке является важнейшим динамическим свойством автомобиля, влияющим на его эксплуатационные показатели и имеющим большое значение для безопасности движения.

Снижению скорости препятствует накопленная машиной при движении кинетическая энергия, которую при торможении нужно тем или иным способом поглотить, превратить в работу.

Торможение – процесс искусственного создания дополнительных сопротивлений движению на колесах автомобиля системой тормозов или двигателем.

Режим движения автомобиля при торможении называется тормозным.

Движение машины в тормозном режиме выражается дифференциальным уравнением:

$$j_{\dot{o}} = -\frac{dv}{dt} = \frac{g \sum (P_{\dot{o}} + D_{\dot{n}})}{\delta_{\dot{o}o} G},$$

где j_m – замедление при торможении, м/с²; $\sum (P_m + P_c)$ – сумма реакций всех сил на тормозимых колесах и сил сопротивления движению, Н; δ_{ep} – коэффициент учета вращающихся масс (коэффициент

условного увеличения массы автомобиля при торможении). Учитывая быстрое снижение скорости при движении в тормозном режиме коэффициент $\delta_{\text{вп}}$ составляет 1,0...1,3 и в расчетах может приниматься равным 1,0; G – вес автомобиля, Н; g – ускорение свободного падения, м/с².

Для оценки тормозных свойств используются следующие измерители:

- установившееся замедление $j_{\text{м.уст}}$, которое может быть достигнуто при установившемся тормозном режиме в заданных дорожных условиях, м/с²;
- тормозной путь $S_{\text{м.мин}}$, проходимый машиной от начала торможения при движении со скоростью V_1 (м/с) до того момента, когда ее скорость снизится до заданной величины V_2 , м; минимальный тормозной путь до полной остановки соответствует $V_2 = 0$;
- остановочный путь S_o , проходимый машиной от начала торможения до полной остановки, м;
- время $t_{\text{м.нр}}$ срабатывания тормозов привода, т.е. время от начала нажатия на тормозную педаль до полного срабатывания тормозов, с.

Наиболее часто употребляемым способом торможения автомобиля является торможение с отъединенным двигателем.

В рассмотренном случае сцепление выключается и двигатель, будучи отъединенным от остальных вращающихся масс машины, не оказывает влияния на процесс торможения.

При этом суммарная тормозная сила $\sum P_m$ создается системой тормозов на всех тормозимых колесах и будет равна

$$\sum P_m = \frac{\sum M_{\text{зм}}}{r_k},$$

где $\sum M_{\text{зм}}$ – сумма моментов трения на всех тормозимых колесах тормозов при движении в тормозном режиме; r_k – радиус колеса автомобиля, м.

Соответственно при движении на подъем или под углом с углом α :

$$j_{m.ycm} = \frac{g}{\delta_{ep}} (\varphi_{cy} \cos \alpha \pm \sin \alpha); \quad (2.12)$$

$$S_m = \frac{(v_1^2 - v_2^2)k_3}{2j_{m.ycm}}; \quad (2.13)$$

$$S_o = S_{p.в} + S_{m.пр.} + S_m. \quad (2.14, а)$$

где φ_{cy} – коэффициент сцепления шин с дорогой для различных покрытий;

$S_{p.в}$ – путь, проходимый автомобилем за время реакции водителя, м;

$S_{m.пр}$ – путь, проходимый автомобилем за время срабатывания тормозного привода, м.

Путь, проходимый автомобилем за время реакции водителя, зависит от степени профессиональной подготовленности водителя, его психологического состояния в рабочее время, наличие необходимой информации в нейтронах больших полушарий человеческого мозга и т.п.

При управлении автомобилем или другим транспортным средством водителю недостаточно только увидеть предмет, его еще необходимо оценить с позиции безопасности движения. Для этого нужно зафиксировать объект. Процесс фиксации объекта находится в пределах от 0,1 до 0,3 с (в среднем 0,17 с). Поэтому если объект, который необходимо зафиксировать, находится вне зоны бинокулярного зрения, то водитель переводит глаза, и в необходимых случаях поворачивает и голову таким образом, чтобы рассматриваемый предмет оказался в поле зрения обоих глаз. Только в этом случае проявляется наибольшая способность достоверной глазомерной оценки размеров и расстояний. На перевод глаз и поворот головы требуется определенный промежуток времени, который находится в таких пределах (с):

- на поворот глаз и сдвиг влево

0,15...0,23

- фиксация глаз на левой или правой стороне

0,10...0,30

- перевод глаз вправо

0,15...0,33

К примеру, время обозрения перекрестка составляет 0,50...1,16 с. За это время автомобиль при скорости 8,33 м/с проходит расстояние от 4 до 10 м, а при скорости 16,66 м/с (60 км/ч) – от 8 до 19 м.

При расчетах величину времени реакции водителя $t_{p.в}$ обычно объединяют с временем, затрачиваемым на нажатие на педаль тормоза, поворот рулевого колеса и иные действия. На практике, время реакции находится в пределах 0,5...1 с. При расчетах чаще всего принимают $t_{p.в} = 0,7...0,8$ с. В данном случае предполагается, что водитель физически здоров, не устал, не находится под воздействием алкоголя, наркотических средств, время его пребывания за рулем не выходит за пределы, предусмотренные трудовым законодательством.

Таким образом

$$S_{p.в.} = t_{p.в.} V_1.$$

При нажатии на педаль тормоза торможение автомобиля начинается не сразу, а через некоторый промежуток времени, в течение которого выбирается свободный ход педали тормоза, жидкость (при гидравлическом приводе) или воздух (при пневматическом приводе тормозов) перемещается по трубопроводам, нарастает давление в тормозных цилиндрах или камерах, прижимаются фрикционные накладки тормозных колодок к барабанам и т.п.

Время срабатывания тормозного привода для грузовых автомобилей и автобусов находится в пределах 0,6...1,4 с, для автопоездов 0,8...1,6 с, для легковых автомобилей и их модификаций для перевозки грузов – 0,4...0,8 с, для мотоциклов 0,1...0,3 с.

Путь, проходимый транспортным средством за время срабатывания тормозов

$$S_{m.np} = t_{m.np} V_1 \text{ м.}$$

Коэффициент $k_э$ эксплуатационного состояния тормозов, учитывающий несоответствие усилий на тормозимых колесах и приходящийся на сцепной вес, зависит от конструктивных параметров тормозов, величины полезной нагрузки и технического состояния колес и тормозных механизмов; на сухих дорожных покрытиях колеблется в пределах 1,1...2,0; для дорог с коэффициентом сцепления ниже 0,3 учитывается лишь неодновременность торможения отдельных колес и $k_э$ принимается равным 1,1...1,2 для легковых автомобилей и 1,1...1,4 – для грузовых.

Таким образом

$$S_o = (t_{p.э} + t_{m.np}) V_1 + \frac{\delta_{эp} (V_1^2 - V_2^2) k_э}{2g(\varphi_{cy} \cos \alpha \pm \sin \alpha)} \quad (2.14, б)$$

При движении на ровной дороге до полной остановки транспортного средства:

$$j_{m.уст} = \frac{g\varphi_{cy}}{\delta_{эp}}; \quad (2.15)$$

$$S_m = \frac{\delta_{эp} V_1^2 K_э}{2g\varphi_{cy}}; \quad (2.16)$$

$$S_o = (t_{p.э} + t_{m.np}) V_1 + \frac{\delta_{эp} V_1^2 K_э}{2g\varphi_{cy}}. \quad (2.17)$$

Как видно из приведенных зависимостей, тормозной и остановочный пути могут изменяться от многих факторов (скоростной режим движения транспортного средства, тип и состояние дорожного покрытия, техническое состояние тормозного привода и ходовой части, состояние водителя и т.п.) и в широких пределах (в 2...3 и более раза).

Условием безопасности управления автомобилем (или другим транспортным средством), является

$$S_o \leq L, \quad (2.18)$$

где L – расстояние до опасности на пути движения транспортного средства, м.

Следовательно, оптимальным условием обеспечения безопасных режимов управления транспортным средством следует считать необходимое и достаточное количество информации в памяти водителя о Правилах дорожного движения и безопасности движения (безопасности жизнедеятельности), о психофизиологических возможностях данного водителя, знание теоретических закономерностей движения в тормозном режиме и транспортного потока, знание конструкции и технического обслуживания автомобиля или другого транспортного средства и умение управлять им в транспортном потоке.

При движении автомобилей или других транспортных средств в транспортном потоке между ними должна выдерживаться дистанция безопасности и боковой интервал.

Дистанцией безопасности называют расстояние до движущегося впереди транспортного средства на той же полосе движения. Недостаточная дистанция при движении вынуждает водителя находиться в повышенном нервном напряжении, что ведет к преждевременной усталости и как следствие к увеличению времени реакции, нажатию на педаль тормоза с недостаточным усилием и т.п.

Дистанция безопасности D должна быть не меньше остановочного пути S_0 данного транспортного средства. Кроме того, должно быть расстояние безопасности a_{δ} между остановившимся транспортным средством и препятствием, вызывающим опасность, т.е.

$$D = S_0 + a_{\delta}. \quad (2.19, a)$$

Таким образом, при движении на ровном участке дороги и когда автомобиль доводится до полной остановки

$$D = (t_{p.s} + t_{m.np})V_1 + \frac{\delta_{ep}v_1^2 K_3}{2g\varphi_{cy}} + a_{\delta}, \quad (2.19, б)$$

где $a_{\delta} = 3 \dots 5$ м.

Ориентировочно можно рекомендовать дистанцию между транспортным средством при движении на горизонтальных участках дороги с сухой проезжей частью из расчета 1 м дистанции на 1 км/ч скорости. С изменением скорости движения, рельефа местности, состояния покрытия дороги, видимости и т. п. дистанция между транспортными средствами должна изменяться.

При движении в городских условиях дистанция между транспортными средствами может определяться по выражению $D = 0,5V$, где V – скорость движения (км/ч). Однако на такой дистанции можно двигаться при условии, что водитель достаточно опытен, а автомобиль технически исправен.

2.6.2 Безопасность движения при обгоне

Под термином «обгон» подразумевается «опережение одного или нескольких транспортных средств, связанное с выездом на полосу (сторону проезжей части) встречного движения и последующим возвращением на ранее занятую полосу (сторону проезжей части)».

Наибольшую опасность представляет обгон на дорогах с двумя или тремя полосами движения.

Рассмотрим процесс обгона на прямой горизонтальной дороге с двумя полосами движения из условий безопасности движения.

Предположим, что обгоняемое транспортное средство движется со скоростью V_2 , второе обгоняющее – со скоростью V_1 . Последнее движется со скоростью большей, чем первое, однако оно не может приблизиться к нему ближе, чем на величину остановочного пути S_o , определяемого по формуле (2.17).

Убедившись в возможности безопасного обгона, водитель, увеличив скорость, проводит обгон так, чтобы боковой интервал между обгоняемым и обгоняющим автомобилем был равен не менее 1 м. Отъехав от обгоняемого автомобиля на расстояние не менее его остановочного пути, водитель должен включить указатель правого поворота и, не снижая скорости движения, плавно въезжать в свой ряд.

Путь обгона $S_{об}$ можно определить следующим образом. Для обгона водителю обгоняющего транспортного средства необходимо проехать расстояние

$$S_{об} = S'_o + S''_o + L'_a + L''_a + S_{o.a}, \quad (2.20)$$

где S'_o – остановочный путь обгоняющего автомобиля, м; S''_o – остановочный путь обгоняемого автомобиля, м; L'_a – габаритная длина обгоняющего автомобиля, м; L''_a – габаритная длина обгоняемого автомобиля, м; $S_{o.a}$ – путь обгоняемого автомобиля за время приближения обгоняющего, м.

Путь обгоняемого автомобиля зависит от скорости его движения и от типа и скорости обгоняющего автомобиля. Предположим, что первый движется с равномерной скоростью V_2 , второй пройдет расстояние $S'_o + L'_a$ за время t_n , т.е. время приближения обгоняющего автомобиля.

$$\text{Тогда } S_{o.a} = V_2 t_n.$$

С приближением обгоняющего автомобиля к обгоняемому, на величину остановочного пути, их скорости выравниваются; выбрав момент для обгона, обгоняющий автомобиль начинает двигаться с ускорением.

Из физики известно, что путь S , пройденный телом, определяется по формуле:

$$S = \frac{V_t^2 - V_0^2}{2a} \quad (2.21)$$

где V_t – конечная скорость движения, м/с; V_0 – начальная скорость движения, м/с; a – ускорение, м/с².

Из (2.21) определим ускорение

$$a = \frac{V_t^2 - V_0^2}{2S} \quad (2.22)$$

В нашем случае $S = S'_o + L''_a$.

$$\text{Тогда } a = \frac{V_1^2 - V_2^2}{2(S'_o + L''_a)}. \quad (2.23)$$

Зная ускорение, можно определить время приближения обгоняющего автомобиля к обгоняемому из выражения

$$t = \frac{V_1 - V_2}{\dot{a}}. \quad (2.24)$$

Обгоняемый автомобиль за это время проедет путь $S_{o.a} = t_n V_2$.

Чтобы закончить обгон, водителю обгоняющего автомобиля необходимо еще проехать расстояние, равное величине остановочного пути обгоняемого автомобиля S'_o и расстояние, равное длине своего автомобиля L''_a и общий путь обгона определяется по (2.20).

Зная путь обгона и скорость движения обгоняющего автомобиля, можно определить время $t_{об}$ обгона:

$$t_{об} = \frac{S_{об}}{V_2} + \Delta t, \quad (2.25)$$

где Δt – время движения автомобиля с включенным показателем поворота в своем ряду до начала обгона ($\Delta t = 3 \dots 6$ с).

Для примера укажем, что в случае обгона легковым автомобилем ($V_2 = 14$ м/с, $L'_a = 5$ м) грузового автомобиля ($L''_a = 7$ м), движущегося со скоростью 11,1 м/с на равном сухом асфальтобетонном покрытии ($\varphi_{су} = 0,6$) путь обгона составляет 138 м, $t_{об} = 15$ с (при $\Delta t = 5$ с).

2.6.3 Расчет показателей тормозных свойств

1. На заданных типах и состояниях дорожных покрытий и начальной скорости движения автомобиля (автомобилей) определить $j_{т.уст}$, $S_{т.}$, $S_{р.в.}$, $S_{т.пр.}$ и S_o по зависимостям (2.15...2.17) на ровном участке дороги.

2. Свести полученные значения показателей тормозных свойств в таблицу 2.4 по приведенной ниже форме.

Примечание:

- при указанных (или близких к ним значениях) скоростях движения расчеты проводятся на 3...4-х дорожных покрытиях.
- конечную скорость движения V_2 принимают равной нулю ($V_2 = 0$).

- коэффициент сцепления $\varphi_{сц}$ шин с дорожным покрытием принимают по среднему значению (см. приложение 7).

3. Сравнить полученные значения $j_{т.уст}$, S_m и S_o с указанными в технической характеристике для сельскохозяйственных автомобилей и нормируемыми в соответствующих ГОСТ, Правилами дорожного движения и т.д.

4. Построить и проанализировать зависимости $S_m = f(V_1)$ и $S_o = f(V_1)$ (тормозного и остановочного пути на заданных дорожных покрытиях и различных начальных скоростях движения как на рисунке 2.4).

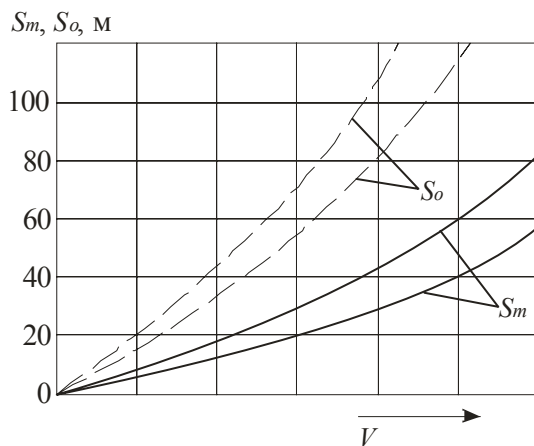
Таблица 2.4

Начальная скорость движения автомобиля, V_1 , м/с (км/ч)	Тип и состояние дорожного покрытия	Коэффициент сцепления шин с дорогой	Конечная скорость движения, V_2 , м/с	Расчетные показатели				
				$J_{т.уст}$ м/с ²	S_m м	$S_{p.в}$ м	$S_{т.пр}$ м	S_0 м
8,3 (30)	асфальтированное сухое		0					
11,1 (40)								
16,6 (60)								
22,2 (80)								
27,8 (100)								
8,3 (30)	грунтовая дорога мокрая		0					
11,1 (40)								
16,6 (60)								
22,2 (80)								
27,8 (100)								
8,3 (30)								
...	...	...	0	...	...	...	...	...

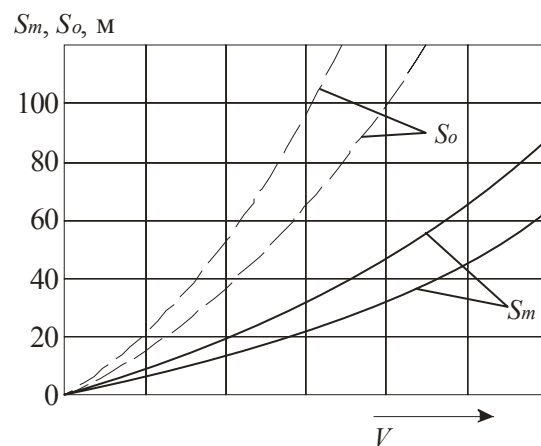
5. Оценить возможное увеличение остановочного пути автомобиля в зависимости от изменения времени реакции водителя от 0,4 до 1,2 через 0,2 с (0,4; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2).

6. Пользуясь зависимостями (2.19...2.25) определить путь, ускорение a и время обгона заданным проектируемым транспортным средством при движении в транспортном потоке на автомагистрали (таблица 2.5).

7. Оценить дистанцию безопасности движения проектируемого транспортного средства в транспортном потоке при движении на трассе и в городских условиях и указать необходимые меры для ее соблюдения и возможные последствия.



а) дорожное покрытие



б) дорожное покрытие

Рисунок 2.4 – Зависимости S_o и S_m от начальной скорости на различных дорожных покрытиях

8. Свести полученные данные в таблицу 2.5.

Таблица 2.5

Тип автомобилей		Скорости движения автомобилей, м/с		Габаритная длина автомобилей, м		Показатели при обгоне			Дистанция безопасности, м	
Обгоняющего	Обгоняемого	Обгоняющего	Обгоняемого	Обгоняющего	Обгоняемого	$S_{об},$ м	$j_{p,2}$ м/с ²	$t_{об},$ с	На автомагистрали D_1	В городских условиях D_2
Проектируемый	ГАЗ-53	14,0	11,1							
		22,2	16,6							
		V_{max} по заданию	22,2							
Проектируемый	ЗИЛ-130-80	14,0	11,1							
		22,2	16,6							
		V_{max} по заданию	22,2							
Проектируемый	КамАЗ-5320	14,0	11,1							
		22,2	16,6							
		V_{max}	22,2							

		по за- данию								
--	--	-----------------	--	--	--	--	--	--	--	--

Примечание: величина коэффициента φ_{cy} сцепления шин с дорожным покрытием получена при скорости движения, регламентированном давлении воздуха в шинах и малоизношенном протекторе для дорожных покрытий, находящихся в удовлетворительном эксплуатационном состоянии.

При увеличении скорости движения, износе шин протектора, а также на грязных, заснеженных и мокрых покрытиях величина коэффициента сцепления шин с дорогой резко снижается.

2.7 Устойчивость автомобиля

Различают поперечную и продольную устойчивость автомобилей, устойчивость при криволинейном движении (повороте) и устойчивость против заноса.

2.7.1 Продольная устойчивость

Продольная статическая устойчивость

Продольная устойчивость автомобилей определяется предельным статическим углом подъема α_n на котором автомобиль может стоять не опрокидываясь.

Схема внешних сил и моментов, действующих в этом случае на автомобиль, приведена на рисунке 2.5.

Опрокидывание наступит, когда передние колеса автомобиля разгружаются и действующие на них нормальные реакции дороги $Y_n = 0$. Вся весовая нагрузка воспринимается задними колесами, нормальная реакция дороги на которых $Y_k = G \cos \alpha_n$. Здесь G – вес автомобиля, Н.

Для предотвращения скатывания к задним колесам автомобиля приложена тормозная сила P_m .

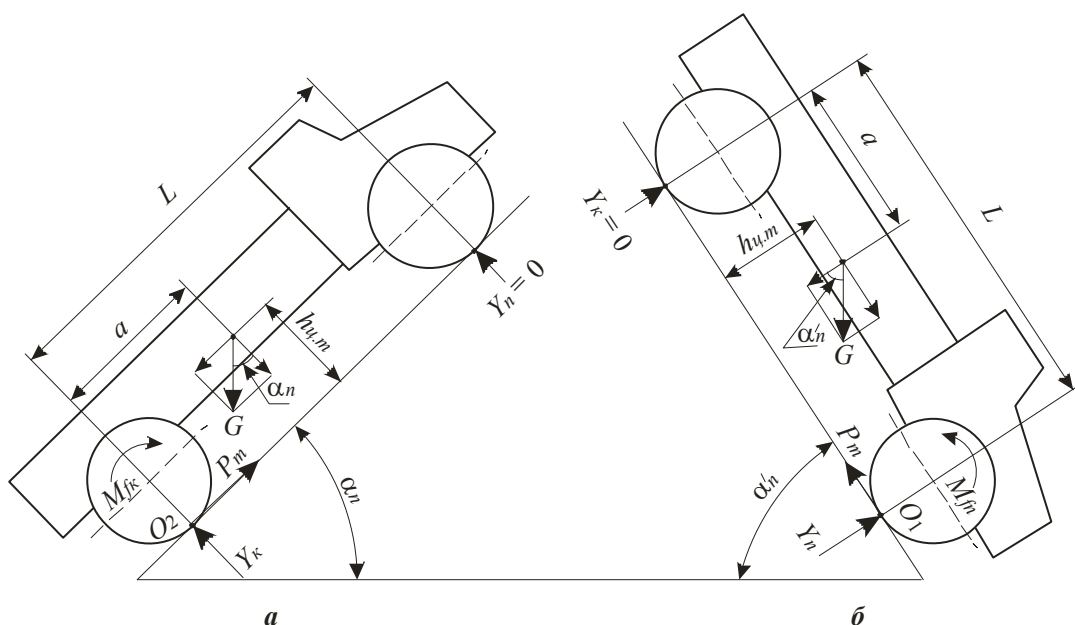


Рисунок 2.5 – Схема сил, действующих на остановившийся автомобиль:
 a – на предельном подъеме; b – то же на предельном уклоне

Скатыванию также препятствует момент сопротивления качению задних колес M_{fk} . Однако влияние его не велико и при расчетах им можно пренебречь.

Из условия равновесия автомобиля относительно возможной оси опрокидывания O_2 имеем

$$G \cos \alpha_n a - G \sin \alpha_n h_{u.m.} = 0,$$

где a и $h_{u.m.}$ – соответственно продольная и вертикальная координаты центра тяжести автомобиля.

Отсюда

$$\operatorname{tg} \alpha_n = a / h_{u.m.} \quad (2.26)$$

Соответственно предельный статический угол уклона α'_n может быть определен из условия

$$\operatorname{tg} \alpha'_n = \frac{L - a_k}{h_{u.m.}} \quad (2.27)$$

При трогании с места разгоне на подъеме к силе $G \sin \alpha_n$ добавляется инерционная сила P_u , которая будет способствовать опрокидыванию.

Инерционная сила

$$P_u = \frac{G}{g} a \delta_{ep},$$

где a – ускорения при разгоне. При резком разгоне $a = 1,1 \dots 1,2$ м/с²; δ_{ep} – коэффициент учета вращающихся масс:

$$\delta_{ep} = 1 + b i_{kn},$$

где i_{kn} – передаточное число коробки передач; b – эмпирический коэффициент: для легковых автомобилей $b = 0,05 \dots 0,07$, для грузовых автомобилей и автобусов $b = 0,04 \dots 0,05$.

Предельный угол α_p опрокидывания при разгоне может быть определен из условия

$$\left(\cos \alpha_p + a \frac{\delta_{ep}}{g} \right) b = \sin \alpha_p h_{y.m}.$$

Устойчивость против сползания

Обозначив предельные углы подъема и уклона, на которых автомобиль может стоять не сползая через α_φ и α'_φ будем иметь

- если тормоза установлены только на задних колесах, значения указанных углов ограничиваются условием:

$$G \sin \alpha_\varphi = P_{m.\max} = \varphi_{cy} Y_k = \frac{\varphi_{cy} [G \cos \alpha_p (L - a) + G \sin \alpha_p h_{y.m}]}{L};$$

$$G \sin \alpha'_\varphi = P_{m.\max} = \varphi_{cy} Y_k = \frac{\varphi_{cy} [G \cos \alpha'_p (L - a) - G \sin \alpha'_p h_{y.m}]}{L}.$$

Из этих уравнений имеем

$$\operatorname{tg} \alpha_\varphi = \frac{\varphi_{cy} (L - a)}{L - \varphi_{cy} h_{y.m}} \quad (2.28)$$

$$\operatorname{tg} \alpha'_\varphi = \frac{\varphi_{cy} (L - a)}{L + \varphi_{cy} h_{y.m}} \quad (2.29)$$

Здесь φ_{cy} коэффициент сцепления шин колес автомобилей с опорной поверхностью (дорогой) (см. приложение 7).

Если тормоза устанавливают на всех колесах и сцепные свойства передних и задних колес одинаковы, то

$$P_{m.\max} = \varphi_{cy} G \cos \alpha_p.$$

В этом случае условия на подъеме и уклоне одинаковы, т.е.

$$\operatorname{tg} \alpha_{\varphi} = \operatorname{tg} \alpha'_{\varphi} = \varphi_{cy}. \quad (2.30)$$

Устойчивость против опрокидывания

Опасность потери продольной устойчивости путем опрокидывания автомобиля может возникнуть в случае заклинивания ведущих колес (рисунок 2.6).

При этом ведущие полуоси перестанут вращаться. Остов машины поворачивается вокруг оси O_k остановившихся колес. Те же явления могут происходить при эксплуатации автомобилей даже на горизонтальной поверхности.

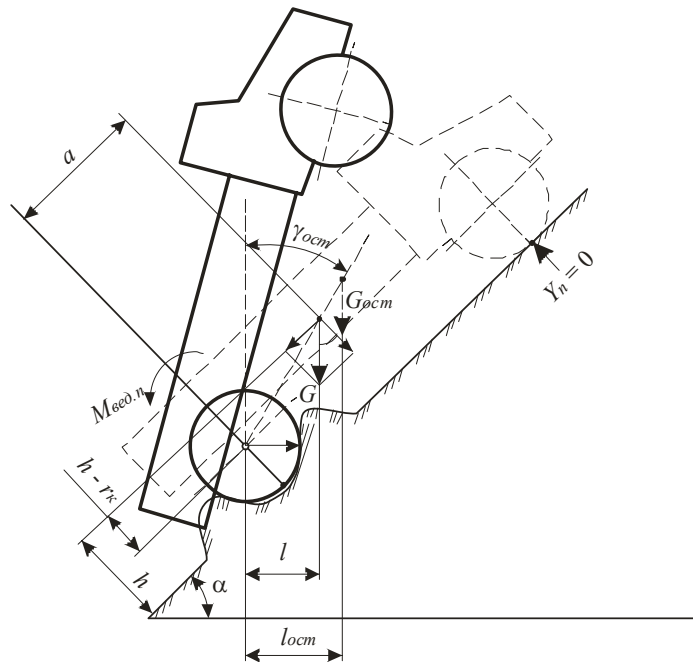


Рисунок 2.6 – Схема опрокидывания на подъеме автомобиля при заклинивании ведущих колес

Остов поворачивается под действием реактивного момента $M_{вед.пр}$, численно равного ведущему моменту. Его предельное значения ограничивается моментом трения сцепления.

На первой передаче

$$M_{вед.пр} = \beta M_n i_{mp} \eta_{mp}, \quad (2.31)$$

где β – коэффициент запаса главного сцепления равный 1,8...2,5 у грузовых автомобилей; M_n – реактивный вращающий момент на коленчатом валу двигателя, Н·м; i_{mp1} – передаточное число трансмиссии на 1-ой передаче; η_{mp} – КПД трансмиссии

Трение между зубьями шестерен и в подшипниках, а также взбалтывание масла в коробке передач вызывает уменьшение крутящего момента, оцениваемое коэффициентом полезного действия коробки передач η_k . Аналогично из-за трения в сочленениях карданных передач также происходят потери вращающего момента на величину $\eta_{кп}$. Обычно $\eta_{кп} = 0,98$.

В главной передаче вращающий момент из-за трения уменьшается на величину $\eta_{гп}$, в конечной – на величину $\eta_{кон.п}$.

В двигателе вращающий момент уменьшается из-за взбалтывания масла и трения на величину η_x .

Уравнения равновесия остова относительно оси O_k при отрыве передних колес от поверхности движения

$$M_{вед.пр} = M_{y\partial} = G_{ост} l_{ост} \quad (2.32, a)$$

где $G_{ост}$ – вес остова, равный весу автомобиля без ведущих колес, Н; $l_{ост}$ – плечо действия веса $G_{ост}$ относительно оси O_k ; $M_{y\partial} = G_{ост} l_{ост}$ – удерживающий момент, препятствующий опрокидыванию трактора.

Поскольку центр тяжести ведущих колес расположен на их геометрической оси, то момент от веса этих колес относительно оси O_k равен нулю, поэтому

$$M_{y\partial} = G_{ост} l_{ост} = Gl.$$

$$\text{Так как} \quad Gl = Ga \cos \alpha - G(h_{u.m} - r_k) \sin \alpha, \quad (2.32, б)$$

где r_k – радиус ведущих колес, то условие невозможности поворота остова вокруг оси заклинивания ведущих колес ($M_{y\partial} > M_{вед.пр}$) принимает вид

$$G[a \cos \alpha - (h_{u.m} - r_k) \sin \alpha] > \beta M_n i_{мп1} \eta_{мп} \quad (2.32, в)$$

Значения опрокидывающего момента по выражению (2.32, б) определяются для заданных моделей автомобилей методом последовательного подсчета при разных значениях углов подъема α , постепенно возрастающих до тех пор, пока их значения не превысят значения $M_{вед.пр}$, определенного по выражению (2.31).

Для сохранения удовлетворительной управляемости автомобиля нормальная реакция дороги на его передние колеса должна быть не ниже значения $Y_n = (0,15 \dots 0,20)G$.

Предельный угол подъема, на котором запас продольной устойчивости по управляемости снижается до допустимого значения, назовем критическим углом подъема $\alpha_{к.упр}$ по управляемости.

Примем, что автомобиль обладает 100% запасом продольной устойчивости, когда он стоит на горизонтальной площадке, т.е. когда нормальная реакция на передние колеса равна $Y_{n.cm}$.

При движении на подъем указанная реакция уменьшается до значения Y_n , а продольная устойчивость соответственно снижается до значения

$$X_n = \left(\frac{Y_n}{Y_{n.cm}} \right) 100\% \quad (2.33)$$

Для автомобилей можно принимать допустимым коэффициент запаса продольной устойчивости $X_{дон.min} = 0,4 \dots 0,6$ (40...60%) и критическим $X_{кр.упр} = 0,15 \dots 0,2$ (15...20%).

Значения углов $\alpha_{к.упр}$ и $\alpha_{дон.min}$ следует находить для конкретных условий работы. При их определении можно использовать метод последовательного подсчета реакций Y_n при разных значениях углов подъема α , постепенно возрастающих до тех пор, пока значе-

ние реакции Y_n будет ниже допустимого наименьшего предела $X_{дон.мин} = 0,4...0,6$ или $X_{кр.унр} = 0,15...0,20$.

Следует иметь в виду, что работа автомобилей с прицепами менее опасна как по опрокидыванию, так и потере управляемости, т.к. машины и орудия в определенной степени препятствуют этому (дополнительная опора). Поэтому как правило α_n , $\alpha_{кр.унр}$ и др. показатели устойчивости автомобилей определяются при движении без прицепа.

В этом случае

$$Y_n = \frac{Ga \cos \alpha - G \sin \alpha h_{у.м} - M_f}{L} \quad (2.34)$$

где $M_f = Pfr_k = fGr_k = fma_g r_k$;

$$Y_{n.см} = \frac{Ga}{L}. \quad (2.35)$$

После подстановки (2.34) и (2.35) в (2.33) получим

$$X_n = \frac{a \cos \alpha - \sin \alpha h_{у.м} - fr_k}{a} 100\% \quad (2.36)$$

2.7.2 Поперечная устойчивость

Обозначив угол поперечного уклона, на котором автомобиль начинает опрокидываться, через β_n или сползает через β_{φ} , из условия моментов относительно возможной оси O' опрокидывания имеем (рисунок 2.7).

$$G \sin \beta_n h_{у.м} - 0,5G \cos \beta_n = 0;$$

Откуда

$$\operatorname{tg} \beta_n = \frac{0,5B}{h_{у.м}}, \quad (2.37)$$

где B – ширина колеи.

Боковое опрокидывание автомобиля для тех же условий наступит, когда

$$\operatorname{tg} \beta_i \geq \eta_e \frac{0,5\hat{A}}{h_{\hat{o}.o.}}, \quad (2.38)$$

где η_k – коэффициент предварительного поперечного крена поддресоренных колес автомобиля, равный для легковых автомобилей (с нагрузкой и без нее) 0,85. Для грузовых автомобилей негруженых – $\eta_k = 0,85$ – груженых – $\eta_k = 0,90$.

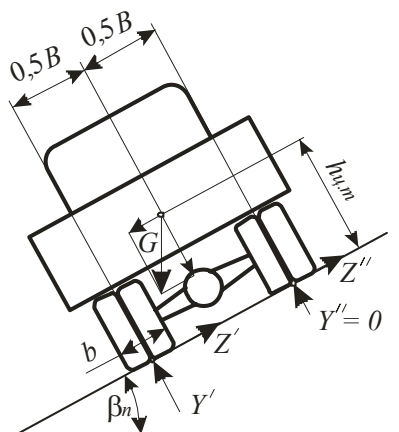


Рисунок 2.7 – Схема сил, действующих на автомобиль при стоянке на предельном уклоне

Предельный статический угол поперечного уклона, на котором возникло сползание машины (см. рисунок 2.7), определим из условия

$$G \sin \beta_\phi = Z' + Z'' = \varphi_z (Y' + Y'') = \varphi_z G \cos \beta_\phi,$$

где Z' , Z'' и Y' , Y'' – соответственно боковые и нормальные реакции дороги на ходовые органы, расположенные в нижней и верхней частях уклона; φ_z – коэффициент сцепления движителей с опорной поверхностью в боковом направлении.

При действии тяговой или тормозной силы $\varphi_z = (0,8 \dots 0,9) \varphi_{cy}$, а при свободном качении холостым ходом $\varphi_z = (1,1 \dots 1,2) \varphi_{cy}$

Из предыдущего уравнения следует

$$\textcolor{red}{tg \beta_1 = \varphi_z.} \quad \textcolor{red}{(2.38)}$$

Устойчивое движение без бокового скольжения и опрокидывания будет в том случае, если

$$\operatorname{tg} \beta_{\varphi} \geq \frac{1}{\varphi_z} \quad (2.39)$$

Угол поперечного уклона, на котором возможно опрокидывание автомобиля при наличии динамических воздействий от микронеровностей опорной поверхности

$$\beta_{\text{дин}} = (0,4 \dots 0,6) \beta_n. \quad (2.40)$$

2.7.3 Устойчивость при криволинейном движении (повороте)

На поперечную устойчивость автомобиля при криволинейном движении (повороте) существенно влияет возникающие при этом инерционные силы (рисунок 2.8).

Центробежная сила

$$P_{\text{ц}} = \frac{G \omega_n^2 R_{\text{ц.м.}}}{g},$$

где ω_n – угловая скорость вращения машины вокруг центра O поворота; $R_{\text{ц.м.}}$ – радиус поворота центра тяжести машины.

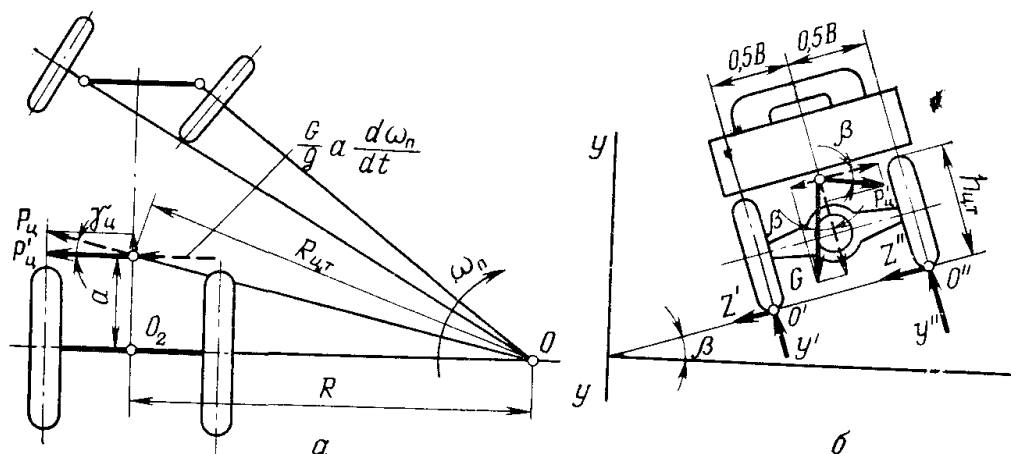


Рисунок 2.8 – Схема сил, действующих при криволинейном движении и повороте:

a – в горизонтальной плоскости; $б$ – в поперечной плоскости

Поперечная (боковая) составляющая центробежной силы

$$P'_y = P_y \cos \gamma_y = \left(\frac{G}{g} \right) \omega_n^2 R_{y.m} \cos \gamma_y = G \omega_n^2 \frac{R_n}{g} = \left(\frac{G}{g} \right) \left(\frac{V^2}{R_n} \right), \quad (2.41)$$

где γ_y – угол наклона результирующей центробежной силы к поперечной плоскости; V – средняя скорость движения машины на повороте; R_n – радиус поворота.

На рисунке 2.8 изображены схемы сил, действующих на автомобиль в поперечной плоскости при установившемся движении на закруглениях радиусом R_n с уклоном β , направленным к оси $Y-Y$ закругления. В данном случае опрокидывание возможно вокруг оси O'' .

Условие равновесия относительно оси опрокидывания O''

$$(P'_y \cos \beta - G \sin \beta) h_{y.m} - (P'_y \sin \beta + G \cos \beta) 0,5B = 0.$$

Подставив в это выражение вместо P'_y ее значение из (2.41) (в данном случае радиус поворота $R_n = R$ – радиусу закругления дороги)

$$\frac{GV^2 (h_{y.m} \cos \beta - 0,5B \sin \beta)}{gR} < G(0,5B \cos \beta + h_{y.m} \sin \beta).$$

Разделив обе части неравенства на $Gh_{y.m} \cos \beta$ с учетом (41) получим, что скорость на повороте не должна превышать значения

$$V \leq \sqrt{gR \frac{\operatorname{tg} \beta_n + \operatorname{tg} \beta}{1 - \operatorname{tg} \beta_n \operatorname{tg} \beta}} \quad (2.42)$$

Если поперечный уклон дороги направлен в сторону, противоположную центру закругления, то

$$V' \leq \sqrt{gR \frac{\operatorname{tg} \beta_n - \operatorname{tg} \beta}{1 - \operatorname{tg} \beta_n \operatorname{tg} \beta}} \quad (2.43)$$

Обычно на автомагистралях закругления выполняют с радиусом $R = 300..1000$ м, а полотну дороги придают на закруглениях поперечный уклон, направленный к центру закругления; угол уклона выбирают в пределах $\beta = 8..12^\circ$. На дорогах местного значения соответственно $R \geq 40$ м, β не менее $4..5^\circ$.

2.7.4 Устойчивость против заноса

Если сцепление шин с поверхностью движения в поперечном направлении недостаточно, то под действием боковых сил колеса могут начать скользить. В общем случае скольжение передних и задних колес может начаться неодновременно или происходить с разной интенсивностью, в результате чего возникает произвольный поворот машины вокруг какой-то вертикальной оси. Такое явление называется заносом. Занос чаще всего наблюдается при резких торможениях или разгонах, на поворотах, при движении по дороге с поперечным уклоном, при подсакивании колес на неровностях т.д. Влияние перечисленных факторов особенно проявляется на мокрых и скользких дорогах и в других случаях, когда сцепление колес с дорогой ухудшается.

Рассмотрим одновременное действие на колесо двух реакций: касательной P_k при разгоне (или тормозной P_m при торможении) и боковой Z (рисунок 2.9).

Для данных условий движения равнодействующая R этих сил может быть определена по зависимостям

$$R = \sqrt{P_k^2 + Z^2} ; \quad R = \sqrt{P_m^2 + Z^2} .$$

Таким образом, боковая реакция Z , удерживающая колеса от скольжения, будет равна

$$Z = \sqrt{R^2 - P_k^2} ; \quad Z = \sqrt{R^2 - P_m^2} .$$

По условиям сцепления шин с дорогой максимальное значение результирующей реакции

$$R_{\max} = \varphi_{cy} Q_k , \quad (2.44)$$

где Q_k – нормальная нагрузка на колесо, Н.

Касательная сила тяги P_k по двигателю

$$P_k = \frac{M_n i_{mp} \eta_{mp}}{r_k} , \quad (2.45)$$

где M_n – номинальный момент на коленчатом валу двигателя, Н·м; i_{mp} – передаточное число трансмиссии на высшей (прямой) передаче.

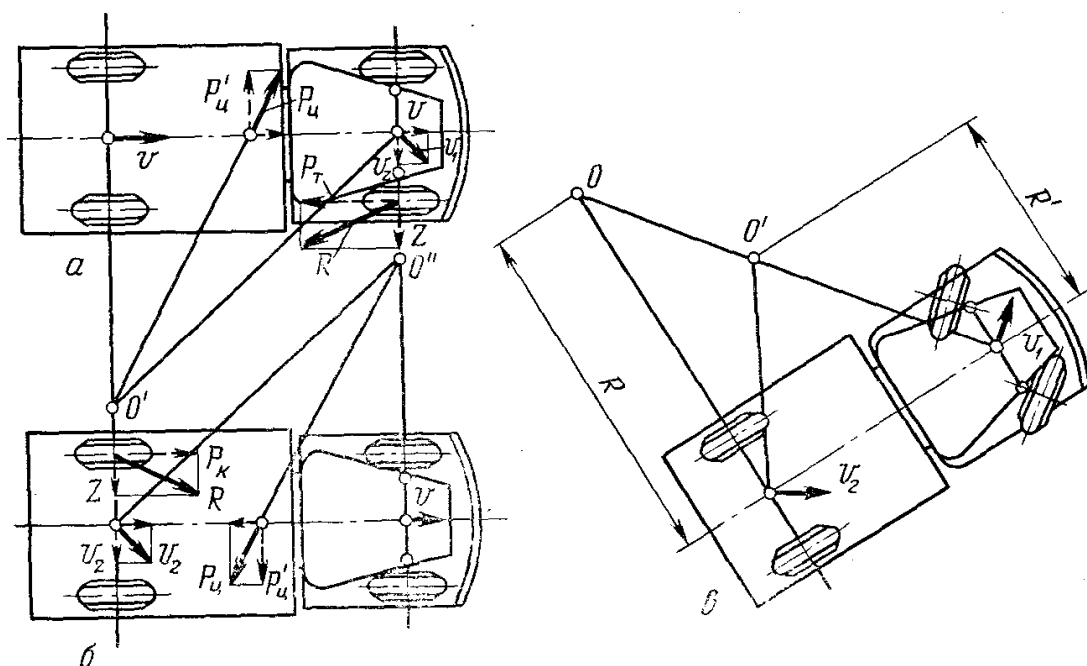


Рисунок 2.9 – Схема заноса автомобиля при прямолинейном движении:
 а – передней оси при торможении; б – задней оси при разгоне;
 в – задней оси при повороте

Тогда максимальная боковая реакция на колесе, препятствующая заносу автомобиля

$$Z = \sqrt{(\varphi_{cy} Q_k)^2 - \left(\frac{M_n i_{mp} \eta_{mp}}{r_k} \right)^2} \quad (2.46)$$

Условие устойчивого движения

$$Z_{\max} \geq Z \quad (2.47)$$

где Z – внешняя боковая сила (центробежная, ветра и т.п.)

Наибольшее влияние на устойчивость движения оказывает центробежная сила. Так при действии центробежной силы P'_o , величина которой может быть определена из зависимости (2.41) условие (2.47) примет вид

$$\frac{m_a V^2}{R_n} \leq \sqrt{(\varphi_{cy} Q_k)^2 - \left(\frac{M_n i_{mp} \eta_{mp}}{r_k} \right)^2} \quad (2.48)$$

где $m_a = G/g$ – масса автомобиля, кг.

После соответствующих преобразований зависимости (2.48) определяют:

- значение минимального радиуса поворота $R_n^{\min}$ при движении заданного автомобиля на повороте с различной скоростью V в различных дорожных условиях и при различном состоянии покрытия

$$R_n^{\min} \geq \frac{\sqrt{(\varphi_{cy} Q_k)^2 - (M_k i_{mp} \eta_{mp} / r_k)^2}}{m_a V^2}; \quad (2.49, a)$$

или значения максимальной скорости $V_{\max}$ движения на повороте в тех же условиях, что и указанные выше, при постоянном радиусе закругления дороги R_n по выражению

$$V_{\max} \leq \frac{\sqrt{R_n \sqrt{(\varphi_{cy} Q_k)^2 - (M_k i_{mp} \eta_{mp} / r_k)^2}}}{m_a}. \quad (2.49, б)$$

2.7.5 Порядок выполнения расчетов

1. Используя данные, полученные из предыдущих расчетов, последовательно определяются показатели продольной устойчивости $\alpha_n, \alpha'_n, \alpha_\varphi, \alpha'_\varphi$.

2. Задавшись 4...5 значениями угла α (например $0^\circ, 15^\circ, 30^\circ, 45^\circ$) определяют угол подъема, при котором возможно опрокидывание автомобиля в случае заклинивания ведущих колес.

3. Задавшись допустимым (40...60%) и критическим (15...20%) запасом устойчивости по управляемости определяют по выражению (2.33) допустимый $\alpha_{доп}$ и критический $\alpha_{кр.упр}$ углы подъема по управляемости автомобиля.

4. Определяют показатели поперечной устойчивости для заданной модели автомобиля: $\beta_n, \beta_\varphi, \beta_{дин}$.

5. Задавшись 3...5-ю значениями угла β поперечного уклона полотна дороги ($4, 8, 12^\circ$) и радиуса R закругления дороги (20, 40, 100, 300, 1000м) по соответствующим выражениям определяют критическую (допустимую) скорость движения автомобиля на повороте.

6. Для рассчитываемого автомобиля и в заданных условиях работы определяют показатели устойчивости автомобиля против заноса ($R_n^{\min}$ при скоростях V , равных 15, 22 и 28 м/с и $V_{\max}$ при R_n равном 40 и 250м).

Таблица 2.6

Сводные показатели спроектированного автомобиля
сельскохозяйственного назначения

Показатели		Обо- зна- чение	Ед. изм.	Зна- че- ния
<i>Общие</i>				
Тип автомобиля				
Номинальная грузоподъемность		m_z	кг	
Максимальный коэффициент загрузки автомобиля		$\Gamma_{\max}$		
Максимальная скорость движения		$V_{\max}$	м/с	
<i>Основные конструктивные</i>				
Количество передач трансмиссии		z	-	
Тип трансмиссии				
Ведущее колесо	Обозначение			
	Радиус	r_k	м	
	Давление воздуха	$P_{в.к}$	МПа	
Управляемое колесо	Обозначение			
	Давление воздуха	$P_{в.п}$	МПа	
Ширина колеи		B	м	
Колесная база		L	м	
Размеры грузовой платформы	Длина	l_k	мм	
	Ширина	b_k	мм	
	Высота	h_k	мм	
	Вместимость	V_k	мм	
Показатели конструкторской разработки				
<i>Двигатель</i>				
Номинальная мощность		$N_{е.н}$	кВт	
Номинальная частота вращения		n_n	мин ⁻¹	

Продолжение таблицы 2.6

Показатели		Обозначение	Ед. изм.	Значения
Номинальный удельный тяговый расход топлива		$g_{e.n}$	г/кВ т·ч	
Коэффициент запаса крутящего момента		K_M	-	
Коэффициент приспособляемости по частоте вращения		$K_{об}$	-	
<i>Тягово-скоростные свойства</i>				
Максимально допустимый по сцеплению динамический фактор		D_{1max}	-	
Номинальные (максимальные) скорости движения по передачам		$V_{н1}$	м/с	
		$V_{н2}$	м/с	
		...		
Максимальные значения динамического фактора по передачам		D_{1max}	-	
		D_{2max}	-	
		...		
Максимальные преодолеваемые углы подъема по передачам		i_{1max}		
		i_{2max}		
		...		
<i>Показатели топливной экономичности</i>				
Наименьшие расходы топлива	на сухом асфальте (бетоне), $\psi = 0,04$	Q_{min1}	$\frac{\text{л}}{100\text{км}}$	
	на грунтовой (щебеночной) дороге, $\psi = 0,05$	Q_{min2}		
	на песчаной (снежной укатанной) дороге, $\psi = 0,06$	Q_{min3}		
Наиболее экономичные скорости движения	на сухом асфальте (бетоне), $\psi = 0,04$	$V_{эк1}$	м/с	
	на грунтовой (щебеночной) дороге, $\psi = 0,05$	$V_{эк2}$		
	на песчаной (снежной укатанной) дороге, $\psi = 0,06$	$V_{эк3}$		
Запас хода автомобиля		$S_{зан}$	км	
Вместимость топливного бака		$V_{б}$	л	

Окончание таблицы 2.6

Показатели			Обо- зна- чение	Ед. изм.	Зна- че- ния
Тормозные свойства					
Замедление при торможении с макс. начальной скоростью	на сухом асфальте (бетоне)	$j_{m,ycm1}$	м/с ²		
	на грунтовой (щебеночной) дороге	$j_{m,ycm2}$			
	на песчаной (снежной укатанной) дороге	$j_{m,ycm3}$			
Тормозной путь при торможении с макс. началь- ной скоростью	на сухом асфальте (бетоне)	S_{m1}	м		
	на грунтовой (щебеночной) дороге	S_{m2}			
	на песчаной (снежной укатанной) дороге	S_{m3}			
Показатели устойчивости					
Предельный статический угол подъема		α_n	град		
Предельный статический угол уклона		α'_n			
Предельный продольный угол опрокидывания при раз- гоне		α_p			
Предельный статический угол поперечного уклона (по опрокидыванию)		β_n			
Предельный статический угол поперечного уклона (по сползанию)		β_φ			
Минимальный радиус поворота при движении с макс. скоростью	на сухом асфальте (бетоне)	$R_{n1}^{\min}$	м		
	на грунтовой (щебеночной) дороге	$R_{n2}^{\min}$			
	на песчаной (снежной укатанной) дороге	$R_{n3}^{\min}$			

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫБОРУ ТРАНСМИССИЙ АВТОМОБИЛЕЙ

Наибольшее распространение на современных автомобилях получили механические трансмиссии.

Конструкция и размещение механических трансмиссий зависят от колесной формулы автомобиля. К механизмам трансмиссии относятся: сцепление и коробка передач, ведущий мост и карданные передачи, кроме того, многоприводные автомобили имеют раздаточные коробки.

Трансмиссии с задним ведущим мостом применяются на всех типах автомобилей. С увеличением массы таких автомобилей меняются схемы и характеристики агрегатов: увеличивается число ступеней в коробке передач; вместо одинарных главных передач применяют двойные или разнесенные. Автомобили особо малой и малой грузоподъемности имеют 4-5 ступеней в полностью синхронизированной коробке передач.

Коробки передач, синхронизированные только на высших передачах, применяют редко. В трансмиссиях автомобилей полной массой до 12 т преимущественно используются пятиступенчатые коробки передач с высшей прямой передачей. Трансмиссии автомобилей средней грузоподъемности имеют одинарные главные передачи. Для автомобилей большой грузоподъемности используются одинарные, двойные и разнесенные главные передачи. На автомобилях особо большой грузоподъемности устанавливаются одно- или двухдисковые сцепления с гидравлическим или гидропневматическим усилителем. Коробки передач – многоступенчатые с числом передач 8 – 16. Многоступенчатая коробка передач образуется соединением основной четырех-, шестиступенчатой коробки передач и дополнительного двух-, трехступенчатого редуктора. Используются разнесенные и двойные главные передачи, блокируемые межколесные дифференциалы. Двухступенчатые главные передачи применяются редко.

Трансмиссии многоприводных автомобилей можно разделить на две группы: неполноприводные и полноприводные.

Неполноприводные автомобили (6X4, 4X8) имеют, как правило, ведущую тележку, состоящую из двух ведущих мостов. Мосты тележки могут иметь отдельный привод, или промежуточный мост может быть проходным. Основное преимущество первой схемы – высокая степень унификации ведущих мостов. Недостаток – большое количество карданных сочленений и необходимость установки отдельного агрегата – раздаточной коробки. Раздаточная коробка – агрегат более сложный и тяжелый, чем узел деления мощности между мостами в трансмиссиях, выполненных по второй схеме. Поэтому конструкция трансмиссии с отдельным приводом имеет большую металлоемкость, требует большого объема работ по техническому обслуживанию. Схема с проходным мостом отличается меньшей степенью унификации мостов. По схеме с отдельным приводом, выполнены трансмиссии автомобилей семейства КрАЗ моделей 255, 257, по схеме с проходным мостом – автомобили семейств МАЗ, КамАЗ, ЗИЛ. У автомобилей 6X4, 8X4 общего назначения связь между ведущими мостами тележки обычно дифференциальная. Автомобили 6X4, 8X4, являющиеся модификацией полноприводных автомобилей, имеют, как правило, блокированную связь между мостами.

В грузовых автомобилях 4X4 малой и средней грузоподъемности применяют трансмиссии с дифференциальным или блокированным приводом мостов. Коробки передач четырех-, шестиступенчатые в сочетании с двухступенчатой раздаточной коробкой с одной или двумя понижающими передачами. Главные передачи одинарные. Если общая масса автомобиля 4X4 превышает 8 – 9 т, то привод к мостам выполняется дифференциальным с механизмом блокировки. Главные передачи преимущественно двойные или разнесенного типа. Широко используются блокируемые межколесные дифференциалы.

Для трансмиссий многоосных полноприводных автомобилей обычно применяют два типа схем: мостовые и бортовые. Известны комбинированные схемы трансмиссий. Привод по мостовой схеме наиболее распространен. Распределение момента между мостами осуществляется одной или несколькими раздаточными коробками. Схемы могут быть с отдельным приводом мостов и с проходными мостами. Трансмиссии с бортовым приводом применяются реже, главным образом, для специализированных автомобилей. Бортовая схема привода удобна для компоновки автомобилей с несущим кузовом. Основное ее преимущество заключается в том, что агрегаты трансмиссии размещены по бортам и средняя часть корпуса может использоваться для транспортируемого оборудования. В случае одного двигателя за коробкой передач устанавливается межбортная раздаточная коробка с симметричным дифференциальным механизмом. Далее вращающий момент передается к бортовым редукторам и через колесные передачи к ведущим колесам.

Трансмиссии полноприводных автомобилей могут быть дифференциальными и блокированными. Преимущества блокированной трансмиссии – простота конструкции и высокая проходимость автомобиля в тяжелых дорожных условиях. Недостаток – наличие циркуляции мощности при кинематическом рассогласовании ведущих колес. При использовании дифференциальной трансмиссии меньше затраты мощности при движении автомобиля и исключается дополнительное нагружение деталей. Основной ее недостаток – конструктивная сложность и более высокая стоимость. Для улучшения тяговых свойств автомобиля с дифференциальной трансмиссией используют принудительную блокировку дифференциалов или различные типы блокирующихся дифференциалов.

Автомобили высокой проходимости могут иметь два двигателя. Два двигателя в большинстве случаев используют при отсутствии одного двигателя достаточной мощности.

В механических трансмиссиях многоприводных автомобилей применяют одно-, двухдисковые сцепления сухого типа с механи-

ческим, гидравлическим или гидропневматическим приводом. Коробки передач четырех-, шестиступенчатые. Наибольшее распространение получили двухступенчатые раздаточные коробки с одной или двумя понижающими ступенями.

К главным передачам автомобилей высокой проходимости предъявляется высокое требование – обеспечение достаточного дорожного просвета. Поэтому наряду с одинарными главными передачами широко используют двойные с конической и цилиндрической парами зубчатых колес или двойные разнесенные. В полноприводных автомобилях большой грузоподъемности используют, как правило, двойные разнесенные главные передачи. В трансмиссиях с бортовым приводом функции главной передачи выполняют бортовые редукторы, каждый из которых передает движение к одному колесу. При применении колесных редукторов появляется возможность уменьшить размеры главных центральных передач и карданных шарниров привода колес при независимой их подвеске. Применяются планетарные колесные редукторы и редукторы, выполненные в виде цилиндрической пары с наружным или внутренним зацеплением. В трансмиссиях грузовых автомобилей различной грузоподъемности применяются ГМП с числом передач шесть – восемь, а в трансмиссиях многоприводных автомобилей высокой проходимости – три – пять передач.

3 ТЯГОВО-СЦЕПНЫЕ СВОЙСТВА, ПРОХОДИМОСТЬ И ТОПЛИВНАЯ ЭКОНОМИЧНОСТЬ ТРАКТОРА

3.1 Тягово-сцепные свойства и топливная экономичность трактора

Тягово-сцепные свойства определяются при тяговом расчете трактора. При этом рассматриваются основные показатели трактора: тяговое усилие на основных передачах, масса, расчетные скорости движения и требуемая мощность двигателя.

При выполнении указанных расчетов нужно исходить из заданного тягового класса трактора. Класс трактора характеризуется величиной номинальной силы тяги P_n , которую он должен развивать на крюке, работая на стерне нормальной влажности (8...22%) и средней твердости (0,1...0,15МПа) на горизонтальных участках чернозема или суглинка. При этом буксование движителей не должно выходить за допустимые пределы и трактор должен, соответственно, иметь достаточно высокий тяговый КПД. У колесных тракторов допускается в этих условиях буксование движителей 15...18%, у гусеничных – 3...5%. Тяговый КПД у колесных тракторов 4К2 должен быть не ниже 60...64%, у тракторов 4К4 не ниже 65...68%, у гусеничных не ниже 70...74%.

Исходя из этого в последовательном порядке определяются тяговые показатели трактора.

3.1.1 Тяговый диапазон трактора

Тяговым диапазоном называется отношение его номинальной силы тяги на крюке P_n к минимальной силе тяги $P_{кр.min}$, с которой он может быть рационально использован. Величина тягового диапазона δ_m подсчитывается по формуле:

$$\delta_m = \frac{P_n}{P_{кр.min}} = \varepsilon \frac{P_n}{P'_n}, \quad (3.1)$$

где $P'_н$ – номинальная сила тяги, установленная для тракторов предыдущего тягового класса; ε – коэффициент расширения тяговой зоны трактора. Рекомендуется $\varepsilon = 1,25 \dots 1,3$. Для тракторов, не связанных закономерно с другими тяговыми классами $\varepsilon = 2,0$

Расчетная номинальная сила тяги на крюке трактора при принятых условиях работы на стерне:

$$P_{кр. \min} = \frac{P_n}{\delta_m}. \quad (3.2)$$

Зная пределы тяговых усилий на крюке, с которыми рассчитываемый трактор должен работать, можно подобрать к нему применительно к тем или иным зональным условиям соответствующий набор сельскохозяйственных машин.

3.1.2 Масса трактора

Различают:

- конструктивную массу m_0 , т.е. массу трактора в незаправленном состоянии, без тракториста, инструмента, дополнительного оборудования и балласта;
- минимальную эксплуатационную массу $m_{\min}$, равную конструктивной плюс масса заправочных материалов и масса тракториста, кг;
- максимальную эксплуатационную массу $m_{\max}$, равную $m_{\min}$ плюс балласт того или иного типа, который может быть применен для увеличения сцепного веса (обычно у колесных тракторов 4к2), кг.

Конструктивную массу трактора следует максимально снижать, насколько это выполнимо технически и целесообразно с экономической точки зрения. Основными путями снижения конструктивной массы тракторов являются оптимизация параметров сборочных единиц и трактора в целом, использование традиционных материалов с повышенными механическими свойствами, применение пластмасс, металлокерамики, использование новейших технологий при изготовлении и т.д. Более

или менее точно конструктивная масса может быть подсчитана только при реальном проектировании. При выполнении курсовой работы величину ее берут, ориентируясь на показатели современных тракторов того же тягового класса (приложение 6).

С достаточной для учебных расчетов точностью можно принимать, что минимальная эксплуатационная масса трактора

$$m_{\min} = (1,05 \dots 1,1) m_0, \text{ кг} \quad (3.3)$$

Максимальная эксплуатационная масса трактора выбирается с таким расчетом, чтобы при работе в соответствующих условиях с номинальной нагрузкой на крюке сцепной вес (т.е. вес, приходящийся на ведущие колеса) трактора был достаточен для обеспечения допустимого буксования ведущих колес (гусениц).

Подсчет максимальной эксплуатационной массы трактора производится по следующим формулам:

- для колесного трактора 4К2

$$m_{\max} = \frac{P_n}{g(\varphi_{\kappa.\text{дон}} \lambda_{\kappa} - f)} \text{ кг}, \quad (3.4a)$$

- для колесного трактора 4К4

$$m_{\max} = \frac{P_n}{g(\varphi_{\kappa.\text{дон}} - f)} \text{ кг}, \quad (3.4б)$$

- для гусеничного трактора

$$m_{\max} = \frac{P_n}{g(\varphi_{\kappa.\text{дон}} - f')} \text{ кг}, \quad (3.4в)$$

где $\varphi_{\kappa.\text{дон}}$ – допустимая величина коэффициента использования сцепного веса трактора; λ_{κ} – коэффициент нагрузки ведущих колес; f – коэффициент сопротивления качению: у гусеничных тракторов f' учитывает потери на качение от деформации гусеницами почвы; принимается приближенно равным половине общего коэффициента сопротивления качению; g – ускорение свободного падения, м/с^2 . Для колесных тракторов $\varphi_{\kappa.\text{дон}} = 0,5 \dots 0,65$; для гусеничных тракторов $\varphi_{\kappa.\text{дон}} = 0,55 \dots 0,65$. Далее в этих формулах принимают $\lambda_{\kappa} = 0,75 \dots 0,80$; f – для колесных тракторов 0,12; для гусеничных – 0,08.

У тракторов с двумя ведущими колесами требуемая максимальная эксплуатационная масса $m_{\max}$ обычно больше, чем $m_{\min}$. В таких случаях увеличение эксплуатационной массы достигается применением балласта, масса $m_{\bar{o}}$ которого

$$m_{\bar{o}} = \lambda_{\kappa} (m_{\max} - m_{\min}) \text{ кг.} \quad (3.5)$$

Этот балласт используется для повышения сцепного веса трактора.

При существующих конструктивных массах гусеничных тракторов требуемая величина $m_{\max}$ в большинстве своем получается меньше фактического значения минимальной эксплуатационной массы $m_{\min}$ трактора-прототипа; в таких случаях при дальнейших расчетах следует исходить из фактической величины последней.

3.1.3 Номинальные скорости движения

Выбор основных скоростей движения (основных передач) должен быть увязан с принятым диапазоном тяговых усилий на крюке и с требованиями агротехники в отношении допустимых скоростей работы на различных сельскохозяйственных операциях.

Номинальными или расчетными скоростями трактора называются его теоретические скорости при номинальной частоте вращения коленчатого вала двигателя. На этих скоростях выполняется большинство сельскохозяйственных операций. Обычно число скоростей (передач) z не превышает 5...6.

Значение низшей основной скорости V_{H1} и число z основных скоростей указываются в задании.

Отношение высшей основной скорости V_{Hz} к низшей V_{H1} определяет диапазон номинальных основных скоростей трактора $\delta_{v.осн}$, т.е.:

$$\delta_{v.осн} = \frac{V_{Hz}}{V_{H1}} = \frac{i_{mp1}}{i_{mp(z)}}, \quad (3.6a)$$

где i_{mp1} и $i_{mp(z)}$ – передаточные числа трансмиссии трактора соответственно на низшей и высшей основных передачах.

Скорость $V_{н1}$ должна обеспечивать полную нагрузку двигателя на номинальную величину M_n крутящего момента при работе трактора с номинальной силой тяги на крюке P_n . Эксплуатационная масса при этом должна быть максимальной m_{max} .

Скорость $V_{н2}$ должна применяться при работе с минимальной силой тяги на крюке $P_{кр.min} = P_n / \delta_m$, на которую рассчитан трактор. В этом случае достаточно иметь минимальную эксплуатационную массу m_{min} и может быть допущена загрузка двигателя на величину $\gamma_{д.min} = 0,85...0,9$. КПД трансмиссии η_{mp} принимается для обычно рассматриваемых вариантов работы одинаковым.

Изложенные соображения можно выразить следующими уравнениями:

$$\begin{aligned} [P_n + f_1 g(m_{min} + m_o)] r_k &= M_n i_{mp} \eta_{mp}, \\ \left(\frac{P_n}{\delta_m} + f_2 g m_{min} \right) r_k &= \gamma_{д.min} M_n i_{mp(z)} \eta_{mp}, \end{aligned}$$

где f_1 и f_2 – коэффициенты сопротивления качению трактора соответственно при работе с номинальной и минимальной силами тяги на крюке.

Разделив верхнее уравнение на нижнее и, имея в виду уравнение (3.6а), получим:

$$\delta_{v.оч} = \gamma_{д.min} \delta_m \frac{P_n + f_1 \cdot g(m_{min} + m_o)}{P_n + f_2 \cdot g \cdot m_{min}}.$$

Учитывая, что f_1 значительно больше f_2 , величина скоростного диапазона может быть подсчитана по формуле:

$$\delta_{v.оч} \cong \delta_m \gamma_{д.min}, \quad (3.6б)$$

При предварительных расчетах ряд основных скоростей универсально-пропашных тракторов строится по принципу геометрической прогрессии, знаменатель которой q . Полученный в этом случае ряд называется геометрическим. Он имеет вид:

$$\frac{V_{nz}}{V_{n(z-1)}} = \dots = \frac{V_{n3}}{V_{n2}} = \frac{V_{n2}}{V_{n1}} = q$$

Перемножив полученное выражение, с учетом (3.6а) определим, что,

$$q = \sqrt[z]{\delta_{v.оч}}, \quad (3.7)$$

В задании указывается численное значение первой основной скорости V_{n1} ; остальные основные скорости подсчитываются, исходя из установленного значения q знаменателя геометрического ряда, т.е. $V_{n2} = V_{n1} \cdot q$, $V_{n3} = V_{n2} \cdot q = V_{n1} \cdot q^2$ и т.д.

При выполнении тягового расчета номинальная величина высшей транспортной скорости $V_{n.max}$ берется по заданию. Если транспортных скоростей две, то промежуточная транспортная скорость V'_n определяется из соотношения между высшей транспортной и высшей основной скоростями и должна находиться в пределах:

$$\sqrt{V_{n.max} \cdot V_{n.z}} \dots 0,5(V_{n.max} + V_{n.z}).$$

Окончательно ряд скоростей корректируется при кинематическом расчете трансмиссии трактора.

3.1.4 Номинальная мощность двигателя, устанавливаемого на тракторе

Под номинальной мощностью понимается максимальное (расчетное) значение мощности, которое двигатель реализует при номинальной частоте вращения коленчатого вала.

Подсчет номинальной мощности двигателя $N_{e.n}$ производится по формуле:

$$N_{e.n} = \frac{[P_n + g \cdot f(m_{min} + m_o)]V_{n1}}{10^3 \eta_{mp} \gamma_{d.min}} \text{ кВт}, \quad (3.8)$$

При определении КПД трансмиссии нужно учитывать потери, возникающие при передаче нагрузки, и потери холостого хода. В соответствии с этим:

$$\eta_{mp} = \eta_x \cdot \eta_u^{n_u} \cdot \eta_k^{n_k}, \quad (3.9)$$

где η_x – КПД, учитывающий потери холостого хода (при подсчете номинальной мощности двигателя можно принимать $\eta_x = 0,95...0,97$); η_u и η_k – соответственно КПД цилиндрической и конической пар шестерен; $\eta_u = 0,98...0,99$, $\eta_k = 0,97...0,98$; n_u и n_k – число соответствующих пар шестерен, работающих в трансмиссии на данной передаче.

Результаты тягового расчета сводятся в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Результаты тягового расчета

δ_m	Масса трактора, кг			$\delta_{v.осн}$	Расчетные скорости, м/с						Номинальная мощность двигателя, $N_{e.н}$, кВт	
					Основные рабочие					Транспортные		
	m_0	m_{min}	m_{max}		I	II	III	IV	V	I		II

3.1.5 Тяговая характеристика трактора

На тяговой характеристике наносится ряд кривых, показывающих, как в заданных почвенных условиях меняются в зависимости от тягового усилия $P_{кр}$ на крюке основные показатели трактора – буксование δ ведущих колес (гусениц), действительные скорости V движения, мощность $N_{кр}$ на крюке, удельный (крюковой) расход топлива $g_{кр}$ и тяговый КПД $\eta_{тяг}$, т.е.:

$$\delta = f(P_{кр}), V = f(P_{кр}), N_{кр} = f(P_{кр}), g_{кр} = f(P_{кр}), \eta_{тяг} = f(P_{кр}).$$

При выполнении курсовой работы по данной теме тяговая характеристика строится только применительно к основным рабочим передачам трактора на почвенном фоне (поле, подготовленное под посев или стерне колосовых), указанном в задании.

3.1.6 Определение передаточных чисел трансмиссии трактора и уточнение его расчетных скоростей движения

Кинематическая схема трансмиссии проектируемого трактора выбирается по трактору-аналогу того же тягового класса исходя из примерных кинематических схем трансмиссий тракторов [11]. Тогда передаточное число трансмиссии трактора:

$$i_{mp} = i_0 \cdot i_k,$$

где i_0 – передаточное число главной и конечной передачи, выбирается из ряда (15...25). С целью исключения значительных расхождений, выбранная величина сравнивается с прототипом; i_k – передаточное число коробки на соответствующей передаче.

Передаточные числа коробки передач на соответствующей передаче (i_{k1} , i_{k2} и т.д.), необходимые для получения основных расчетных скоростей движения (V_{n1} , V_{n2} и т.д.), выбранных по предыдущему расчету, определяются из условия:

$$i_k = \frac{\pi \cdot n_n}{30 i_0 V_n} r_k,$$

где n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹ (значение n_n указывается в задании по теме); r_k – радиус ведущих колес трактора, м (ведущей звездочки гусеницы). Принимается из технических данных для тракторов аналогичного типа и того же тягового класса, что и рассчитываемый. Радиус ведущих колес трактора уточняется после расчета опорных реакций на колеса (см. раздел 3.2), исходя из их величины и установленного давления в шинах (приложение 9).

Далее разрабатывается принципиальная кинематическая схема трансмиссии, в таблице указывается, какие шестерни находятся в зацеплении на каждой из расчетных передач и подбираются для них числа зубьев в соответствии с требуемыми передаточными числами. Как правило, передаточное число одной зубчатой пары должно находиться в пределах 1,5...3, количество

зубчатых пар, находящихся в зацеплении в коробке передач на соответствующей передаче не должно превышать 2...3 (4), в конечной и центральной передаче 2, соответственно во всей трансмиссии – 4...5 (6) пар.

Из-за необходимости округлять полученные при этом дробные значения чисел зубьев, действительные передаточные числа коробки, конечной и центральной передач, могут несколько отличаться от расчетных. Соответственно будут отличаться и общие передаточные числа трансмиссии и расчетные скорости движения.

Округленные числа зубьев шестерен и уточненные значения i_{mp} и V_n заносятся в таблицу 3.2.

Таблица 3.2

Передачи	Основные рабочие					Транспортные	
	I	II	III	IV	V	I	II
Шестерни коробки передач, находящиеся в зацеплении	$\frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_5}{z_{11}} = \frac{20}{14} \cdot \frac{25}{13}$						
Передаточные числа i_k							
Общее передаточное число $i_{mp} = i_0 \cdot i_k$							
Расчетные номинальные скорости движения трактора V_n , м/с							

Для построения теоретической тяговой характеристики трактора необходимо построить теоретические регуляторные характеристики тракторного двигателя.

3.1.7 Построение теоретических характеристик двигателей

С целью последующего тягового расчета строится теоретическая регуляторная характеристика дизеля. Исходными данными для ее построения являются: номинальная мощность $N_{e.n}$ в кВт, номинальная частота вращения n_n в мин⁻¹, удельный $g_{e.n}$ в г/(кВт·ч) и часовой $G_{T.n}$ в кг/ч расходы топлива на номинальном режиме работы двигателя.

Характеристики строятся в соответствии с п. 1.5.2.

3.1.8 Построение нижней вспомогательной части тяговой характеристики

В нижней вспомогательной части тяговой характеристики строится регуляторная характеристика двигателя рассматриваемого трактора, необходимая для дальнейших расчетов его основных показателей. Регуляторная характеристика строится в функции от крутящих моментов, развиваемых двигателем, и одновременно в функции от касательных сил тяги, развиваемых трактором. Оба указанных аргумента, откладываемые на оси абсцисс характеристики, связываются между собой переходными масштабами.

Необходимые масштабы выбираются из следующего соотношения между моментом M_k двигателя и касательной силой тяги P_k трактора:

$$P_k = \frac{M_k i_{mp} \eta_{mp}}{r_k} = A M_k,$$

где $A = i_{mp} \eta_{mp} / r_k$ – переводной коэффициент масштаба моментов M_k в Н·м в масштаб сил P_k в Н.

Для каждой передачи он имеет свое значение, зависящее от величины передаточного числа i_{mp} и КПД η_{mp} трансмиссии на данной передаче. С некоторым приближением можно принимать КПД трансмиссии на каждой данной передаче постоянным независимо от степени загрузки трактора и подсчитывать его по формуле (3.9). Для колесных тракторов 4К4 ввиду более сложной конструкции трансмиссии КПД η_{mp} берется ориентировочно на 2% ниже.

Из начала координат O' (рисунок 3.1) нижней части тяговой характеристики откладываем вправо на оси абсцисс в принятом масштабе значения касательных сил тяги $P_k = P_f + P_{кр}$. Ось ординат нижней части характеристики проводим вниз от точки O' . Под осью абсцисс наносим переходные, масштабные шкалы крутящих моментов двигателя M_k отдельно для каждой передачи.

Строятся они следующим образом. Определяем касательные силы тяги, соответствующие крутящим моментам M_n и $M_{k.max}$ на

разных передачах, для чего умножаем указанные моменты на соответствующие значения переводных коэффициентов A . Значения P_k попарно для каждой передачи в отдельности находим на оси абсцисс, и соответствующие им точки последовательно сносим вниз, располагая их там на разных уровнях. Через каждую пару снесенных точек проводим горизонтали и продолжаем их до оси ординат. Полученные отрезки являются масштабными шкалами крутящих моментов двигателя. У каждой шкалы отмечаем номер передачи, к которой она относится. Затем каждую шкалу делим на части и ставим около делений численные значения крутящего момента, соответствующие масштабу данной шкалы. Значения M_n и $M_{k.max}$ были отмечены на каждой шкале при построении.

Значения усилия на крюке $P_{кр}$ трактора берут начало в точке O верхней части тяговой характеристики и смещены вправо от точки O' нижней части тяговой характеристики на величину сопротивления качению P_f на заданном почвенном фоне. При этом касательная сила тяги P_k на шкале абсцисс будет равна сумме $P_f + P_{кр}$, т.е. $P_k = P_f + P_{кр}$, Н.

Кривые регуляторной характеристики строятся для каждой передачи по своей масштабной шкале, поэтому каждый параметр изображается пучком кривых, число которых равно числу передач. Всего строится три пучка кривых, показывающих, как меняется при работе на той или иной передаче в зависимости от величины касательной силы тяги трактора частота вращения n двигателя, его эффективная мощность N_e и часовой расход топлива G_T .

Центр пучка кривых N_e находится в начале координат O' ; вершины кривых лежат на горизонтали, ордината которой представляет в принятом масштабе номинальную, эффективную мощность двигателя $N_{e.n}$. Центр пучка кривых n расположен на оси ординат в точке, соответствующей частоте вращения n_x холостого хода двигателя, а переходные точки, соединяющие отдельные участки кривых, лежат на горизонтали, проходящей через точку оси ординат, изображающую номинальную частоту вращения n_n двигателя. Кривые G_T берут начало на оси ординат в точке,

соответствующей часовому расходу топлива G_{Tx} при холостом ходе двигателя; ордината горизонтальной прямой, проходящей через их вершины, представляет в принятом масштабе максимальный часовой расход топлива $G_{Tн}$.

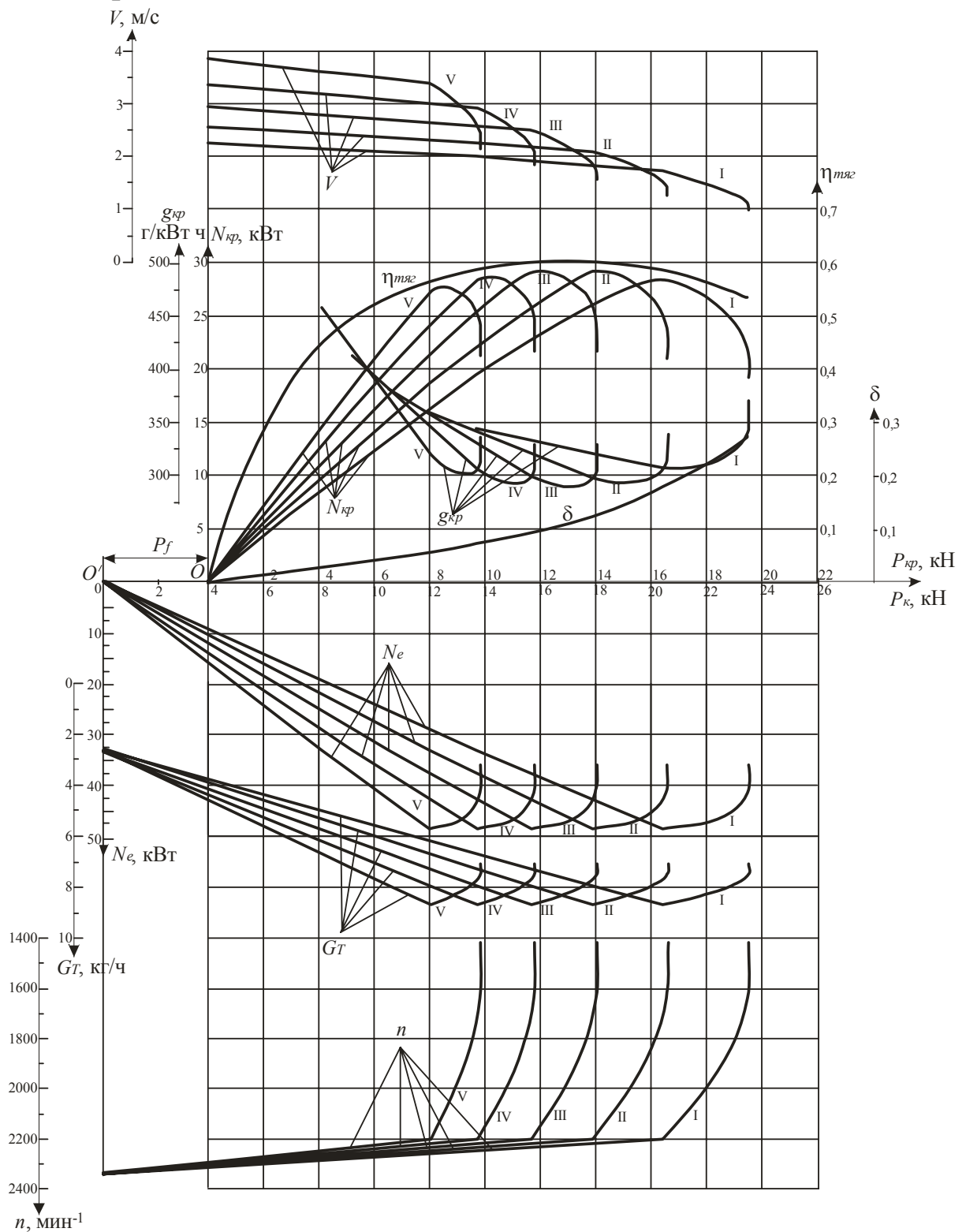


Рисунок 3.1 – Примерная тяговая характеристика колесного трактора класса 1,4

Отрезки кривых, соответствующие регуляторному участку характеристики двигателя, имеют линейный характер. Все кривые должны заканчиваться при максимальных значениях крутящего момента $M_{к.мах}$.

3.1.9 Построение верхней части тяговой характеристики трактора

На рисунке 1.3 в верхней части находятся кривые, непосредственно относящиеся к тяговой характеристике. Начало координат располагается в точке O , которая наносится справа от точки O' на расстоянии, изображающем в принятом для оси абсцисс масштабе сопротивление качению трактора $P_f = fgm_{\max}$, где f – коэффициент сопротивления качению. Величину коэффициента f берут по таблице (приложение 7), учитывая тип движителя рассматриваемого трактора и почвенный фон, применительно к которому строится тяговая характеристика. Таким образом, на оси абсцисс верхней части характеристики отложены значения $P_k - P_f = P_{кр}$ тяговых усилий на крюке трактора. Ось ординат рассматриваемой части характеристики проводим из точки O вверх.

Для дальнейших построений необходимо построить в верхней части кривую буксования ведущих колес трактора. Для ориентировочных расчетов величины буксования при выполнении курсовой работы (проекта) можно использовать вспомогательные графики, приведенные на рис. 3.2: верхний график – для колесных тракторов, нижний – для гусеничных. На графиках нанесены опытные кривые буксования на разных почвенных фонах, построенные в функции от отношения $P_{кр}/G_{сц}$, где $G_{сц}$ – сцепной вес трактора, Н.

У гусеничных тракторов и колесных тракторов со всеми ведущими колесами $G_{сц} = G$. У колесных тракторов 4К2 сцепной вес меняется в зависимости от нагрузки на крюке и определяется по формуле:

$$G_{cy} = G_{2ct} + \frac{P_{kp} h_{kp} + M_f}{L} \text{ кг.}$$

Принимая приближенно $M_f = P_f h_{kp}$, имеем

$$G_{cy} = \left(\frac{2}{3} g m_{\min} + 0,5 g m_{\delta} \right) + \frac{(P_{kp} + P_f) h_{kp}}{L} \text{ кг.} \quad (3.10)$$

В формуле (3.10) первый член представляет собою весовую нагрузку G_{2ct} , передаваемую ведущими колесами при статическом положении трактора, а второй член – догрузку ведущих колес под действием силы тяги на крюке и момента M_f сопротивления качению. Входящий в эту формулу вес G_{δ} балластных грузов берем из тягового расчета, значение L продольной базы трактора из технических характеристик тракторов родственного типа, а высоту точки прицепа принимаем $h_{kp} = 0,4 \dots 0,5$ м.

Зная отношение P_{kp}/G_{cy} , определяем соответствующие им значения величины буксования δ по кривой, выбранной на вспомогательных графиках, применительно к строящейся тяговой характеристик.

Данные о величине G_{cy} , P_{kp}/G_{cy} и δ при разных значениях P_{kp} заносят в таблицу 3.3.

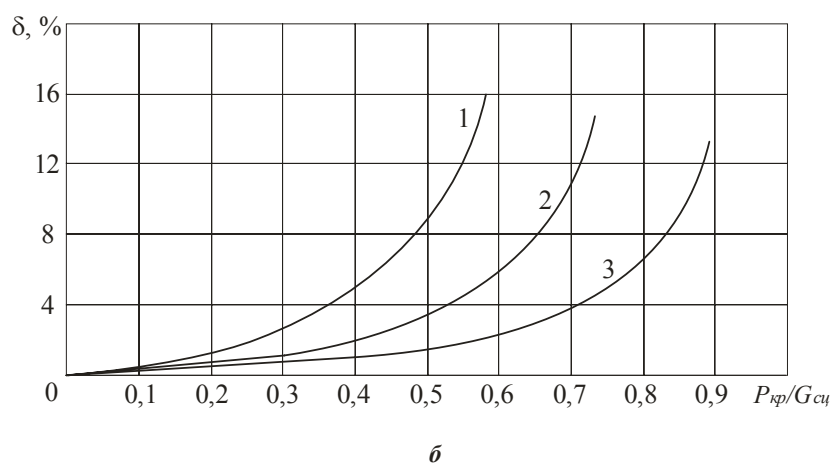
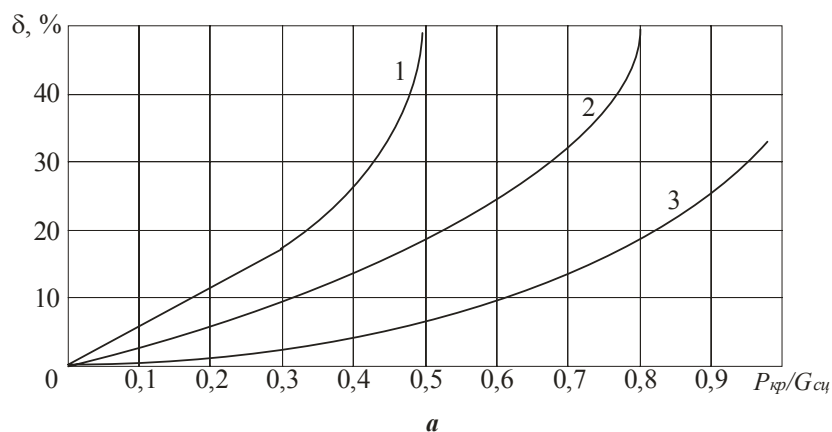


Рисунок 3.2 – Кривые буксования на различных почвенных фонах:
a – у колесных тракторов на почвах плотностью: 1 – поле, подготовленное под посев 0,08 МПа; 2 – стерня – 0,55 МПа; 3 – залежь – 0,35 МПа;
б – у гусеничных тракторов соответственно:
 0,08...0,12 МПа; 0,8...0,10 МПа; 0,25 МПа

Таблица 3.3

$P_{кр}, \text{Н}$	$G_{сц}, \text{Н}$	$P_{кр}/G_{сц}$	δ

По расчетным данным строится кривая $\delta = f(P_{кр})$.

Правильность построения кривой буксования проверяется другим способом, предложенным проф. Б.Я. Гинцбургом. Известно, что величина буксования растет с увеличением силы тяги на крюке $P_{кр}$ и уменьшается с ростом сцепного веса $G_{сц}$. Свойство почвы также влияет на величину буксования. Таким образом,

буксование трактора зависит от отношения $P_{кр}/(\phi_{сц}G_{сц})$, где $\phi_{сц}$ – коэффициент сцепления движителей с почвой. Значения $\phi_{сц}$ для соответствующих почвенных фонов принимаются из таблицы (приложение 7). В курсовой работе тяговая характеристика обычно строится при работе на стерне. Указанное отношение названо параметром относительной силы тяги и обозначается p .

По опытным данным зависимость p от δ представляется в таблице 3.4.

Таблица 3.4

$p = \frac{P_{кр}}{\phi_{сц}G_{сц}}$		0,4	0,6	0,65	0,7	0,8	0,9	1,0
Буксование δ для тракторов	колесные	0,084	0,136	0,152	0,18	0,27	0,46	-
	гусеничные	0,013	0,028	0,036	0,05	0,105	0,24	0,57

Принимая различные значения $P_{кр}$, определяем по формуле (3.10) сцепной вес $G_{сц}$ и, выбрав для заданной почвы коэффициент сцепления $\phi_{сц}$, находим величины p для принятых $P_{кр}$:

$$p = \frac{P_{кр}}{\phi_{сц}G_{сц}}.$$

Используя приведенную таблицу, найдем для подсчитанных значений p соответствующие им величины буксования δ , а затем строим график $\delta = f(P_{кр})$.

В отличие от кривой буксования и тягового КПД все остальные кривые тяговой характеристики строятся отдельно по 8...10 точкам для каждой кривой на каждой передаче.

Необходимые для их построения данные подсчитываются по следующим формулам:

- действительные скорости трактора

$$V = \frac{0,105r_{к}n}{i_{мп}}(1 - \delta) \text{ м/с} \quad (3.11)$$

- тяговые мощности на крюке

$$N_{кр} = P_{кр}V \cdot 10^{-3} \text{ кВт} \quad (3.12)$$

- удельные расходы топлива

$$g_{кр} = \frac{10^3 G_T}{N_{кр}} \quad (3.13)$$

Определение входящих в эти формулы величин производится следующим образом: берем на оси абсцисс ряд точек, изображающих различные тяговые усилия $P_{кр}$, и проводим через них вертикали до пересечения с кривой буксования в верхней части характеристики и с кривыми n и G_T , соответствующими рассматриваемой передаче, в нижней части характеристики. Ординаты точек пересечения определяют искомые значения δ , n и G_T .

Подсчитываем, чему равны V , $N_{кр}$ и $g_{кр}$ при принятых значениях $P_{кр}$ на разных передачах. Полученные данные заносим в таблицу 3.5 и по ним строим соответствующие кривые.

Справа все перечисленные кривые должны заканчиваться в точках, относящихся к значениям $M_{к.мах}$ на соответствующих каждой из передач масштабных шкалах. В зонах от $M_{к.мах}$ до $0,75M_{к.н}$ рекомендуется вести расчеты не меньше чем для 6...8 значений $P_{кр}$, выбирая их таким образом, чтобы возможно точнее установить точки перегиба кривых $N_{кр}$ (значения $N_{кр.мах}$) на каждой передаче. Участки кривых, расположенные левее указанных границ, строим по 3...5 значениям $P_{кр}$ для каждой передачи.

Кривые $g_{кр}$ заканчиваем слева, примерно в точках, соответствующих $0,4 N_{кр.мах}$ на относящихся к ним передачах.

Построение кривой тягового КПД трактора. Если КПД трансмиссии на всех передачах одинаков, то тяговый КПД при данной нагрузке на крюке не зависит от передачи, на которой работает трактор, и на тяговой характеристике должна наноситься одна кривая тягового КПД. При несоблюдении этого условия следовало бы строить кривые тягового КПД отдельно для каждой передачи. При выполнении курсовой работы можно ограничиться, в таком случае, построением кривой тягового КПД только на одной первой передаче.

Тяговый КПД трактора:

$$\eta_{тяг} = \frac{N_{кр}}{N_e} \cdot 100\% . \quad (3.14)$$

В этой формуле $N_{кр}$ – рассматриваемая тяговая мощность трактора, а N_e – рассматриваемая при этом эффективная мощность двигателя. Величина N_e находится путем проектирования взятой точки $N_{кр}$ на соответствующую данной передаче кривую эффективной мощности двигателя в нижней части графика.

Кривая тягового КПД строится для значений $P_{кр}$, охватывающих зону основных эксплуатационных нагрузок, соответствующих тяговому классу рассчитываемого трактора.

Для контроля над правильностью построения тяговой характеристики проверяем полученные значения тягового КПД по формуле:

$$\eta_{тяг} = \eta_{тр} \frac{P_{кр}}{P_{кр} + P_f} (1 - \delta) \cdot 100\% . \quad (3.15)$$

Результаты расчетов теоретической тяговой характеристики трактора заносятся в таблицу 3.5.

В случае, если значения $\eta_{тяг}$, рассчитываемое по зависимости (3.14) отличается от значений, рассчитанных по зависимости (3.15) более чем на 4...5%, расчет подвергается повторному контролю и уточнению.

Таблица 3.5

Передача	Тяговое усилие $P_{кр}$, Н	Скорости движения м/с		Мощность кВт		Расход топлива		Тяговый КПД $\eta_{тяг}$		Буксование δ
		V_m	V	N_e	$N_{кр}$	G_m кг/ч	$g_{кр}$ г/кВт·ч	по ф-ле (3.14)	по ф-ле (3.15)	

3.1.10 Анализ тяговой характеристики трактора

После построения делается анализ тяговой характеристики трактора с объяснением характера изменения и указанием значений в наиболее характерных точках по каждому показателю.

Пример анализа образца тяговой характеристики трактора.

1. По мере роста тягового усилия трактора крюковая мощность пропорционально увеличивается от 0 до $N_{кр.мах} = \dots$ кВт на первой передаче и $N_{кр.мах} = \dots$ кВт на высшей (четвертой, пятой ...) передаче. Эти значения примерно соответствуют (отличаются на ...%) от $P_{кр.н} = \dots$ кН, т.е. номинального тягового усилия для данного тягового класса трактора. Это усилие трактор должен развивать на ... нормальной влажности и средней твердости ... МПа; при этом буксование движителей трактора не должно превышать ... %. Указывается тип трактора, полученная величина δ , почвенный фон и его характеристики.

При увеличении тягового усилия свыше ... кН мощность на крюке уменьшается. В данном случае двигатель работает на перегрузочных режимах, частота вращения вала двигателя снижается, и скорость движения трактора резко уменьшается. И хотя усилие на крюке растет, но так как скорость движения уменьшается более интенсивно, произведение $P_{кр} \cdot V$ уменьшается, т.е. уменьшается мощность на крюке.

2. Буксование движителей по мере роста медленно увеличивается, достигает при номинальном тяговом усилии ...%. Это не превышает (превышает на ...%) допустимое (нормируемое) значение, равное ...%, что говорит о достаточно хороших (удовлетворительных) сцепных свойствах трактора. С ростом $P_{кр}$ свыше номинального значения буксование быстро растет из-за ухудшения тягово-сцепных свойств трактора и при $P_{кр} = \dots$ кН достигает ... %.

3. Часовой расход топлива G_T по мере загрузки трактора увеличивается от ... кг/ч на холостом ходу до ... кг/ч при номинальной силе тяги на крюке. При дальнейшем увеличении $P_{кр}$ расход топлива уменьшается до ... кг/ч, т.к. уменьшается мощность на крюке до $N_{кр} = \dots$ кВт.

4. Удельный (крюковой) расход топлива $g_{кр}$ по мере загрузки двигателя уменьшается от ∞ на холстом ходу до ... г/кВт·ч при номинальном тяговом усилии. С дальнейшим увеличением усилия на крюке удельный расход топлива увеличивается до ... г/кВт·ч из-за уменьшения мощности и перегрузочных режимов работы двигателя на корректорной ветви регуляторной характеристики. Минимальный удельный (крюковой) расход топлива $g_{кр.min}$ составил ... г/тяг.кВт·ч при тяговом усилии $P_{кр} = \dots$ кН, что соответствует (не совсем соответствует) аналогичному показателю, достигнутому на современных сельскохозяйственных тракторах.

Повышенный удельный расход топлива на холстом ходу и перегрузочном режиме работы двигателя объясняется неэкономичностью работы на данных режимах.

5. Тяговый КПД трактора $\eta_{тяг}$ по мере загрузки трактора увеличивается, достигает максимального значения, равного ... % при номинальной силе тяги на крюке, а затем уменьшается.

Зона оптимальных значений тягового КПД, равных ... достигается при изменении $P_{кр}$ в диапазоне ... кН.

3.2 Опорные свойства и проходимость трактора

Опорные свойства трактора в той или иной мере влияют на показатели тягово-сцепных (сцепной вес, коэффициенты сцепления с грунтом, сопротивления качению и буксования) и агротехнических свойств (степень уплотнения почвы, урожайность сельскохозяйственных культур), а также проходимость (давление на почву, глубина колеи). При этом большинство из перечисленных показателей при работе с навесными и прицепными машинами и орудиями зависит, прежде всего, от величины нормальных реакций почвы на колеса трактора (нагруженности колес) или положения центра давления гусеничного трактора и распределения нормальных реакций почвы по длине опорной поверхности гусениц.

3.2.1 Определение нормальных реакций почвы на передние и задние колеса трактора при работе с прицепными машинами

Нормальные реакции дороги на колеса трактора могут иметь разные значения в зависимости от внешних сил и моментов, действующих во время работы. Величина этих реакций определяет степень нагруженности колес и оказывает существенное влияние на тягово-сцепные и тормозные свойства, продольную устойчивость и управляемость, а также на нагруженность трансмиссии.

Рассмотрим возможный общий случай, когда трактор с прицепом движется ускоренно на подъем под углом α к горизонту (рисунок 3.3).

Трактор с задними ведущими и передними ведомыми колесами

Для простоты чертежа колеса трактора представлены на рисунке их теоретическими окружностями с радиусами r_k у ведущих и радиусами r_n ведомых колес.

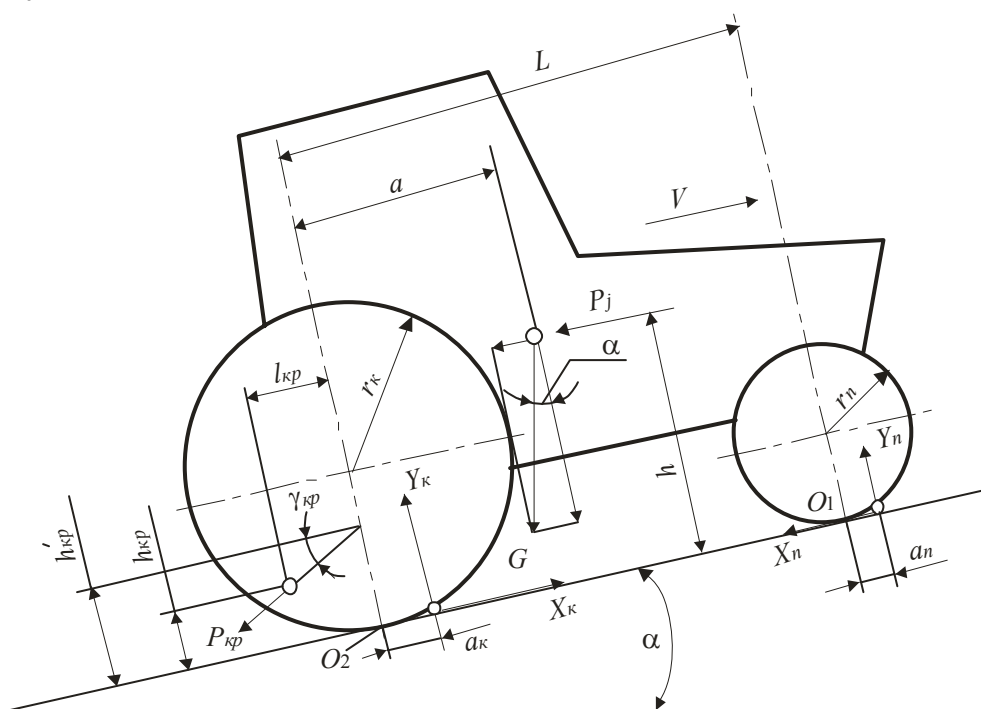


Рисунок 3.3 – Внешние силы, действующие на трактор в продольной плоскости в общем случае движения с прицепной машиной

При прямолинейном движении трактора на него действуют в продольной плоскости следующие внешние силы и реакции.

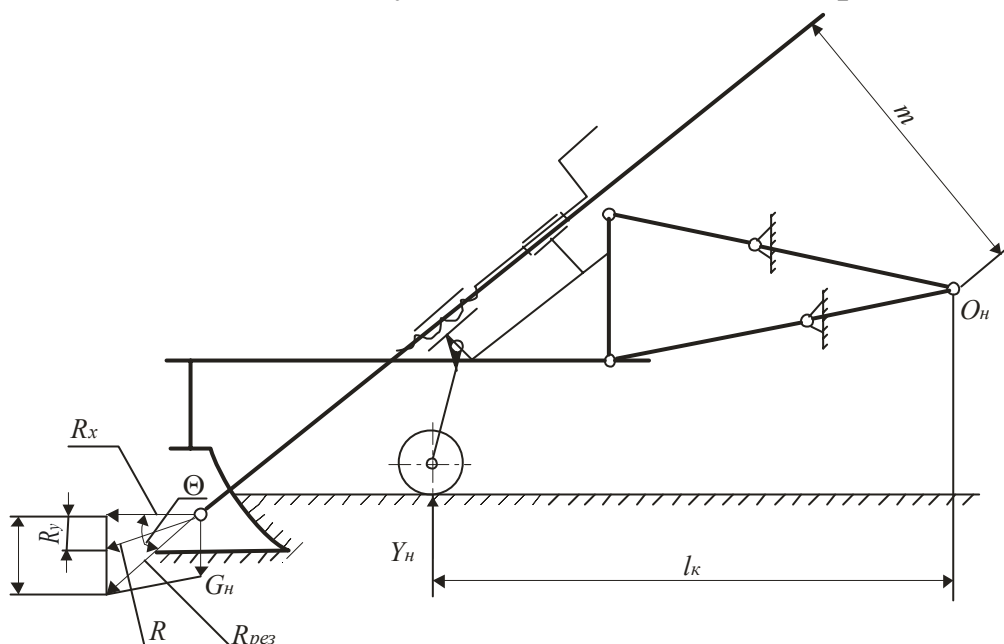


Рисунок 3.4 – Силы, действующие на навесную машину в продольной плоскости во время работы

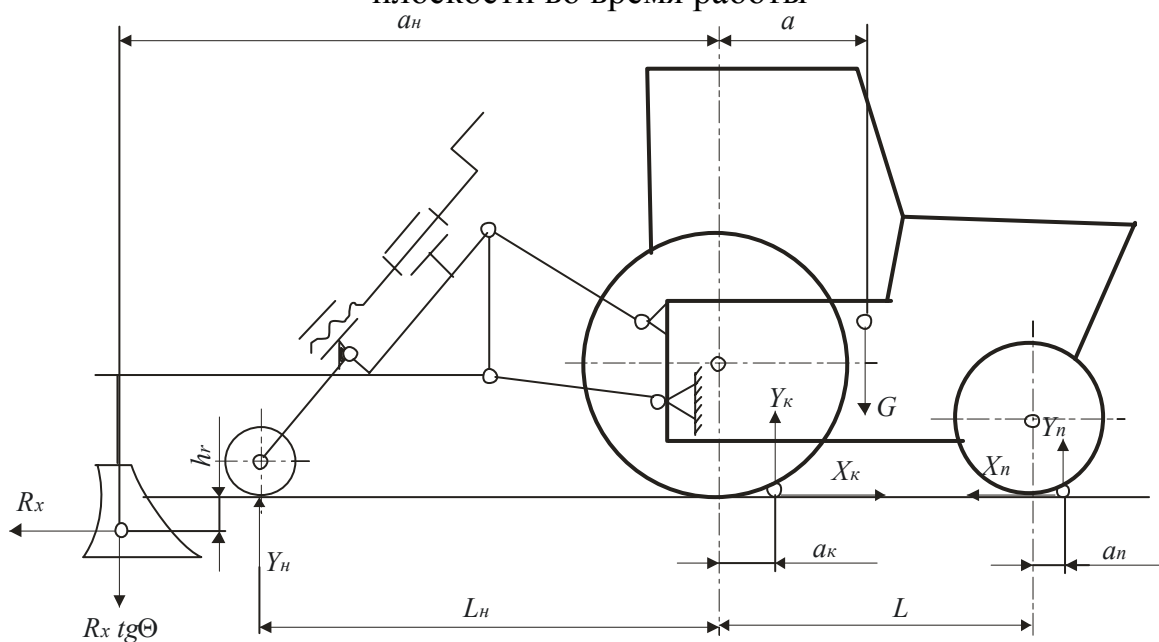


Рисунок 3.5 – Силы, действующие на навесной агрегат в продольной плоскости при установившейся работе на горизонтальном участке

1. Вес трактора G . Он приложен в центре тяжести трактора. Положение центра тяжести зафиксировано на схеме двумя координатами: продольной a и вертикальной h ; первая из них определяет расстояние от центра тяжести до прямой, проведенной через геометрическую ось ведущих колес перпендикулярно поверхности пути; вторая – расстояние от центра тяжести до опорной поверхности колес.

2. Нормальные реакции опорной поверхности: Y_k – на ведущие колеса, Y_n – на ведомые; реакция Y_k смещена на расстояние a_k , а реакция Y_n – на расстояние a_n от прямых, проведенных через оси соответствующих колес перпендикулярно их опорной поверхности.

3. Реакции опорной поверхности, параллельные поверхности пути: действующая по направлению движения толкающая сила X_k , приложенная на расстоянии r_k от геометрической оси ведущих колес, и действующая против направления движения реакция X_n , приложенная на расстоянии r_n от геометрической оси ведомых колес.

4. Тяговое сопротивление $P_{кр}$, приложенное в точке прицепа, находящейся на высоте $h_{кр}$ от опорной поверхности; в общем случае тяговое сопротивление направлено под углом $\gamma_{кр}$ к этой поверхности.

5. Суммарная сила инерции P_j поступательно движущихся масс трактора, возникающая при неравномерной скорости движения.

В продольной плоскости действуют еще касательные силы инерции колес и вращающихся деталей трансмиссии, сидящих на поперечных валах. Моментами, создаваемыми указанными касательными силами инерции, а также сопротивлением воздуха пренебрегаем ввиду их относительно небольшого влияния на общую динамику трактора.

Для удобства дальнейших вычислений перенесем силу тягового сопротивления $P_{кр}$ по направлению ее действия до пересечения с плоскостью, проходящей через ось ведущих колес нормально к опорной поверхности. Новую точку приложения тягового сопротивления назовем условной точкой прицепа. Высота ее над опорной поверхностью $h_{кр}$ определяется из соотношения:

$$h'_{кр} = h_{кр} + l_{кр} \operatorname{tg} \gamma_{кр},$$

где $l_{кр}$ – продольное расстояние от действительной точки прицепа до оси ведущих колес.

Угол $\gamma_{кр}$ условимся считать положительным, когда линия тягового сопротивления наклонена вниз по направлению к опорной поверхности, и отрицательным, когда она наклонена вверх. На рассматриваемой схеме принят первый случай.

Чтобы определить нормальную реакцию дороги Y_n , действующих на передние колеса, составим уравнение моментов всех сил, показанных на рисунке 3.3, относительно точки O_2 , в которой толкающая сила X_k пересекается с нормалью к опорной поверхности, проведенной через геометрическую ось ведущих колес. Уравнение моментов имеет следующий вид:

$$Y_n(L + a_n) + Y_k a_k + G \sin \alpha h + P_j h + P_{кр} \cos \gamma_{кр} h_{кр} - G \cos \alpha a = 0,$$

где L – продольная база трактора.

Заменим в приведенном уравнении произведения $Y_k a_k$ и $Y_n a_n$ соответствующими моментами сопротивления качению M_{jk} и M_{jn} ведущих и ведомых колес. Учитывая далее, что $M_{jk} + M_{jn}$ представляет собой момент сопротивления качению всего трактора, который условимся обозначать через M_f , получим следующую формулу для определения реакции Y_n :

$$Y_n = \frac{G \cos \alpha a - (G \sin \alpha + P_j) h - P_{кр} h'_{кр} - M_f}{L}. \quad (3.16)$$

Здесь, как и всюду дальше, принимаем $\cos \gamma_{кр} = 1$.

Нормальную реакцию опорной поверхности Y_k можно определить, написав уравнение проекций действующих сил на поперечную плоскость, перпендикулярную поверхности пути: $Y_n + Y_k = G \cos \alpha + P_{кр} \sin \gamma_{кр}$. Подставив сюда вместо реакции Y_n ее значение из уравнения (3.16), получаем следующую формулу:

$$Y_k = \frac{G \cos \alpha (L - a) + (G \sin \alpha + P_j) h + P_{кр} h'_{кр} + M_f}{L} + P_{кр} \sin \gamma_{кр}. \quad (3.16, a)$$

Если рассматривается движение под уклон, то угол α имеет отрицательное значение и член $G\sin\alpha$ должен входить в уравнение (3.16а) со знаком минус. Сила инерции P_j также может иметь в уравнениях разный знак; при замедленном движении (например, в случае торможения машины) ее нужно брать со знаком минус.

При установившемся движении трактора с прицепом на горизонтальном участке реакции Y_n и Y_k имеют следующие значения:

$$\left. \begin{aligned} Y_n &= \frac{Ga - P_{kp}h'_{kp} - M_f}{L}; \\ Y_k &= \frac{G(L - a) + P_{kp}h'_{kp} + M_f}{L} + P_{kp} \sin \gamma_{kp}. \end{aligned} \right\} \quad (3.16, б)$$

Назовем реакции Y_n и Y_k , действующие на колеса трактора, когда он стоит неподвижно без прицепа на горизонтальной площадке, статическими реакциями и будем обозначать их $Y_{n.cm}$ и $Y_{k.cm}$. Приравняв в предыдущем уравнении нулю все силы и моменты, отпадающие в рассматриваемом случае, получаем:

$$\left. \begin{aligned} Y_{n.cm} &= G \frac{a}{L}; \\ Y_{k.cm} &= G \frac{L - a}{L}. \end{aligned} \right\} \quad (3.17)$$

Сравнение значений реакций Y_n и Y_k , действующих на передние и задние колеса трактора при различных условиях, показывает, что они не остаются постоянными. Если трактор движется без прицепа или если линия тягового сопротивления параллельна поверхности пути, то изменение реакций Y_n и Y_k происходит в результате перераспределения нормальных нагрузок между передними и задними колесами; снижение нагрузки на передние колеса вызывает такое же увеличение нагрузки на задние колеса, и наоборот; сумма Y_n и Y_k остается равной $G\cos\alpha$. При наклоне линии тягового сопротивления к поверхности пути изменение реакций Y_n и Y_k происходит не только в результате перераспределения нормальных нагрузок между колесами, но и в результате того, что в этом случае

$$Y_n + Y_k = G \cos \alpha + P_{kp} \sin \gamma_{kp}.$$

Для более наглядного представления о том, как распределяются нормальные реакции между передними и задними колесами при различных условиях движения, и для возможности сравнения в этом отношении различных тракторов вводятся удельные измерители значений Y_n и Y_k . Назовем отношение Y_n/G коэффициентом нагрузки передних колес, а отношение Y_k/G коэффициентом нагрузки задних колес и будем обозначать эти отношения соответственно через λ_n и λ_k . Значения λ_n и λ_k могут быть определены по приведенным выше формулам для подсчета реакций Y_n и Y_k . В частности, при установившемся движении трактора с прицепом на горизонтальном участке коэффициенты λ_n и λ_k имеют следующие значения:

$$\left. \begin{aligned} \lambda_n &= \frac{a}{L} - \frac{P_{kp} h'_{kp} + M_f}{GL} = \lambda_{n.cm} - \frac{P_{kp} h'_{kp} + M_f}{GL}; \\ \lambda_k &= \frac{L-a}{L} + \frac{P_{kp} (h'_{kp} + L \sin \gamma_{kp}) + M_f}{GL} = \\ &= \lambda_{k.cm} + \frac{P_{kp} (h'_{kp} + L \sin \gamma_{kp}) + M_f}{GL}. \end{aligned} \right\} \quad (3.18)$$

В этих формулах $\lambda_{n.cm} = \frac{a}{L}$ и $\lambda_{k.cm} = \frac{L-a}{L}$ — значения коэффициентов нагрузки передних и задних колес при статическом положении трактора. Величина λ_n имеет значение для суждения об управляемости трактора; величина λ_k у трактора с задними ведущими колесами характеризует сцепной вес

На распределение нормальных нагрузок между передними и задними колесами существенное влияние оказывает продольная координата центра тяжести трактора. У колесных тракторов с задними ведущими колесами центр тяжести располагается ближе к задним колесам с таким расчетом, чтобы $Y_{k.cm} \approx (0,65 \dots 0,70)G$. Уменьшение веса, приходящегося на задние колеса, ухудшает сцепные качества трактора; уменьшение веса, передаваемого передним колесам, отрицательно сказывается на его управляемости и

продольной устойчивости. У самоходных шасси на передние колеса передается значительно меньшая часть веса ($Y_{n.cm} \approx 0,2G$), поскольку имеется в виду, что при размещении на раме шасси навесных машин центр тяжести агрегата переместится вперед.

Конструктивные параметры трактора также оказывают влияние на перераспределение нормальных нагрузок между передними и задними колесами. Чем короче продольная база трактора и чем выше у него расположен центр тяжести и условная точка прицепа, тем при прочих равных внешних условиях резче происходит перераспределение.

3.2.2 Определение нормальных реакций почвы на колеса трактора при работе с навесными сельскохозяйственными машинами

При определении нормальных реакций почвы на передние и задние колеса трактора с работающей навесной машиной можно представить реакции почвы, действующие на рабочие органы навесной машины, реакцией R , расположенной в продольно-вертикальной плоскости (рисунок 3.4). Величина, направление и точка приложения реакции R зависят от характера выполняемой сельскохозяйственной операции, почвенных условий, конструкции машины, состояния ее рабочих органов и ряда других факторов. По имеющимся экспериментальным данным, у основных почвообрабатывающих машин при работе с трактором К-701 тяговое сопротивление R_x составляет 40..45 кН, К-700 – 34..39 кН, Т-150/150К – 26..36 кН; МТЗ-80/82 – 8,5..14 кН.

Точка приложения реакции R лежит примерно в вертикальной плоскости, проходящей через центр тяжести машины. Кроме того, по природе реакции R точка ее приложения должна находиться в зоне действия рабочих органов, т.е. где-то между необработанной поверхностью поля и дном борозды. Сложив реакцию R с весом машины G_n , получаем результирующую силу $R_{рез}$, наклоненную под

углом θ к горизонту. Разложим ее на две составляющие: горизонтальную R_x и вертикальную $R_x \operatorname{tg} \theta = G_n + R_y$, где R_y – результирующая всех вертикальных реакций почвы, действующих на рабочие органы машины; реакция R_y может быть положительной, т.е. направлена вниз, и отрицательной, т.е. направлена вверх.

Величина нормальной реакции почвы Y_n на опорные колеса навесной машины может быть определена из условия равновесия машины относительно ее мгновенного центра вращения O_n , который находится на приведенной схеме в точке пересечения тяг навесного устройства. Пренебрегая сопротивлением качению опорных колес, имеем следующее уравнение моментов относительно центра O_n :

$$R_{рез} m = Y_n l_k,$$

где m и l_k – соответственно плечи сил $R_{рез}$ и Y_n относительно мгновенного центра вращения навесной машины. Отсюда

$$Y_n = \frac{R_{рез} m}{l_k}. \quad (3.19)$$

Произведение $R_{рез} m$ называется заглубляющим моментом навесной машины. Устойчивая работа возможна в том случае, когда заглубляющий момент имеет положительное значение.

Из формулы (3.19) следует, что нагрузка на опорные колеса навесной машины зависит от величины заглубляющего момента, которая определяется при данной силе $R_{рез}$ положением мгновенного центра вращения O_n , и от того, где установлены опорные колеса. Чем больше расстояние между опорными колесами и центром O_n , тем меньшее влияние может оказать на нагрузку колес перемещение их в практически возможных пределах вперед или назад. Когда центр O_n уходит в бесконечность, т.е. при параллельности верхней и нижних тяг навесного устройства, величина реакции Y_n , не зависит от положения опорных колес и определяется уравнением:

$$Y_n = R_x \operatorname{tg} \theta \pm R_x \operatorname{tg} \psi = R_x (\operatorname{tg} \theta \pm \operatorname{tg} \psi), \quad (3.20)$$

где ψ – угол наклона к горизонту тяг навесного устройства.

Знак плюс перед $tg\psi$ соответствует наклону тяг навесного устройства вверх от горизонталей, проведенных через их шарниры на тракторе, а знак минус – наклону их вниз.

При параллельности тяг навесного устройства нормальную нагрузку на опорные колеса навесной машины можно регулировать, меняя наклон тяг к горизонту. Если тяги наклонены вверх, то нагрузка на опорные колеса больше, чем результирующая вертикальная сила $R_x tg\theta = G_n + R_y$, действующая на машину. Если тяги наклонены вниз, то опорные колеса воспринимают лишь часть вертикальных нагрузок, действующих на машину; остальная их часть передается на трактор; чем больше при этом угол наклона тяг, тем меньше нагружены опорные колеса.

Определим теперь, чему равны нормальные реакции почвы на колеса трактора при работе с навесной машиной. Примем, что машина снабжена опорными колесами и навешена на трактор сзади, что работа производится на горизонтальном участке и движение агрегата имеет установившийся характер. На рисунке 3.5 нанесены силы, действующие в этом случае на навесной агрегат в продольной плоскости. Все они были рассмотрены выше, и поэтому приведенная схема не нуждается в пояснениях.

Составив уравнение моментов действующих сил относительно точки O_2 и уравнение их проекций на вертикальную ось, находим, что нормальные реакции Y_n и Y_k на передние и задние колеса трактора имеют следующие значения:

$$Y_n = \frac{Ga - R_x tg\theta \cdot a_n + Y_n L_n - M_f}{L} = Y_{n.cm} - \frac{R_x tg\theta \cdot a_n + M_f - Y_n L_n}{L}; (3.21, a)$$

$$\begin{aligned} Y_k &= \frac{G(L - a) + R_x tg\theta(L + a_n) - Y_n(L + L_n) + M_f}{L} = \\ &= Y_{k.cm} + \frac{R_x tg\theta(L + a_n) + M_f - Y_n(L + L_n)}{L} \end{aligned} \quad (3.21, б)$$

где L_n – продольная база навесной машины – расстояние от оси опорных колес машины до оси ведущих колес трактора.

При выводе формул (3.21) мы пренебрегли моментом $R_x h_r$, образуемым реакцией R_x относительно опорной поверхности колес трактора, ввиду малости плеча h_r , на котором она действует.

Следует иметь в виду, что входящая в формулы (3.21 а и б) продольная координата a_n центра тяжести навесной машины несколько меняется в зависимости от положения машины по высоте; в частности, при работе она больше, чем в транспортном положении.

Суммарная вертикальная реакция почвы на колеса трактора $Y_n + Y_k = G + R_x \operatorname{tg} \theta - Y_n$, т.е. за счет силового воздействия навесных машин она на $R_x \operatorname{tg} \theta - Y_n$ больше веса трактора. Как видно из этого соотношения, величина догрузки трактора зависит при заданных внешних условиях от нагрузки Y_n , передаваемой опорными колесами навесной машины. Уменьшение нагрузки на опорные колеса увеличивает общую догрузку трактора, повышает его сцепной вес и снижает тяговое сопротивление навесной машины. В то же время при чрезмерной разгрузке опорных колес ход навесной машины становится неустойчивым, равномерность глубины обработки нарушается, может происходить выглубление рабочих органов. В связи с этим возникает необходимость в корректировании нагрузок на опорные колеса навесного агрегата в соответствии с условиями работы.

Определив нагрузки на опорные колеса трактора с прицепной и навесной машиной (в соответствии с заданием) по наибольшей из них окончательно подбирают размеры колес, пользуясь сведениями из приложения 9.

Если в задании указывается тип трактора гусеничный, определяются показатели опорных свойств, включая значения давлений под опорной поверхностью, смещения центра давления, длина и ширина опорной поверхности гусениц и др.

Расчеты ведутся в такой последовательности. Прежде всего, исходя из максимальной массы $m_{\max}$ трактора, определенной ранее, определяют среднее давление q_{cp} под опорной поверхностью гусениц из зависимости

$$q_{cp} = \frac{m_{\max} g}{2 \cdot 10^6 b L_{гус}},$$

где $L_{гус}$ – длина опорной поверхности каждой гусеницы, м; b – ширина звена гусеницы, м.

У большинства сельскохозяйственных тракторов среднее давление на почву находится в пределах $q_{cp} = 0,035 \dots 0,06$ МПа; у болотоходных модификаций, выпускаемых на базе обычных сельскохозяйственных тракторов, $q_{cp} = 0,02 \dots 0,03$ МПа, у специальных болотоходных и мелиоративных тракторов $q_{cp} = 0,05 \dots 0,015$ МПа. Для сравнения укажем, что у человека, когда он при движении опирается на землю одной ногой $q_{cp} = 0,03 \dots 0,04$ МПа.

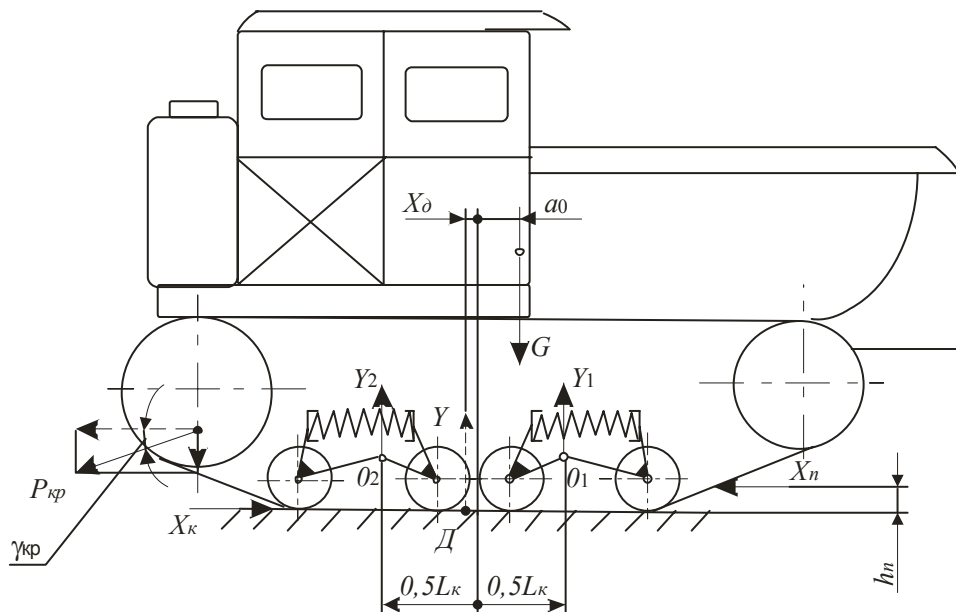


Рисунок 3.6 – Схема внешних сил и реакций, действующих на трактор с двухопорной балансирной подвеской при установившемся движении с силой тяги на крюке

В зависимости от модификации гусеничного трактора, указанной в задании, выбирается величина давления под опорной поверхностью q_{cp} .

Тогда площадь опорной поверхности гусениц

$$F = b \cdot L_{\text{гус}} = \frac{m_{\text{max}} g}{2 \cdot 10^6 \cdot q_{\text{ср}}} \text{ м}^2$$

Выбрав значение b ширины звена гусеницы из ряда: 0,4...0,5м – для сельскохозяйственных тракторов общего назначения, 0,7...0,9м – для болотоходных и 0,95...1,2м – для мелиоративных, определяем длину опорной поверхности гусениц:

$$L_{\text{гус}} = F / b \text{ м.}$$

В действительности, однако, распределение давлений гусениц на почву чаще всего бывает неравномерным. На последнее обстоятельство, прежде всего, влияет положение центра давления гусеничного трактора (ЦДГТ), под которым понимается точка приложения результирующей нормальных реакций почвы, действующих на опорную поверхность. В общем случае центр давления не совпадает со серединой опорной длины гусениц. Продольное расстояние $X_{\text{д}}$ от указанной середины до центра давления назовем смещением центра давления (рисунок 3.6).

Чтобы установить значение величины $X_{\text{д}}$ смещения центра давления, запишем уравнение моментов, действующих на трактор внешних сил и реакций относительно центра давления Д:

$$G \cos \alpha (X_{\text{д}} + a_0) - (G \sin \alpha + P_j) h - P_{\text{кр}} h'_{\text{кр}} - X_n h_n - P_{\text{кр}} \sin \gamma_{\text{кр}} (a - a_0 - X_{\text{д}}) = 0,$$

где a – продольная координата центра тяжести трактора относительно геометрической оси ведущих колес гусениц; a_0 – продольный вынос центра тяжести трактора относительно середины опорной длины гусениц; a_0 имеет положительное значение, если центр тяжести вынесен вперед, и отрицательное значение, если он смещен назад; h и $h'_{\text{кр}}$ – соответственно вертикальные координаты центра тяжести трактора и условной точки прицепа; h_n – плечо составляющей лобового сопротивления X_n .

Из приведенного уравнения находим, что в рассматриваемом случае прямолинейного движения центр давления трактора смещается относительно середины опорной длины гусениц на величину:

$$X_{\partial} = \frac{(G \sin \alpha + P_j)h + P_{кр} (h'_{кр} + a \sin \gamma_{кр})}{G \cos \alpha + P_{кр} \sin \gamma_{кр}} - a_0.$$

При определении величины X_{∂} мы пренебрегли членом $X_n h_n$ ввиду малости плеча h_n .

Преобразуя полученное уравнение применительно к работе на горизонтальном участке с равномерной скоростью, получаем:

$$X_{\partial} = \frac{P_{кр} (h'_{кр} + a \sin \gamma_{кр})}{G + P_{кр} \sin \gamma_{кр}} - a_0.$$

Значительное смещение центра давления нежелательно: оно ухудшает сцепление гусениц с почвой и увеличивает сопротивление качению.

Навесные машины оказывают на трактор более сложное и разнообразное силовое воздействие, чем прицепные. Влияние их на положение центра давления трактора при переезде в поднятом состоянии и при выполнении тех или иных работ можно определить, используя методику, изложенную в предыдущей главе при анализе общей динамики колесных тракторов с навесными машинами. Нужно лишь оговорить, что у гусеничных навесных агрегатов нагрузка на опорные колеса навесных машин должна корректироваться с учетом положительного влияния, оказываемого ею на положение центра давления, т.е. таким образом, чтобы смещение центра давления трактора не выходило за допустимые пределы, а суммарное сопротивление качению трактора и опорных колес машины было бы минимальным.

На положение центра давления трактора наряду с другими факторами оказывают влияние величина и знак продольного вылета центра тяжести, поэтому выбирать положение центра тяжести трактора нужно исходя из его назначения и силового воздействия, ока-

зываемого на трактор основными машинами, для работы с которыми он предназначен.

У сельскохозяйственных тракторов, для которых наиболее характерны работы с тяговой нагрузкой на крюке и с навесными машинами, размещаемыми сзади трактора, центр тяжести обычно располагают несколько впереди середины опорных поверхностей гусениц, на расстоянии $a_0 \approx (0,05 \dots 0,08)L_{гус}$. На гусеничных тракторах промышленного типа, широко используемых для выполнения землеройных работ, основные виды землеройного оборудования (бульдозеры, скреперы и т.д.) навешиваются впереди трактора, поэтому у промышленных тракторов центр тяжести стремятся сместить назад от середины опорных поверхностей гусеницы; величина смещения обычно находится в пределах $a_0 \approx -(0,02 \dots 0,05)L_{гус}$.

3.2.3 Распределение нормальных реакций почвы по длине опорной поверхности гусениц

Положение центра давления определяет точку приложения результирующей нормальных реакций почвы. Что касается распределения их по длине опорной поверхности гусениц, то оно, помимо положения центра давления, зависит еще в существенной степени от почвенных условий и от конструкции гусеничного движителя (в частности, от числа и расположения опорных катков).

Опытами установлено, что гусеницы передают давление на почву отдельными активно-опорными участками, группирующимися вокруг каждого опорного катка. В тех случаях, когда катки расставлены настолько часто, что почти каждое звено гусеницы, лежащее на земле, находится под их непосредственным воздействием, активно-опорной поверхностью является вся опорная поверхность гусеницы. По имеющимся экспериментальным данным, это достигается в том случае, если отношение шага катков, т.е. расстояние t_k между осями смежных катков, к шагу звена гусеницы $l_{зв}$ находится в пределах $t_k:l_{зв} \leq 1,5 \dots 1,7$. Такие соотношения обычно

выдерживаются у тракторов сельскохозяйственного типа с полужесткой системой подвески остова и с большим шагом звена. В теории трактора допускается, что эпюра нормальных давлений на почву имеет в этих случаях линейный характер. Такое допущение является приближенным, так как в действительности максимальные давления концентрируются в зоне, расположенной вокруг центра давления, и величина их уменьшается по мере приближения к краям опорной поверхности.

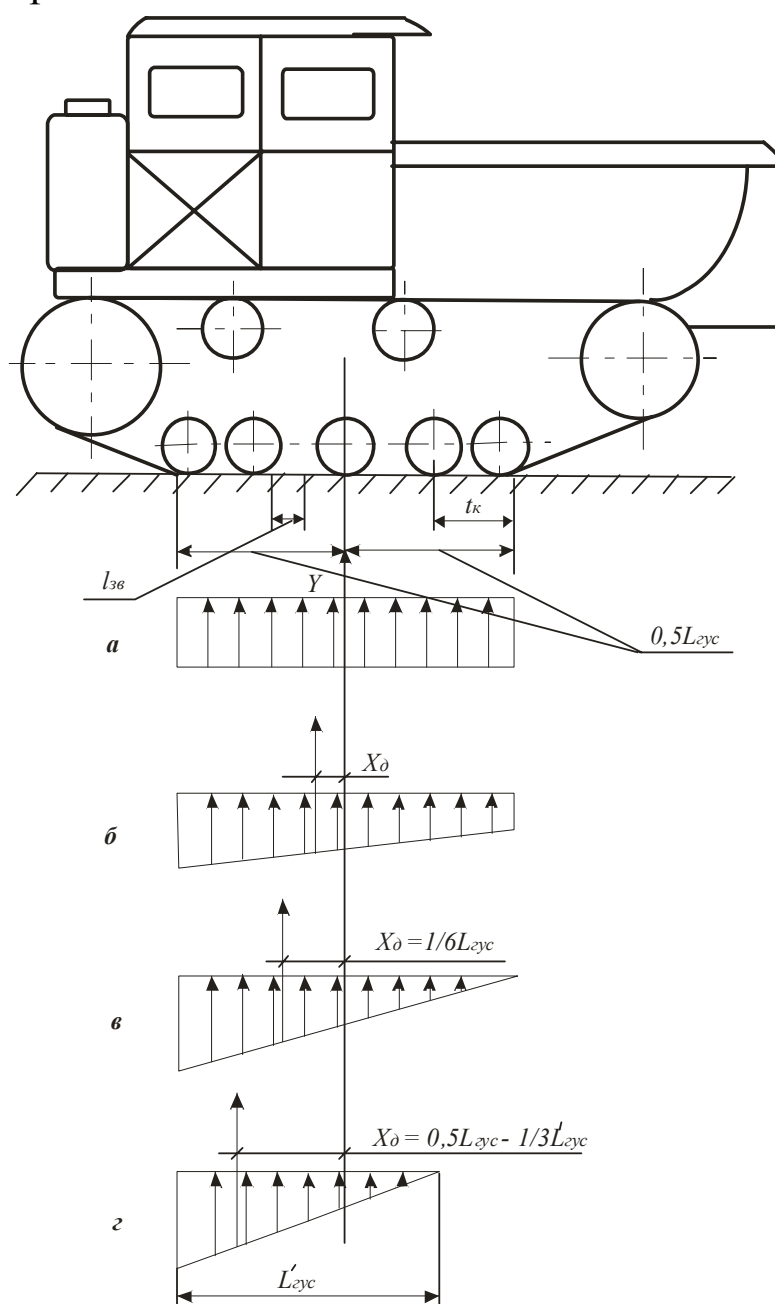


Рисунок 3.7 – Виды эпюр давлений тракторов с полужесткой подвеской при различном положении центра давлений

При указанном допущении эпюры могут принимать в зависимости от положения центра давления трактора следующие формы, показанные на рисунке 3.7 и обозначенные там соответствующими буквами:

- а) прямоугольную; такая эпюра характеризует равномерное распределение нормальных реакций почвы по всей длине опорной поверхности гусениц;
- б) трапециевидную; при такой эпюре нормальные реакции почвы распределяются по длине опорной поверхности гусениц неравномерно;
- в) треугольную с вершиной в передней кромке опорной поверхности гусениц; это крайняя форма неравномерной эпюры, при которой в передаче давлений на почву участвуют еще вся опорная поверхность гусениц;
- г) треугольную с вершиной, расположенной между крайними кромками опорной поверхности гусениц. При такой эпюре в передаче давлений на почву участвует лишь часть опорной поверхности гусениц.

Очевидно, что результирующая нормальная реакция почвы должна проходить через центр тяжести фигуры, изображающей эпюру. Поэтому если известна эпюра, то можно определить положение центра давления трактора, и, наоборот, по положению центра давления можно судить об эпюре.

При прямоугольной эпюре центр давления трактора располагается посередине опорной поверхности гусениц, т.е. величина смещения центра давления трактора равна в этом случае нулю.

Трапециевидной эпюре соответствует смещенное положение центра давления, причем величина смещения в зависимости от степени наклона эпюры может иметь разные значения, вплоть до максимального значения $X_0 = \frac{L_{гус}}{6}$. Когда смещение центра давления достигнет указанной максимальной величины, эпюра превращается из трапеции в треугольник. Действительно, центр тяжести тре-

угольника расположен на расстоянии $1/3$ высоты от основания, т.е. на расстоянии

$$X_{\partial} = 0,5L_{\text{гус}} - \frac{L_{\text{гус}}}{3} = \frac{L_{\text{гус}}}{6}.$$

Назовем отношение $X_{\partial}/L_{\text{гус}}$ коэффициентом смещения центра давления гусеничного трактора и будем обозначать его буквой ν_{∂} .

Значение $\nu_{\partial} = 1/6$ можно считать предельно допустимой величиной коэффициента смещения центра давления, так как при превышении этой величины часть опорной поверхности гусениц перестает принимать участие в передаче давлений на почву.

Обозначим длину используемой опорной поверхности гусениц при $\nu_{\partial} > 1/6$ через $L'_{\text{гус}}$. Как видно из нижней эпюры (рис 3.7з), в этом случае

$$X_{\partial} = 0,5L_{\text{гус}} - \frac{L'_{\text{гус}}}{3},$$

откуда

$$L'_{\text{гус}} = 3(0,5L_{\text{гус}} - X_{\partial}).$$

Наклон эпюр при неравномерном распределении нормальных реакций почвы по длине опорной поверхности гусениц возможен не только в направлении, показанном на рисунке 3.7, но и в обратном направлении, если центр давления смещен вперед от середины опорной поверхности гусениц.

Коэффициент смещения центра давления является основным показателем, характеризующим распределение нормальных давлений гусениц на поверхность почвы; чем он меньше, тем при прочих одинаковых условиях равномерней эпюра нормальных давлений.

Если отношение шага опорных катков к шагу звена гусеницы превышает указанные выше пределы $1,5 \dots 1,7$, то линейный закон распределения нормальных нагрузок на опорные поверхности гусениц становится неприемлемым. Это подтверждается экспериментальными эпюрами, приведенными на рисунке 3.8. Эпюры были получены при исследованиях сельскохозяйственного трактора типа

ДТ-75, у которого $t_k/l_{36} = 3,4$ (схема *а*), гусеничного транспортного тягача с отношением $t_k/l_{36} = 4,5 \dots 6,0$ (схема *б*), и полугусеничного движителя, установленного на колесном тракторе. Все эпюры относятся к движению холостым ходом.

Полученные эпюры, несмотря на разные объекты испытаний и неодинаковые условия, и методику проведения опытов показывают, что при больших значениях отношения t_k/l_{36} передача нормальных давлений осуществляется не всей опорной поверхностью гусениц, а отдельными участками, состоящими из звеньев, расположенных непосредственно под опорными катками, при некотором участии соседних звеньев. В зоне непосредственного воздействия опорных катков возникают отчетливо выраженные пиковые нагрузки. Длина активно-опорных участков зависит от размера шага звеньев и от почвенных условий. Например, на схеме 3.8б эпюра давлений на каждом активно-опорном участке представляет собой равнобедренный треугольник с основанием, состоящим из трех звеньев. У полугусеничного движителя в передаче нормальных давлений участвуют главным образом звенья, расположенные под ведущими и натяжными колесами. Часть звеньев, находящихся между этими колесами, нормальных давлений на почву не передает, даже при работе на ровных вспаханных и проборонованных полях.

Наиболее неблагоприятные значения отношения t_k/l_{36} получаются у гусеничных движителей с упругой балансирной подвеской. Поэтому у движителей такого типа приближенной характеристикой распределения нормальных давлений могут служить значения нормальных реакций почвы на опорные катки.

Определим их величину у тракторов с двухопорной балансирной подвеской. Рассмотрим случай установившейся работы на горизонтальном участке с силой тяги на крюке.

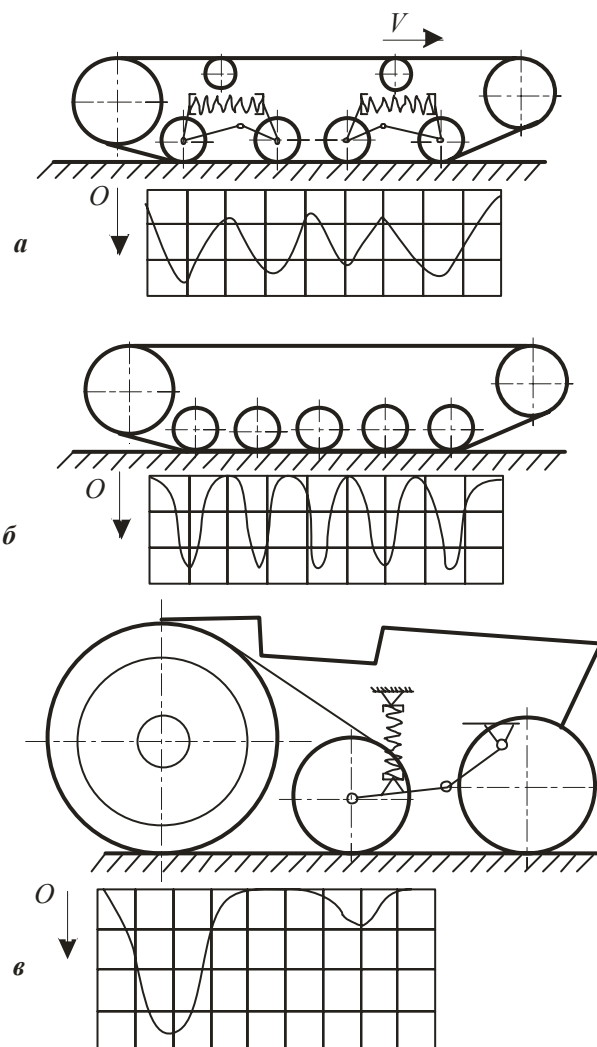


Рисунок 3.8 – Экспериментальные эпюры нормальных давлений на почву:
а – сельскохозяйственного трактора типа ДТ-75; *б* – гусеничного трактора
 тягача; *в* – полугусеничного движителя, установленного
 на колесном тракторе

Обозначим суммарную нормальную реакцию почвы на опорные катки задних балансирных кареток через Y_2 , а на опорные катки передних балансирных кареток – через Y_1 . Первая из них проходит через ось, на которой качаются задние каретки, вторая – через ось O_2 , на которой качаются средние каретки, а третья – через ось O_1 качания передних кареток. равнодействующая реакций Y_2 и Y_1 находится в центре давления трактора D , положение которого определяется по ранее приведенной формуле.

Пренебрегая составляющей силы тяги на крюке $P_{кр} \sin \gamma_{кр}$ можно считать, что сумма реакций Y_2 и Y_1 равна весу трактора G . Учитывая далее, что сумма моментов реакций Y_2 и Y_1 относительно центра давления трактора должна быть равна нулю, получаем следующие два уравнения равновесия:

$$Y_2 + Y_1 = G;$$

$$Y_1(0,5L_k + X_\partial) - Y_2(0,5L_k - X_\partial) = 0,$$

где L_k – продольная база балансирных кареток.

Отсюда

$$Y_2 = G \left(\frac{0,5L_k + X_\partial}{L_k} \right); \quad Y_1 = G \left(\frac{0,5L_k - X_\partial}{L_k} \right). \quad (3.22)$$

При составлении приведенных уравнений из веса трактора не был выделен вес участков гусениц, лежащих на земле и не влияющих на величину реакций Y_2 и Y_1 . Кроме того, ввиду малости не был учтен момент $X_n h_n$, образуемый горизонтальной составляющей лобового сопротивления X_n .

Из формулы (3.22) видно, что чем больше величина смещения центра давления, тем неравномернее распределяется весовые нагрузки между передними и задними опорными катками. При $X_\partial = 0,5L_k$ соответствующие каретки – передние или задние, в зависимости от направления смещения центра давления, – разгружаются полностью и все весовые нагрузки передаются только через одну пару кареток.

Реакции Y_2 и Y_1 раскладываем по отдельным каткам, составив для этого уравнения равновесия относительно осей качания кареток.

Зная нагрузку на данный каток, можно определить величину максимального давления гусениц на почву в зоне его расположения по формуле:

$$q_{\max(i)} = \frac{k_n Q_{\kappa(i)}}{bl_{36}}, \quad (3.23)$$

где k_n – коэффициент, учитывающий число звеньев на данном активно-опорном участке гусеницы и степень неравномерности рас-

пределения давления между ними; индекс в скобках указывает порядковый номер катка.

При $t_k/l_{36} \geq 3$ можно принимать $k_n = 0,5$.

В тех случаях, когда требуется опорная поверхность гусениц большой длины, иногда применяются трехопорные подвески того или иного типа. Одна из возможных схем такой подвески, состоящей из трех балансирных кареток, на которые через вертикальные пружины опирается рама 1 трактора, приведена на рисунке 3.9.

Для определения вертикальных реакций Y_1 , Y_2 и Y_3 , действующих соответственно на опоры подвески, необходимы три уравнения. Между тем, пользуясь уравнениями статики, можно составить только два уравнения равновесия:

$$Y_1 + Y_2 + Y_3 = G;$$

$$Y_1(L_{\kappa 1} + X_D) + Y_2 X_D - Y_3(L_{\kappa 2} - X_D) = 0,$$

где X_D – величина смещения центра давления трактора назад от оси средней каретки; $L_{\kappa 1}$ и $L_{\kappa 2}$ – соответственно продольные базы смежных кареток – передних и средних, средних и задних.

Необходимое дополнительное уравнение получаем из условия совместности деформаций упругих элементов рассматриваемой системы; в нашем случае оно должно выражать зависимость между деформациями пружин подвески.

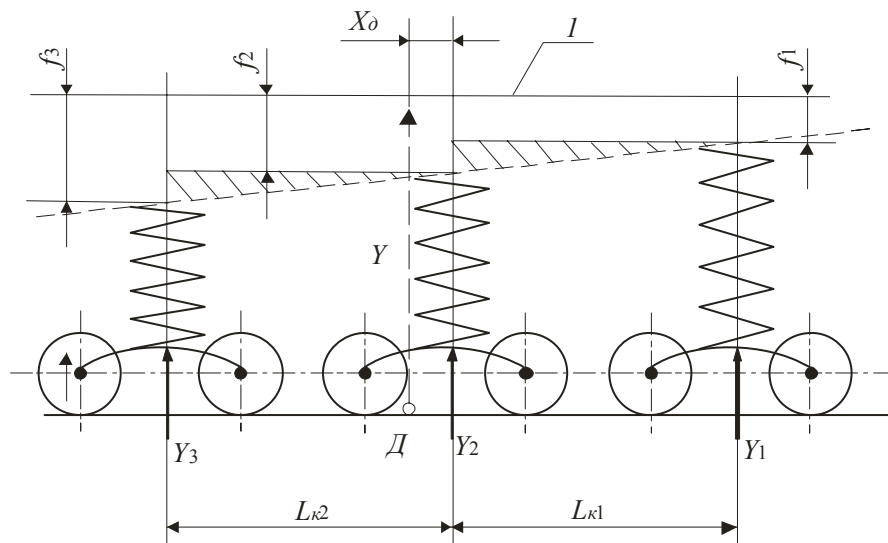


Рисунок 3.9 – Схема трехопорной балансирной подвески гусеничного трактора

Под действием вертикальных нагрузок рама трактора наклонится и из положения, показанного на схеме сплошной линией, займет положение, показанное пунктиром. При этом пружины подвески сожмутся; обозначим их прогибы соответственно через f_1 , f_2 и f_3 . Так как деформации рамы ничтожно малы по сравнению с деформациями пружин, то зависимость между прогибами f_1 , f_2 и f_3 может быть установлено из подобия заштрихованных на рисунке треугольников и выражена уравнением:

$$\frac{f_1 - f_2}{L_{\kappa 1}} = \frac{f_3 - f_2}{L_{\kappa 2}}, \text{ откуда } f_2 = \frac{f_1 L_{\kappa 2} + f_3 L_{\kappa 1}}{L_{\kappa 1} + L_{\kappa 2}}.$$

Учитывая, что, $Y_1 = f_1 c_1$, $Y_2 = f_2 c_2$ и $Y_3 = f_3 c_3$, где, c_1 , c_2 и c_3 – коэффициенты жесткости соответствующих пружин подвески, заменяем предыдущее уравнение следующим:

$$Y_2 = \frac{Y_1 \frac{c_2}{c_1} L_{\kappa 2} + Y_3 \frac{c_2}{c_3} L_{\kappa 1}}{L_{\kappa 1} + L_{\kappa 2}}.$$

Полученное уравнение вместе с двумя ранее написанными уравнениями статики позволяет определять искомые значения реакций, Y_1 , Y_2 и Y_3 .

Разновидностью движителя с трехопорной подвеской является полугусеничный ход (рисунок 3.8в), опирающийся на поверхность пути передними колесами трактора, натяжными колесами гусеничных цепей и ведущими колесами гусениц. Распределение нагрузок между указанными тремя опорами можно в известной степени регулировать, меняя натяжение и жесткость упругого элемента подвески натяжных колес.

Результаты расчетов по данной главе заносятся в таблицу 3.6, которая помещается на листе 2 графической части проекта (работы).

Таблица 3.6

Сводные технические данные спроектированного трактора
сельскохозяйственного назначения

Показатели		Обоз- на- чение	Ед. изм.	Зна- че- ния
<i>Общие</i>				
Тип трактора				
Тяговый класс трактора		-	-	
Номинальное тяговое усилие		$P_{кр.н}$	кН	
Тип двигателя				
<i>Основные конструктивные</i>				
Количество передач трансмиссии	Основные рабочие	z_{mp}	-	
	Транспортные	z_p	-	
Ведущее колесо	Обозначение	-	-	
	Радиус	r_k	м	
	Давление воздуха	$P_{в.к}$	МПа	
Управляемое колесо	Обозначение	-	-	
	Давление воздуха	$P_{в.п}$	МПа	
Гусеничный движитель	Число зубьев звездочки	z	-	
	Шаг звена гусеницы	$l_{зв}$	м	
	Радиус	r_k	м	
Колесная база		L	м	
Длина опорной поверхности гусениц		$L_{гус}$	м	
Ширина опорной поверхности гусениц		b	м	
Показатели конструкторской разработки				
<i>Двигатель</i>				
Номинальная мощность		$N_{е.н}$	кВт	
Номинальная частота вращения		n_n	мин ⁻¹	
Номинальный удельный тяговый расход топлива		$g_{е.н}$	г/кВт·ч	
Коэффициент запаса крутящего момента		K_M	-	
Коэффициент приспособляемости по частоте вращения		$K_{об}$	-	

Окончание таблицы 3.6

Показатели		Обоз- на- чение	Ед. изм.	Зна че- ния
Тягово-сцепные свойства				
Тяговый диапазон		δ_m	-	
Диапазон основных скоростей движения		$\delta_{V.осн}$	-	
Номинальные скорости движения	Основные рабочие	I	м/с	
		II	м/с	
		...	м/с	
	Транспортные	I	м/с	
		II	м/с	
Максимальная тяговая мощность		$N_{кр.ма}$ х	кВт	
Удельный тяговый расход топлива при номинальной силе тяги		$g_{кр}$	г/кВт·ч	
Буксование ведущих колес при номинальной силе тяги		δ	%	
Тговый КПД при номинальной силе тяги		$\eta_{тяги}$	%	
Опорные свойства и проходимость				
Статические опорные реакции на колеса трактора	передние	$Y_{n.ст}$	Н	
	задние	$Y_{к.ст}$	Н	
Опорные реакции на колеса трактора при работе с навесной машиной	передние	Y_n	Н	
	задние	$Y_к$	Н	
Коэффициенты нагрузки опорных колес	передних	λ_n	-	
	задних	$\lambda_к$	-	
Удельное давление под опорной поверхностью гусеничного трактора		$q_{ср}$	МПа	
Смещение центра давления гусеничного трактора		X_δ	мм	

Приложение 1

Значения тригонометрических функций $\sin(\alpha + \beta)/\cos\beta$
 $\cos(\alpha + \beta)/\cos\beta$ при различных λ и α .

α , град	Знак	λ						Знак	α , град
		1/3,4	1/3,6	1/3,8	1/ 4,0	1/ 4,2	1/ 4,4		
sin(α + β)/cos β									
0	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	—	360
10	+	0,2240	0,2212	0,2187	0,2164	0,2144	0,2126	—	350
20	+	0,4370	0,4317	0,4269	0,4227	0,4187	0,4180	—	340
30	+	0,6288	0,6215	0,6150	0,6091	0,6088	0,6030	—	330
40	+	0,7903	0,7818	0,7743	0,7675	0,7614	0,7580	—	320
50	+	0,9147	0,9060	0,8983	0,8915	0,8854	0,8840	—	310
60	+	0,9977	0,9899	0,9831	0,9769	0,9714	0,9680	—	300
70	+	1,0881	1,0322	1,0270	1,0224	1,0182	1,0150	—	290
80	+	1,0374	1,0342	1,0314	1,0289	1,0267	1,0220	—	280
90	+	1,0000	1,0000	1,000	1,0000	1,0000	1,0000	—	270
100	+	0,9323	0,9354	0,9382	0,9407	0,9429	0,9440	—	260
110	+	0,8413	0,8472	0,8524	0,8570	0,8611	0,8620	—	250
120	+	0,7343	0,7421	0,7490	0,7551	0,7607	0,7670	—	240
130	+	0,6774	0,6261	0,6337	0,6400	0,6467	0,6500	—	230
140	+	0,4953	0,3038	0,5183	0,5181	0,5242	0,5280	—	220
150	+	0,3713	0,3785	0,3851	0,3909	0,3962	0,3960	—	210
160	+	0,4270	0,2523	0,2571	0,2614	0,2653	0,2670	—	200
170	+	0,1233	0,1261	0,1286	0,1309	0,1329	0,1350	—	190
180	+	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	0,0000	—	180
cos(α + β)/cos β									
0	+	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	+	360
10	+	0,9759	0,9764	0,9769	0,9763	0,9776	0,9800	+	350
20	+	0,9051	0,9070	0,9086	0,9103	0,9118	0,9100	+	340
30	+	0,9717	0,7950	0,7997	0,8030	0,8061	0,8070	+	330
40	+	0,6427	0,6494	0,6557	0,6614	0,6665	0,6720	+	320
50	+	0,4657	0,4760	0,4851	0,4933	0,5006	0,5025	+	310
60	+	0,2791	0,2859	0,2973	0,3079	0,3175	0,3240	+	300
70	+	0,0718	0,0879	0,1022	0,1149	0,1261	0,1340	+	290
80	—	0,1214	0,1069	0,0906	0,0765	0,0640	0,0507	—	280
90	—	0,3077	0,2891	0,2728	0,2582	0,2453	0,2340	—	270
100	—	0,4717	0,4537	0,4379	0,4238	0,4113	0,4040	—	260
110	—	0,6123	0,5961	0,5819	0,5691	0,5578	0,5560	—	250
120	—	0,7281	0,7146	0,7027	0,6921	0,6825	0,6635	—	240
130	—	0,8199	0,9096	0,8004	0,7923	0,7850	0,7820	—	230
140	—	0,8894	0,8827	0,8764	0,8707	0,8655	0,8650	—	220
150	—	0,9404	0,9362	0,9324	0,9290	0,9259	0,9350	—	210
160	—	0,9743	0,9732	0,9706	0,9630	0,9676	0,9655	—	200
170	—	0,9937	0,9932	0,9928	0,9924	0,9920	0,9900	—	190
180	—	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	1,0000	—	180

Характерные углы фазы четырехтактных двигателей,
учитываемые при построении графика суммарной
тангенциальной силы

Число, расположение и угол развала цилиндров	Угол смещения кривошипов, град	Соединение шеек и шатунов по номерам	Порядок работы цилиндров	Чередование рабочих ходов	Периодичность изменения суммарной тангенциальной силы, град
1р	—	соответствует номерам цилиндров	0-0-1-0	720	720
2р	180	— // —	1-2-0-0	180-360	720
4р	180	— // —	1-3-4-2 (1-2-3-4)	180	180
6р	120	— // —	1-5-3-6-2-4	120	120
6V – 90	120	1-4; 2-5; 3-6	1-4-2-5-3-6	90-150	240
8V – 90	90	1-5; 2-6; 3-7; 4-8	1-5-4-2-6-3-7-8	90	180(90)
12V – 75	120	1-7; 2-8; 3-9; 4-10; 5-11; 6-12	1-12-5-8-3-10-6-7- 2-11-4-9	75-45	120

Приложение 3

Краткие сведения по тракторным двигателям

Показатели	Д-120	DEUT Z F2L91 2	Д-144	DEUT Z F4L91 2	Д-243	CASE 301B D	Д-245	Д-260	JOHN DEER E 6404 A	СМД- 62	ЯМЗ- 2406	PER- KINS V8.54 0
Номинальная мощность, кВт	22	22	44	44,1	59,6	52,9	77,2	110	116,1	121	220	122
Частота вращения, мин-1	2 200	2 300	200	2 300	2 200	2 200	2 200	2 100	2 200	2 100	1 900	2 600
Рабочий объем, л	2,08	1,88	4,15	3,77	4,75	4,93	4,75	7,12	6,63	9,15	22,3	8,84
Число и расположение цилиндров	2P	2P	4P	4P	4P	4P	4P	6P	6P	6V– 90	12V– 75	8V– 90
Степень сжатия	16,5	16,1	16,5	16,1	16,0	15,8	15,1	15,1	15,5	15,0	16,5	16,4
Ход поршня, мм	120	120	120	120	125	127	125	125	120,7	115	140	120,7
Диаметр цилиндра, мм	105	100	105	100	110	111,1	110	110	108	130	130	108
Тип камера сгорания	неразделенная – непосредственный впрыск											
Наличие наддува	нет	нет	нет	нет	нет	нет	есть	есть	есть	есть	нет	нет
Тип охлаждения*	В	В	В	В	Ж	Ж	Ж	Ж	Ж	Ж	Ж	Ж

* Примечание

В – воздушное,

Ж – жидкостное

Приложение 4

Краткие сведения по автомобильным двигателям

Показатели	Карбюраторные				Дизели				
	ГАЗ-52-04	ЗМЗ-53	ЗИЛ-130	ЗИЛ-357	КамАЗ-740	ЯМЗ-236	ЯМЗ-238	MERCEDES OM-320	VOLVO FL12
Номинальная мощность, кВт	55	85	110	132	154	132	195	235,4	242,7
Частота вращения, мин-1	2600	3200	3200	3200	2600	2100	2300	2500	2200
Рабочий объем, л	3,48	4,25	6,0	7,0	10,85	11,15	14,85	15,95	11,97
Число и расположение цилиндров	6р	8V-90	8V-90	8V-90	8V-90	6V-90	8V-90	8V-90	6р
Степень сжатия	6,7	6,7	6,5	6,5	17	15,5	16,5	17,2	15
Ход поршня, мм	110	80	95	95	120	140	140	130	150
Диаметр цилиндра, мм	82	92	100	108	120	130	130	125	130
Тип камеры сгорания	-	-	-	-	неразделенная – непосредственный впрыск				
Наличие наддува	-	-	-	-	нет	нет	нет	нет	нет

Приложение 5

Справочные технические данные по сельскохозяйственным автомобилям

Показатели	Особо малой и малой грузоподъемности			Общего назначения					
	ИЖ-2715 ИЖ-27151	УАЗ-451 М УАЗ-451ДМ	УАЗ-452 УАЗ-452 Д	ГАЗ-52-04	ГАЗ-53А	ЗИЛ-130-80	Урал-377 Н	КамАЗ-5320	КамАЗ-53212
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Грузоподъемность, кг (по грунту)	2 чел. и 350/400	1000	800	2500	4000	6000	7500	8000	10000
Полная масса буксируемого прицепа, кг	-	-	-	2500	3500	8000	5000 (10000*)	11500	14000
Габариты, мм									
длина	4100	4360/4460	4360/4460	5708	6395	6675	7611	7435	8530
ширина	1820	2240	2240	2280	2380	2500	2500	2650	2650
высота	1670	2040	2040	2130	2220	2300	3610	2620	2620
Колесная база, мм	2400	2300	2300	3300	3700	3800	3525++1 400	3190+ +1320	3690+ +1320
Колея колес ,мм									
передних	1247	1442	1442	1650	1650	1800	2020	2026	2026
задних	1237	1442	1442	1690	1690	1790	2020	1850	1850

Продолжение приложения 5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Масса снаряженного автомобиля без лебедки, т	1100/1050	1540/1510	1720/1670	2520	3250	4300	7275	7080	8200
Распределение снаряженной массы, кг									
через передний мост	580/570	860/850	990/925	1220	1460	2120	3410	3320	3600
через задний мост (заднюю тележку)	520/480	680/660	730/745	1300	1790	2180	3865	3700	4600
Полная масса, кг	1590	2700/2660	2670/2620	5170	7400	10525	15000	15305	18425
Распределение полной массы, кг									
через передний мост	630	1200/1120	1260/1190	1560	1810	2625	4000	4375	4425
через задний мост (заднюю тележку)	960	1500/1540	1410/1430	3610	5590	7900	11000	10930	14000
Максимальная скорость, м/с	32	28	26	20	24	25	22	22...28	22...28
Тормозной путь со скоростью 22,2 (14) м/с, м	43,2	53	53	(25)	(29,2)	(28)	(16)	(17,2)	(17,2)

Продолжение приложения 5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Контрольный расход топлива, л/100км	9,2/9,8	12	13	20	24	29	46	24	27
Двигатель: тип	Карбюраторный 4-х тактный						Дизельный 4-х тактный		
модель	412	УАЗ-451М	УАЗ-451М	ГАЗ-52-04	ЗМЗ-53	ЗИЛ-130	ЗИЛ-37594	КамМАЗ-740	
Число и расположение цилиндров	4Р	4Р	4Р	6Р	8V				
Диаметр цилиндра, мм	82	92	92	82	92	100	108	120	
Ход поршня, мм	70	92	92	110	80	95	95	120	
Рабочий объем, л.	1,48	2,445	2,445	3,48	4,25	6	7	10,85	
Степень сжатия	8,8	6,7	6,7	6,7	6,7	6,5	6,5	17	
Максимальная мощность, кВт	55,2	55,2	55,2	55,2	84,6	110,3	132,4	154,4	
Частота вращения коленвала при максимальной мощности, кВт	5800	4000	4000	2800	3200	3200	3200	2600	2600
Максимальный крутящий момент, Н·м	111,8	166,7	166,7	205,9	284,4	402	465,8	637,4	637,4

Продолжение приложения 5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Частота вращения коленвала при максимальном моменте, мин ⁻¹	3000...3800	2800	2800	1400...1600	2000...2500	1800...2000	1500...1800	1500...1800	1400...1600
Передаточные числа трансмиссии в передачах							64,57/10 6,8	41,66/56 ,46	46,06/56 ,46
I	14,73	21,14	41,0/21,14	73,71	44,74	47,02	35,58/58 ,86	21,48/26 ,32	25,76/29 ,1
II	8,61	13,54	26,26/13,5	21,11	21,11	25,91	18,73/30 ,98	13,32/16 ,33	14,73/18 ,05
III	5,61	8,1	15,71/8,1	11,54	11,68	14,47	10,47/17 ,31	8,16/10, 00	9,0/11,0
IV	4,22	5,13	9,94/5,13	6,83	6,89	9,29	8,16/13, 5	5,32/6,5 3	5,88/7,2 2
V	-	-	-	-	-	6,32	70/115,8	39,25/48 ,2	43,39/53 ,28
Задний ход	14,31	26,77	51,94/26,77	53,41	53,07	44,81			
Число колес	4	4	4	6+1	6+1	6+1	6+1	10+1	10+1
Размер шин, мм	165-330	215-380	215-380	220-508	240-508	260-508P	400-533	260-508P	260-508P

Продолжение приложения 5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Давление воздуха в шинах колес, МПа									
передних	0,16	0,18	0,2	0,29	0,44	0,39	0,31	0,72	0,72
задних	0,19	0,0,26	0,22	0,34	0,52	0,62	0,35	0,49	0,59
Кузов: Тип	Фургон/ пикап	Фургон/ пикап	Фургон/ пикап						
Внутренние размеры платформы, мм									
длина	1650	2733/2600	2733/2600	3073	3740	3752	4500	5200	6100
ширина	1440	1818/1870	1818/1870	2070	2170	2326	2326	2320	2320
высота	117	1315/425	1315/425	610	680	515	715	500	500

Продолжение приложения 5

Показатели	Автомобили - самосвалы				Повышенной проходимости			
	САЗ-3503	ГАЗ-САЗ-53Б	ЗИЛ-ММЗ-М559	КамАЗ-55102	ГАЗ-66-01	ЗИЛ-131	Урал-4320	ЗИЛ-157КД
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>
Грузоподъемность, кг (по грунту)	2400	3500	5500	7000	2000	3500	5000	3000
Полная масса буксируемого прицепа, кг	2750	3750	5125	8700	2000	4000	7000	3600
Габариты, мм длина ширина высота	5260 2250 2150	6195 2475 2730	6350 2500 2350/322 8	7570 2500 2830	5655 2322 2440	7040 2500 2480	7366 2500 2680	6922 2315 2360
Колесная база, мм	330	3700	3800	3190+132 0	3300	3350+125 0	3525+140 0	3665+112 0

Продолжение приложения 5

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>
Колея колес, мм								
передних	1630	1650	1800	2026	1800	1820	2000	1755
задних	1600	1690	1790	1850	1750	1820	2000	1750
Масса снаряженного автомобиля без лебедки, т	2750	3750	5125	8700	3470	6460	8020	5340
Распределение снаряженной массы, кг								
через передний мост	1290	1480	2355	-	2140	2900	4020	2420
через задний мост (заднюю тележку)	1460	2270	2770	-	1330	3560	4000	3120
Полная масса, кг	5300	7400	10850	15850	5800	10185	15425	8690
Распределение полной массы, кг								
через передний мост								
через задний мост (заднюю тележку)	1600 3700	1800 5600	2950 7900	4500 11350	2730 3070	3060 7125	4350 9075	2680 6010
Максимальная скорость, м/с	20	22,2	25	22,2	26,4	22,2	23,6	18

Продолжение приложения 5

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Тормозной путь со скоростью 22,2 (14) м/с, м	(25)	(27)	(20)	(21)	(25)	(29)	(15)	(29)
Контрольный расход топлива, л/100км	20	24	31	24/35	24	40	26	38,5
Двигатель:тип	4-х тактный карбюраторный			4-х тактный дизельный	4-х тактный карбюраторный		4-х тактный дизельный	4-х тактный карбюр.
модель	ГАЗ-52-04	ЗМЗ-53	ЗИЛ-130	КамАЗ-740	ЗМЗ-66	ЗИЛ-131	КамАЗ-740	ЗИЛ-157КД
Число цилиндров	6	8	8	8	8	8	8	6
Расположение цилиндров	рядное	V-образное						рядное
Диаметр цилиндра, мм	82	92	100	120	92	100	120	101,6
Ход поршня, мм	110	80	95	120	80	95	120	114,3
Рабочий объем, л.	3,48	4,25	6,0	10,85	4,25	6,0	10,85	5,55
Степень сжатия	6,7	6,7	6,5	17,0	6,7	6,5	17	6,5
Максимальная мощность, кВт	55,2	84,6	110,3	154,4	84,6	110,3	154,4	80,9

Продолжение приложения 5

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>
Частота вращения коленвала при максимальной мощности, мин ⁻¹	2600	3200	3200	2600	3200	3200	2600	2800
Максимальный вращающий момент, Нм	206	284,4	402	637,4	284,2	402	637,4	343,2
Частота вращения коленвала при максимальном моменте, мин ⁻¹	1400...1600	2000...2200	1800...2000	1500...1800	2000...2500	1800...2000	1500...1800	1100...1400
Задний ход	53,41	53,07	44,81	39,25/48,1 9	53,07/105,2	52,03/108, 2	50,43/83,4 1	54,86/107, 4
Число колес	6+1	6+1	6+1	10+1	4+1	6+1	6+1	6+1
Размер шин, мм	220-508P	240-508	260-508	260-508P	320-457	320-508	370-508	320-457
Давление воздуха в шинах, МПа передних задних	0,29 0,34	0,34 0,52	0,49 0,59	0,72 0,64	0,27 0,27	0,29 0,29	0,31 0,31	0,34 0,34

Окончание приложения 5

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Передаточные числа трансмиссии в передачах								
I	43,71	77,74	47,02	41,66/51,06	44,74/88,67	54,6/113,57	53,48/88,45	57,56/112,65
II	21,11	21,11	25,91	21,48/26,32	21,11/41,84	30,09/52,59	27,5/45,48	31,72/6208
III	11,54	11,68	14,47	13,32/16,33	11,68/23,15	16,81/34,96	15,31/25,81	17,70/34,67
IV	6,83	6,83	9,29	8,16/10	6,83/13,54	1079/22,44	9,52/15,74	11,37/22,26
V	-	-	6,32	5,32/6,53	-	7,34/15,27	6,89/11,39	7,74/15,14
Кузов: Тип	Металлический прямообортный			Цельно металл.				
Внутренние раз- меры платформы, мм								
длина	2660	3520	3320					
ширина	2000	2280	2300	5335	3313	3600	3900	3570
высота	590	1125	777/16 30	2320 640/1280	2050 890	2322 346	2378 885	2090 355

Приложение 6

Справочные технические данные по сельскохозяйственным тракторам «Беларус»

Наименование параметра	Модель трактора									
	320	420	620	822	922	1021	1222	1522	2022	2522
Мощность двигателя номинальная, кВт	33,5	35	44	59,6	65	77,2	95,2	114	154	184
Частота вращения номинальная, об/мин	3000	3000	3000	2200	2200	2200	2200	2100	2100	2100
Тяговое усилие номинальное, кН	6,5	9,0	9,0	14	14	14	20	30	30	50
Диапазон скоростей движения, км/ч вперед назад	1,0...25,0 1,83...13,37			2,4...34 3,08...8,97	2,6...37 5,0...11,3	2,5...34 4,00...17,15	2,2...34 3,8...16	1,7...32 2,7...15,5	2,0...39,4 2,8...18,6	0,37...38 0,37...18
Грузоподъемность навесной системы, кгс	750	1800	2200	4300	4300	4300	4800	6500	6000	9000
Задний ВОМ независимый, об/мин синхронный, об/м. пути	540/1000 3,4/6,3	540/1000 3,3/6,2	585/1094 3,46/6,48	570/1000 3,5	540/1000 3,5	583/1020 3,57	557/1000 4,36	557/1000 4,36	540/1000 6,2/3,3	1000/1450
Колея, мм передних колес задних колес	1260/1400 1250/1410	1250/1350 1250/1350	1350/1800 1350/1800	1400...1970 1400...2100	1400...1970 1400...2100	1400...1970 1400...2100	1550...2100 1450...2200	1800...2100 1800...2400	1600...2100 1600...2400	2000/2200 1900...3000
Продольная база, мм	1700	2040	2065	2450	2450	2570	2760	2850	2850	3000
Продольная координата центра тяжести, мм	540	820	830	852	884	1010	1120	1380	1380	1410
Размеры шин: передних колес задних колес	7,5L-16 11,2-16	210R/80R1 614,9R24	11,2R20 13,6R28	360/70R24 15,5R38	360/70R24 15,5R38	360/70R24 16,9R38	16,9R24 18,4R38	16,9R24 18,4R38	420/70R24 520/70R38	480/70R24 580/70R38
Масса конструкционная, кг	1560	2050	2120	3520	4200	4250	5080	5700	6675	9430

Приложение 7

Значения коэффициента сцепления ведущих колес автомобиля с дорогой и коэффициента сопротивления качению

Дорожное покрытие	Состояние	Коэффициент сцепления $\varphi_{сц}$	Коэффициент сопротивления качению f
Асфальтобетон	сухой	0,70...0,80	0,013...0,02
	мокрый	0,45...0,55	
Булыжное	сухое	0,40...0,55	0,025...0,050
Щебенчатое	сухое	0,50...0,70	0,020...0,025
	мокрое	0,30...0,50	
Грунтовая дорога	сухая	0,40...0,60	0,025...0,035
	мокрая	0,20...0,45	0,05...0,15
	в период распу- тицы	0,15...0,25	-
Песок	сухой	0,20...0,40	0,1...0,3
	мокрый	0,35...0,50	0,06...0,15
Снег	укатанный	0,15...0,25	0,03...0,05
Лед	гладкий	0,08...0,20	-

Значения коэффициента сцепления движителей тракторов с опорной поверхностью и коэффициента сопротивления качению

Тип опорной по- верхности	Тракторы			
	колесные		гусеничные	
	$\varphi_{сц}$	f	$\varphi_{сц}$	f
Целина, плотная залежь	0,7...0,9	0,05...0,07	1,0...1,2	0,06...0,07
Залежь 2...3- летняя, луг	0,6...0,8	0,06...0,08	0,9...1,1	0,06...0,07
Стерня	0,6...0,8	0,08...0,10	0,8...1,0	0,06...0,08
Вспаханное поле	0,5...0,7	0,12...0,18	0,6...0,8	0,08...0,10
Поле, подготов- ленное под посев	0,4...0,6	0,16...0,18	0,6...0,7	0,09...0,12

Данные по шинам грузовых автомобилей

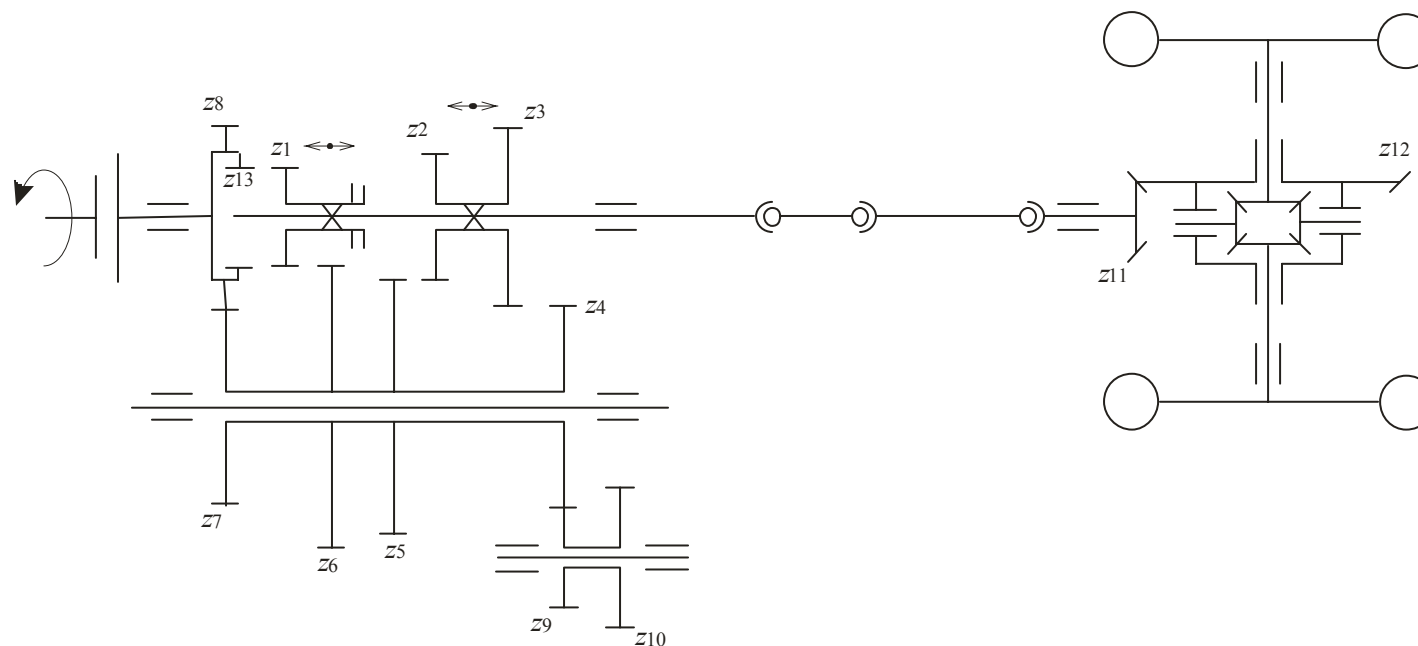
Размеры шин, мм	Норма слоистости	Допустимая нагрузка на шину, кг при различных внутренних давлениях воздуха, МПа															
		0,21	0,23	0,25	0,28	0,30	0,33	0,35	0,38	0,40	0,43	0,45	0,48	0,50	0,53	0,56	0,60
220-508	8		815	855	915	950	1000										
240-508	10	900	960	1000	1070	1110	1170	1220	1280	1320	1380	1420	1470	1500			
260-508	10					1200	1250	1300	1375	1425	1500	1550					
260-508	12						1400	1460	1530	1580	1650	1690	1760	1800	1860	1950	2030
280-508	12						1840	1630	1710	1770	1840	1890	1970	2020	2080		
300-508	12								1930	1990	2080	2140	2220	2270	2350		
320-508	14										2340	2400	2500	2550	2640	2730	

Приложение 9

Данные по шинам колесных тракторов

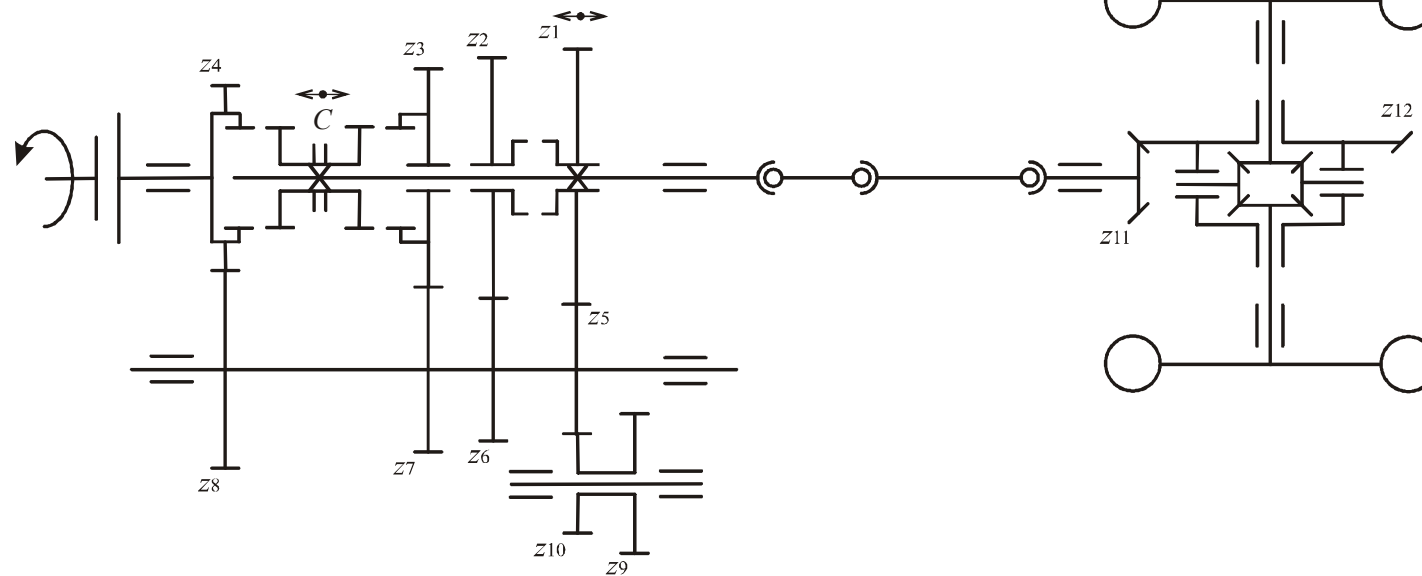
[illegible]

Кинематические схемы трансмиссий автомобилей



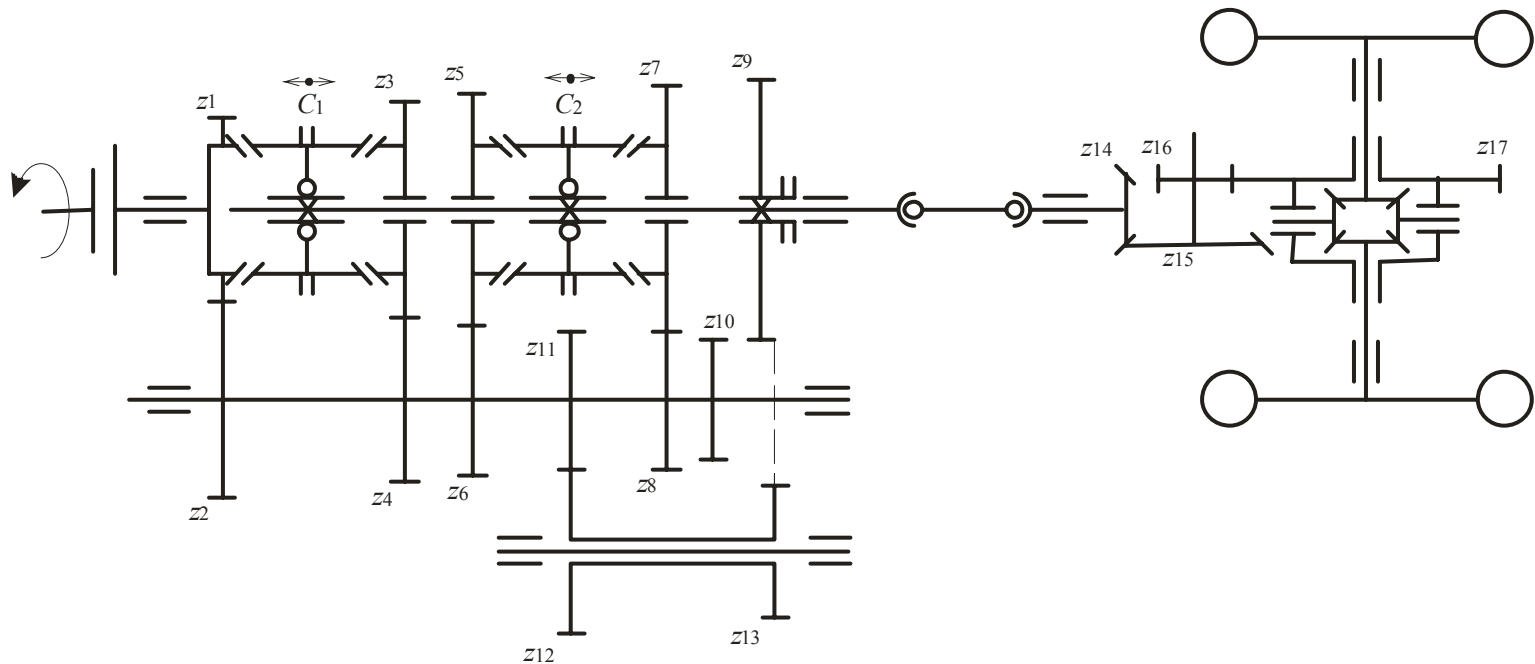
Шестерни	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8	z_9	z_{10}	z_{11}	z_{12}
Числа зубьев	24	33	43	17	27	56	43	17	18	22	6	40
Передачи	I		II		III		IV		Задний ход		Главная	
Шестерни в зацеплении	$\frac{z_3 z_7}{z_4 z_8} i_0$		$\frac{z_2 z_7}{z_5 z_8} i_0$		$\frac{z_1 z_7}{z_6 z_8} i_0$		$\frac{z_1}{z_{13}} i_0$		$\frac{z_3 z_9 z_7}{z_{10} z_4 z_8} i_0$		$i_0 = \frac{z_{12}}{z_{11}}$	
Передаточное число	42,7		20,6		11,4		6,67		52,2		6,67	

Рисунок П1 – Кинематическая схема трансмиссии с несинхронизированной четырехступенчатой коробкой передач



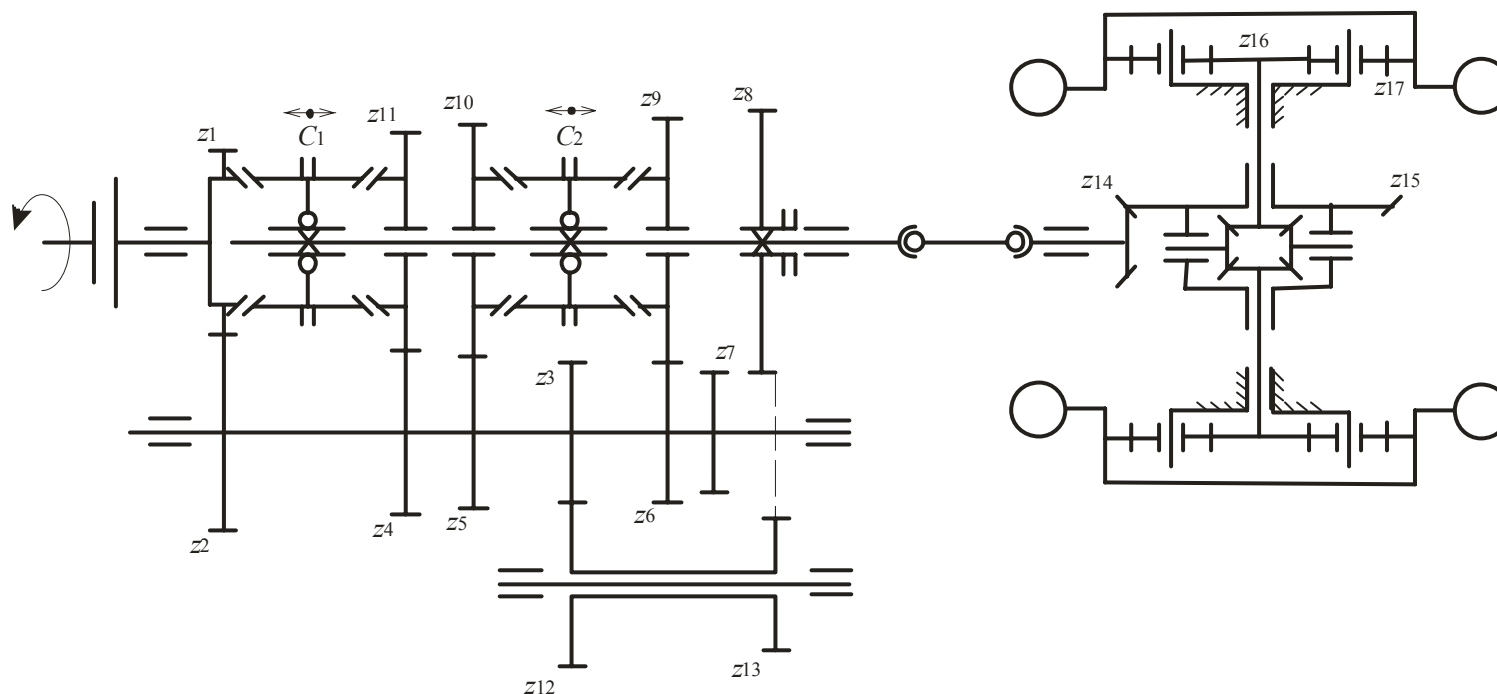
Шестерни	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8	z_9	z_{10}	z_{11}	z_{12}
Числа зубьев	43	32	24	17	16	25	34	41	18	22	6	41
Передачи	I		II		III		IV		Задний ход		Главная	
Шестерни в зацеплении	$\frac{z_8 z_1}{z_4 z_3} i_0$		$\frac{z_8 (z_2 - z_1)}{z_4 z_6} i_0$		$\frac{z_8 (z_3 - C)}{z_4 z_7} i_0$		$(z_4 - C) i_0$		$\frac{z_8 z_{10} z_1}{z_4 z_5 z_9} i_0$		$i_0 = \frac{z_{12}}{z_{11}}$	
Передаточное число	44,25		21,1		11,88		5,83		53,95		6,83	

Рисунок П2 – Кинематическая схема трансмиссии с синхронизированной четырехступенчатой коробкой передач



Шестерни	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8	z_9	z_{10}	z_{11}	z_{12}	z_{13}	z_{14}	z_{15}	z_{16}	z_{17}
Числа зубьев	20	43	26	38	33	31	42	22	45	13	20	22	13	13	25	14	47
Передачи	I		II		III		IV		V		Задний ход		Главная				
Шестерни в зацеплении	$\frac{z_9 z_2}{z_{10} z_1} i_0$		$\frac{(C_2 - z_7) z_2}{z_8 z_1} i_0$		$\frac{(C_2 - z_5) z_2}{z_6 z_1} i_0$		$\frac{(C_1 - z_3) z_2}{z_4 z_1} i_0$		$(C_1 - z_1) i_0$		$\frac{z_2 z_{12} z_9}{z_1 z_{11} z_{13}} i_0$		$i_0 = \frac{z_{15} z_{17}}{z_{14} z_{16}}$				
Передаточное число	48,0		26,4		14,8		9,5		6,45		45,6		6,43				

Рисунок ПЗ – Кинематическая схема трансмиссии с синхронизированной пятиступенчатой коробкой передач и двойной главной передачей



Шестерни	z_1	z_2	z_3	z_4	z_5	z_6	z_7	z_8	z_9	z_{10}	z_{11}	z_{12}	z_{13}	z_{14}	z_{15}	z_{16}	z_{17}
Числа зубьев	27	43	16	47	33	22	33	62	47	37	23	26	24	17	32	20	38
Передачи	I		II		III		IV		V		Задний ход		Главная				
Шестерни в зацеплении	$\frac{z_8 z_2}{z_7 z_1} i_0$		$\frac{(C_2 - z_{10}) z_2}{z_5 z_1} i_0$		$\frac{(C_2 - z_9) z_2}{z_6 z_1} i_0$		$(C_1 - z_1) i_0$		$\frac{(C_1 - z_{11}) z_2}{z_4 z_1} i_0$		$\frac{z_2 z_{12} z_8}{z_1 z_3 z_{13}} i_0$		$i_0 = \frac{z_{15}}{z_{14}} \left(-\frac{z_{17}}{z_{16}} \right)$				
Передаточное число	33,6		18,55		9,85		5,46		4,26		36,4		5,46				

Рисунок П4 – Кинематическая схема трансмиссии с синхронизированной пятиступенчатой коробкой передач и планетарной бортовой передачей

ЛИТЕРАТУРА

1. Программа совершенствования агропромышленного комплекса Республики Беларусь на 2006–2010 гг.
2. Скотников, В.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / В.А. Скотников, А.А. Мащенко, А.С. Солонский. – М.: Агропромиздат, 1986. – 383 с.
3. Николаенко, А.В. Теория, конструкция и расчет автотракторных двигателей / А.В. Николаенко. – М.: Колос, 1984.
4. Расчет и конструирование автомобильных и тракторных двигателей / Б.Е. Железко [и др.]. – М.: Высшая школа, 1987.
5. Автомобильные двигатели / В.М. Архангельский [и др.]. – М.: Машиностроение, 1977.
6. Тракторные дизели : справочник / под общей ред. Б.А. Зорова. – М.: Машиностроение, 1981.
7. Тепловой и динамический расчет двигателя : метод. указания к курсовой работе по дисциплине «Основы теории и динамики автомобильных и тракторных двигателей». – Мн.: БГПА, 1994.
8. Экспресс-информация РУП МТЗ. Технические характеристики сельскохозяйственных тракторов «Беларус».
9. Тракторы. Дипломное проектирование : учеб. пособие для ВУЗов по специальности 0513 «Автомобили и тракторы» / А.Ф. Андреев [и др.] ; под ред. В.В. Будько. – Мн.: Высшая школа, 1985. – 158 с.
10. Экономия горючего / Е.П. Сергеин [и др.]. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Воениздат, 1986. – 190 с.
11. СТП БИМСХ 2.0.01–93. Проекты (работы) курсовые и дипломные. Общие требования к оформлению. – 64 с.
12. Тракторы и автомобили. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. Тема 3. Тягово-сцепные свойства, проходимость и топливная экономичность трактора : метод. указания. – Мн.: БГАТУ, 2002. – 52 с.

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О КУРСОВОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ	
Общие методические указания	5
1. Выбор основных параметров двигателя	6
1.1. Выбор отношения радиуса кривошипа к длине шатуна	6
1.2. Выбор размеров и числа цилиндров	7
1.3. Выбор камеры сгорания, коэффициента избытка воздуха и степени сжатия	10
1.4. Обоснование необходимости наддува и определение его давления	10
2. Определение параметров рабочего цикла дизеля	11
2.1. Расчет индикаторных параметров четырехтактного дизеля	11
2.2. Построение и анализ индикаторной диаграммы	15
2.3. Определение основных размеров двигателя, показателей топливной экономичности и КПД	17
2.4. Анализ результатов теплового расчета	18
3. Определение параметров рабочего цикла карбюраторного двигателя	19
3.1 Особенности теплового расчета четырехтактного бензинового двигателя	19
3.2. Построение и анализ индикаторной диаграммы	21
3.3. Особенности теплового расчета двигателя, работающего на газообразном топливе	23
4. Построение теоретических характеристик двигателя	25
4.1. Общие методические указания	25
4.2. Теоретическая регуляторная характеристика дизеля	25
4.3. Теоретическая скоростная характеристика двигателя с искровым зажиганием	25
5. Динамический расчет двигателя	32
5.1. Определение сил, действующих на поршень и поршневой палец	32
5.2. Определение сил, действующих на шатунную шейку коленчатого вала	38
5.3. Расчет момента инерции и параметров маховика	40
ПРИЛОЖЕНИЯ	45
ЛИТЕРАТУРА	55

3.2.2 Определение нормальных реакций почвы на колеса тракторы при работе с навесными сельскохозяйственными машинами	148
3.2.3 Распределение нормальных реакций почвы по длине опорной поверхности гусениц	155
Приложение	166
Литература	188

Учебное издание

ТРАКТОРЫ И АВТОМОБИЛИ

*Методические указания
по выполнению курсовой работы (проекта)
по тракторам и автомобилям по специальности 1-74 06 01 «Техническое
обеспечение процессов сельскохозяйственного производства»*

Составители:

Бобровник Александр Иванович
Мащенский Александр Александрович
Липницкий Александр Вильгельмович
Поздняков Николай Анатольевич
Варфоломеева Татьяна Алексеевна

Ответственный за выпуск *А.И. Бобровник*
Электронный набор *И.О. Гинак*
Верстка, дизайн *А.П. Бондич*

Издано в редакции авторов

Подписано в печать 13.10.2008. Формат 60×84¹/₁₆
Бумага офсетная. Гарнитура Times New Roman. Усл. печ. л. 11,16.
Уч.-изд. л. 8,9. Тираж 100 экз. Заказ 890.

Издатель и полиграфическое исполнение
Белорусский государственный аграрный технический университет
ЛИ № 02330/0131734 от 10.02.2006. ЛП № 02330/0131656 от 02.02.2006.
220023, г. Минск, пр. Независимости, 99, к. 2.