

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
ФГБОУ ВПО «Красноярский государственный аграрный университет»

А.А. Доржеев

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА ТЕХНИКА-МЕХАНИКА

Дисциплина «Тракторы и автомобили»

Рекомендовано научно-методическим советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего профессионального образования «Красноярский государственный аграрный университет» для внутривузовского использования в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся по специальности 35.02.07 «Механизация сельского хозяйства»

Красноярск 2015

ББК 40.70

Д 68

Рецензенты:

*Н.И. Шилов, директор Красноярского аграрного техникума
В.В. Горло, канд. техн. наук, ст. науч. сотрудник ГНУ ГОСНИТИ
РАСХН лаборатории № 2 г. Красноярска*

Д 68 **Доржеев, А.А.**

Выпускная квалификационная работа техника-механика. Дисциплина «Тракторы и автомобили»: учеб. пособие / А.А. Доржеев; Краснояр. гос. аграр. ун-т. – Красноярск, 2015. – 102 с.

Содержится информация по общей структуре и основным требованиям к выполнению выпускной квалификационной работы по дисциплине «Тракторы и автомобили», а также методика определения основных параметров и расчета систем двигателя, трансмиссии и рабочего оборудования мобильных энергетических средств.

Предназначено для студентов третьего курса среднего профессионального образования специальности 35.02.07 «Механизация сельского хозяйства» всех форм обучения.

ББК 40.70

© Доржеев А.А., 2015

© ФГБОУ ВПО «Красноярский государственный аграрный университет», 2015

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	5
1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ.....	6
2. ТЕМАТИКА ВЫПУСКНЫХ КВАЛИФИКАЦИОННЫХ РАБОТ.....	7
3. СТРУКТУРА И ОБЪЕМ ВЫПУСКНОЙ РАБОТЫ.....	9
4. ЭТАПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВКР.....	10
5. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ.....	12
6. СТРУКТУРА И ОФОРМЛЕНИЕ ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ РАБОТЫ.....	15
7. ЭКСПЕРТИЗА КАЧЕСТВА, ЗАЩИТА И КРИТЕРИИ ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЫ.....	17
7.1 Экспертиза выпускной квалификационной работы	17
7.2 Защита выпускной квалификационной работы.....	18
7.3 Критерии выпускной квалификационной работы.....	19
8. ТЕХНИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ И РАСЧЕТЫ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ.....	21
8.1 Техническое решение.....	21
8.2 Расчеты при проектировании.....	22
9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И РАСЧЕТ СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЯ.....	24
9.1 Расчет системы смазки.....	24
9.2 Расчет системы жидкостного охлаждения.....	29
9.3 Расчет системы воздушного охлаждения.....	34
9.4 Расчет элементов топливной системы дизеля.....	36
9.5 Расчет элементов системы питания двигателя с искровым зажиганием.....	41
9.6 Расчет батарейного зажигания.....	43
9.7 Расчет пускового устройства.....	49
10. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ.....	52
10.1 Расчет фрикционных муфт сцепления.....	52
10.2 Порядок расчета передаточных чисел трансмиссии мобильных энергетических средств.....	58

10.3 Порядок расчета параметров рулевого привода.....	59
10.4 Порядок расчета тормозных механизмов.....	61
11. РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ТРАКТОРОВ.....	65
11.1 Расчет гидравлического привода навесного устройства трактора.....	65
11.2 Расчет приводного шкива.....	70
11.3 Расчет вала отбора мощности трактора.....	72
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	75
ЛИТЕРАТУРА.....	76
ПРИЛОЖЕНИЯ	77

ВВЕДЕНИЕ

Выпускная квалификационная работа закрепляет и систематизирует знания студента по общетехническим и специальным предметам, вырабатывает умение пользоваться пособиями, справочной и периодической литературой, а также достижениями науки и передового опыта при решении конкретных практических задач в технике.

Выпускная квалификационная работа представляет собой комплекс задач, увязанных между собой и соединяющих такие дисциплины, как конструкция мобильных энергетических средств, гидравлика, теплотехника, электрооборудование, электроника, техническое черчение, а также является заключительным этапом учебного процесса подготовки техника-механика. В ходе выполнения дипломного проекта (работы) студент решает комплексную задачу исходя из конкретных данных по заданию дипломного руководителя. Качество выполнения выпускной квалификационной работы позволяет оценить уровень подготовки студента к деятельности техника-механика, владеющего профессиональными компетенциями в соответствии с федеральным государственным образовательным стандартом среднего профессионального образования по специальности 35.02.07 «Механизация сельского хозяйства».

Данное издание разработано с учетом требований, изложенных в Положении об итоговой государственной аттестации выпускников образовательных учреждений среднего профессионального образования, утвержденного постановлением Госкомвуза России от 27.12.1995 года № 10 и Рекомендаций по организации итоговой государственной аттестации выпускников образовательных учреждений среднего профессионального образования (письмо Минобразования и науки РФ от 10.07.1998 г. № 12-52-111 ин/12-23).

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Требования к содержанию, объему и структуре выпускной квалификационной работы определяются образовательным учреждением на основании порядка проведения государственной (итоговой) аттестации выпускников по программам среднего профессионального образования (СПО), утвержденного федеральным органом исполнительной власти, осуществляющим функции по выработке государственной политики и нормативно-правовому регулированию в сфере образования, определенного в соответствии со статьей 68 Закона «Об образовании в Российской Федерации» от 21 декабря 2012 г. № 273-ФЗ.

Выпускная квалификационная работа (далее ВКР) – это итоговая аттестационная самостоятельная учебно-исследовательская работа студента, выполненная им на выпускном курсе, оформленная с соблюдением необходимых требований и представленная по окончании обучения к защите перед государственной аттестационной комиссией (ГАК).

Защита ВКР является обязательным испытанием, включаемым в государственную (итоговую) аттестацию выпускников специальности 35.02.07 «Механизация сельского хозяйства», завершающих обучение по программе среднего профессионального образования. Итоговые аттестационные испытания не могут быть заменены оценкой качества освоения образовательных программ путем осуществления текущего контроля успеваемости и промежуточной аттестации студента.

Выполняемая ВКР по дисциплине «Тракторы и автомобили» должна отражать вопросы использования мобильных энергетических машин при решении задач механизации и автоматизации производства, а также вопросы по разработке новых и модернизации устаревших моделей машин, оборудования, механизмов, вопросы по совершенствованию гидро- и пневмопривода, двигателей, сборочных единиц трансмиссии, управления, ходовой части, рабочего оборудования тракторов и автомобилей.

Выпускные работы по дисциплине «Тракторы и автомобили» могут решать вопросы диагностики, пусконаладки, проведения полевых и стендовых испытаний тракторов и автомобилей, а также обеспечения и хранения горюче-смазочных материалов.

Цель выпускной квалификационной работы – систематизировать, закрепить и совершенствовать полученные студентами знания по конструкции тракторов и автомобилей, научить будущего техника-механика формулировать технические задачи по выбранной теме, находить пути их решения.

2. ТЕМАТИКА ВЫПУСКНЫХ КВАЛИФИКАЦИОННЫХ РАБОТ

Тематика выпускных квалификационных работ (ВКР) определяется выпускающими кафедрами совместно со специалистами предприятий или организаций, заинтересованных в разработке данных тем. Темы ВКР рассматриваются на заседании методической комиссии и утверждаются директором за два месяца до начала преддипломной практики. Студенту предоставляется право выбора темы ВКР вплоть до предложения своей тематики с обоснованием целесообразности ее разработки.

Для закрепления темы и назначения руководителя студент пишет на имя заведующего кафедрой заявление (прил. 1), которое согласуется с руководителем ВКР и рассматривается на заседании выпускающей кафедры.

Задания на ВКР с календарным планом выдаются студентам не позднее чем за две недели до начала преддипломной практики (прил. 2 и 3 соответственно).

Изменение темы ВКР, а также замена руководителя допускается в случае уважительной причины по заявлению студента или руководителя с обоснованием причин и с согласия заведующего выпускающей кафедры, но не позднее начала сроков, определенных в учебном плане для подготовки выпускной квалификационной работы.

Трудоемкая тема может разрабатываться группой студентов, в этом случае работа носит название комплексного проекта. Комплексные проекты, объединенные общей темой, могут выполняться не только по одной дисциплине, но и могут быть междисциплинарными. Однако при этом каждый студент должен решать комплекс своих четко разграниченных вопросов в соответствии с индивидуальным заданием, оформленных отдельной пояснительной запиской и иллюстрированных графическими материалами в объемах обычной выпускной квалификационной работы.

По дисциплине «Тракторы и автомобили» выпускные квалификационные работы направлены на оценку и совершенствование технологических свойств мобильных энергетических средств с учетом адаптации их агрегатов, узлов и систем к условиям функционирования.

Примерные темы дипломных работ по дисциплине «Тракторы и автомобили»

1. Обоснование рациональных конструктивных (эксплуатационных) параметров тракторного дизеля.
2. Обоснование рациональных конструктивных (эксплуатационных) параметров автомобильного двигателя.
3. Модернизация системы смазки двигателя _____.
4. Модернизация системы охлаждения автомобиля _____ (трактора) _____.
5. Модернизация системы питания автомобиля _____ (трактора) _____.
6. Модернизация системы пуска дизельного (бензинового) двигателя _____.
7. Модернизация электрооборудования сельскохозяйственного трактора _____ (автомобиля) _____.
8. Модернизация рабочего оборудования сельскохозяйственного трактора _____.
9. Модернизация трансмиссии трактора _____ для улучшения тяговых свойств.
10. Повышение проходимости автомобиля _____.
11. Обеспечение нормативных климатических условий работы машинистов в кабинах МЭС.
12. Разработка (модернизация) системы или устройства подготовки дизельных двигателей к запуску в условиях низких температур.
13. Участок по выдаче топлива и смазочных материалов (пост, азс, нефтесклад, нефтебаза и т.д.).
14. Разработка индивидуальных средств обогрева салона автомобиля (кабины трактора).
15. Разработка (модернизация) прибора для диагностики и контроля состояния двигателя _____ (трактора, автомобиля, гидропривода и т.д.).
16. Разработка устройства (механизма, системы)* _____.

** Разработка (модернизация) элементов и узлов двигателя, трансмиссии, ходовой части, рабочего или вспомогательного оборудования трактора или автомобиля.*

По согласованию с дипломным руководителем указанные темы могут конкретизироваться, а именно: может выбираться конкретная

марка и модель двигателя (с искровым зажиганием или дизельного), тракторов (общего назначения, универсально-пропашных или специальных), автомобилей (легковых или грузовых), например:

1. Обоснование рациональных параметров трактора класса 0,6.
2. Модернизация системы охлаждения трактора МТЗ-82.1.
3. Модернизация системы питания автомобиля ГАЗ-3302.
4. Разработка предпускового подогревателя для автомобиля КамАЗ-5320.
5. Проект комбинированного масляного фильтра для дизелей тракторов «Кировец».

3. СТРУКТУРА И ОБЪЕМ ВЫПУСКНОЙ РАБОТЫ

По структуре ВКР состоит из пояснительной записки и графической части. В пояснительной записке дается анализ, теоретическое и расчетное обоснование принятых решений. В графической части принятое решение представляется в виде чертежей узлов и деталей, схем, графиков, диаграмм и таблиц. В состав ВКР могут входить изделия, изготовленные студентом в соответствии с заданием, или их фотографии.

Структура работы включает в себя следующие основные элементы в порядке их расположения:

- титульный лист;
- задание;
- календарный план;
- содержание;
- введение;
- основная часть;
- заключение;
- список источников и литературы;
- приложения.

Во введении должно быть представлено обоснование актуальности темы, сформулированы цели и задачи ВКР.

Содержание ВКР раскрывается в ее основном тексте, состоящем из глав (с разбивкой на параграфы). В основной части излагается материал по теме, приводится анализ информационных источников,

решаются задачи, сформулированные во введении. Содержание работы должно раскрывать тему исследования.

В заключении приводятся обобщенные итоги теоретической и/или практической разработки темы, отражаются результаты решения поставленных во введении задач, формулируются выводы, предложения и рекомендации по использованию результатов работы.

В приложения выносятся вспомогательные или дополнительные материалы, которые не могут быть по техническим или другим причинам включены в основной текст или разрывают текст работы более чем на один лист.

Объем ВКР:

- пояснительная записка не менее 40, но не более 60 страниц печатного текста;
- графическая часть – 4–6 листов формата А1.

4. ЭТАПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ВКР

Поэтапное выполнение дипломного проекта сокращает сроки и значительно повышает качество проектирования. При проектировании рекомендуется определенная последовательность работ, которая фиксируется по срокам в календарном плане.

Первый этап. Получив письменное задание на проектирование, студент углубленно знакомится по учебной, справочной и научной литературе с отечественными и зарубежными тракторами (автомобилями), аналогичными проектируемому по типу, классу и основным техническим параметрам. Большую роль на этом этапе имеют приобретенные ранее знания реальных машин и их двигателей. Анализируя полученную информацию, отмечают тенденции развития, преимущества и недостатки конструкций аналогов проектируемого объекта. На этом этапе также выполняется патентный обзор.

Второй этап. На данном этапе формируется цель работы, объект и предмет исследования, структурируется первая глава и ставятся задачи проекта, решение которых определяет содержание последующих глав.

Третий этап. По выбранному прототипу трактора, автомобиля, обкаточно-тормозного стенда и т.д. принимают общую конструктив-

ную схему объекта, определяют основные параметры и проводят расчет систем силового агрегата. Если в проекте разрабатывается (модернизируется) элемент шасси или оборудования, на этом этапе необходимо проработать раздел, включающий расчет выбранных узлов, например:

- расчет фрикционной муфты сцепления;
- определение параметров усилителя рулевого привода;
- расчет гидравлического тормозного привода с вакуумным усилителем;
- гидравлический расчет клапана;
- расчет привода вала отбора мощности;
- расчет механизма привода стартера.

Четвертый этап включает работу над техническим решением:

- разработку принципиальной схемы работы предлагаемого устройства, механизма или системы;
- расчет параметров функционирования изделия;
- составление генерального плана, плана размещения оборудования, технологической схемы и т.д.;
- эскизное выполнение чертежей конструкторского решения и его описание.
- описание технологии изготовления детали (по отдельному заданию).

Пятый этап. Выполняют анализ технического решения, куда входят проверочные расчеты конструктивной разработки и оценка показателей проектируемой конструкции в сравнении с существующими прототипами машин и оборудования аналогичного класса.

Шестой этап. Оформляют графическую часть и пояснительную записку.

Седьмой этап. Дают рекомендации по использованию технических решений, делают заключение по основным выводам разделов.

Восьмой этап. Проводят экспертизу проекта: рецензирование, нормоконтроль, предзащиту.

Девятый этап. Представляют завершенный проект к защите.

5. ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Работа начинается с титульного листа, где указаны полные реквизиты учреждения, тема и шифр ВКР, сведения о разработчике, руководителе и нормоконтроле.

Образец оформления титульного листа размещен в приложении 4.

Формат бумаги – А4 (210×297 мм). Ориентация книжная. Поля: левое – 25 мм, правое – 15 мм, верхнее – 20 мм, нижнее – 20 мм). Положение переплета слева.

Нумерация страниц. Отсчет страниц начинается с титульного листа. Номер страницы ставится по центру нижнего поля листа, начиная с листа «СОДЕРЖАНИЕ», который нумеруется цифрой 2. Номер страницы на титульном листе не ставится. Нумерация страниц в приложении продолжает нумерацию основного текста.

Заголовки структурных частей ВКР (СОДЕРЖАНИЕ, ВВЕДЕНИЕ, ГЛАВА, ЗАКЛЮЧЕНИЕ, СПИСОК ИСТОЧНИКОВ И ЛИТЕРАТУРЫ) пишутся прописными (заглавными) буквами, с выравниванием по центру. Шрифт Times New Roman, кегль (размер шрифта) – 14, полужирный, междустрочный интервал полуторный. В тексте работы названия глав полностью пишутся прописными буквами, кегль (размер шрифта) 14, полужирный, междустрочный интервал полуторный. Заголовки глав отделяются от названия параграфа одной пустой строкой при полуторном интервале. Переносы слов в заголовках не допускаются. Точка в конце заголовка не ставится. Если заголовков состоит из двух предложений, их разделяют точкой. Заголовок не должен быть последней строкой на странице. Каждый раздел основной части оформляется с нового листа.

Текст отделяется от заголовка параграфа двойным интервалом.

Главы нумеруются по всей работе арабскими цифрами, номер главы отделяется от названия точкой. Новая глава, как и другие структурные элементы работы (кроме параграфов), начинается с нового листа.

Параграфы нумеруются арабскими цифрами в пределах каждой главы. Номер параграфов состоит из номера главы и собственного номера параграфа, разделенных точкой. Номер параграфа отделяется от названия точкой.

Заголовки параграфов оформляют строчными буквами (кроме первой буквы – прописной), шрифт – полужирный. В конце заголовка

точку не ставят. Подчеркивать заголовки и переносить слова в заголовках не допускается. Выравнивание по центру.

Не разрешается оставлять заголовки в нижней части страницы, помещая текст на следующей.

Параметры шрифта текста работы. Шрифт Times New Roman, начертание – обычный, кегль (размер шрифта) – 14. Междустрочный интервал полуторный. Выравнивание по ширине. Абзацный отступ (красная строка) – 1,25 см. Цвет текста – черный. Текст печатается с одной стороны листа. В тексте используются кавычки «елочки».

При оформлении таблиц строка «Таблица» выравнивается по левому краю листа, в строке ниже пишется название таблицы без кавычек и точки в конце. Название таблицы не выделяется полужирным шрифтом. При наличии в тексте единственной таблицы номер ей не присваивается. Если таблица не уместается на одной странице, ее колонки нумеруются и на следующей странице повторяется строка с номерами колонок без повторения их названия.

В ячейках таблицы:

- допускается применять размер шрифта меньший, чем в основном тексте (12–13);
- применяется одинарный интервал;
- не должно быть абзацного отступа;
- цифровые значения выравниваются по центру, а буквенные – по левому краю;
- центровка производится по горизонтали и вертикали;
- заголовки колонок и строк таблицы пишутся с прописной буквы, а подзаголовки колонок – со строчной (если они составляют одно предложение с заголовком).

При оформлении иллюстративного материала (графиков, диаграмм, фотографий), размещенных как внутри текста, так и на отдельных листах, под иллюстративным материалом пишется слово «Рис.», проставляется его номер арабской цифрой, после которой ставится точка, с прописной буквы пишется название и, при необходимости, поясняющий текст. Название рисунка выравнивается по центру. Точка в конце названия рисунка не ставится. При наличии в тексте единственного рисунка номер ему не присваивается.

Таблицы и рисунки должны размещаться сразу после ссылки (первого упоминания) на них в тексте на данном листе или (если это невозможно) в начале следующего. Ссылка дается по типу «рис.1» в

скобках или без них в зависимости от контекста предложения. При всех последующих ссылках на таблицу или рисунок эти ссылки дают с сокращенным словом «смотри». Например: (см. рис. 2). Сокращения «табл.» и «рис.» применяют в тех случаях, когда таблицы и рисунки имеют номера.

В приложения выносятся поясняющие основной текст материалы, разрывающие этот текст более чем на один лист. Приложением может быть графический материал, таблицы большого формата, расчеты, описания алгоритмов и программ задач, решаемых на ЭВМ и т.д. Каждое приложение начинается с нового листа с указанием в правом верхнем углу слова «Приложение». Если приложений больше, чем одно, все они нумеруются арабскими цифрами без знака №. Например: Приложение 1. Характер приложения определяется автором работы самостоятельно, исходя из содержания (приложений в ВКР должно быть от 1 до 5).

Ссылки на приложения в тексте ВКР обязательны и оформляются аналогично ссылкам на таблицы и рисунки.

Оформление ссылки на использованный источник осуществляется в конце предложения в квадратных скобках с указанием номера книги (источника) в списке источников и литературы, а при дословном цитировании и с указанием номера страницы, с которой взята цитата. Например: [4, с. 25]. Точка в предложении со ссылкой на источники ставится после ссылки за квадратными скобками.

В расчетной главе или в разделе «Теоретические исследования» приводимые формулы должны располагаться в виде отдельной строчки, выше и ниже которой оставляют пустую строку. После написания формул ставят запятую и следующую строчку начинают со слова «где» и далее расшифровывают значения входящих величин с указанием единиц измерения. Несколько формул разделяют точкой с запятой. Каждую формулу нумеруют арабскими цифрами в скобках и помещают на правом поле страницы. Например, циркуляционный расход масла в системе, его величину определяют при известном количестве теплоты Q_m (Дж/с), отводимом маслом от двигателя:

$$Q_m = (0,02 - 0,03) Q_n G_{Tn}; \quad (1.1)$$

$$V_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{м}}}{\rho_{\text{м}} c_{\text{м}} \Delta T_{\text{м}}}, \quad (1.2)$$

где $V_{\text{ц}}$ – циркуляционный расход масла, м³/с; $\rho_{\text{м}} = 900$ кг/м³ – плотность моторного масла; $c_{\text{м}} = 2094$ Дж/(кг·К) – средняя удельная теплоемкость масла; $\Delta T_{\text{м}}$ – температура нагрева масла в двигателе ($\Delta T_{\text{м}} = 10-15$ К).

Указав или рассчитав численные значения входящих в формулу величин, записывают выражения для $Q_{\text{м}}$ и $V_{\text{ц}}$ в виде численных значений, через знак равенства – ответ с указанием размерности: Дж/с и м³/с. Промежуточные значения расчетов в тексте записки не приводятся.

Библиографическое описание источников в списке источников литературы осуществляется в соответствии с ГОСТ 7.1-2003.

Выпускная квалификационная работа должна быть представлена в одном прошитом экземпляре, обложки жесткие.

Перед титульным листом в работу прикладывается:

- записка председателю;
- отзыв руководителя (прил. 5).

6. СТРУКТУРА И ОФОРМЛЕНИЕ ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ РАБОТЫ

К графической части выпускной работы относят собственно чертежи (сборочные, монтажные, общего вида, детали) и графические документы (схемы, таблицы, графики, рисунки, расчеты, диаграммы, методические указания).

Чертежи выполняются в соответствии со стандартами: ЕСКД, ЕСТД, СТ, ОН и действующими в вузе стандартами и методическими указаниями [2]. Формат изображения должен выбираться таким, чтобы изображение почти полностью заполняло площадь листа. Размеры условных изображений элементов в кинематических, гидравлических и электрических схемах принимаются в соответствии с рекомендациями стандартов.

Отдельные листы графической части выпускной работы допускается выполнять в виде плакатов.

Графическая часть работы конструкторского и обзорно-аналитического направления должна включать:

- 1 л. диаграммы, таблицы, фотографии объектов и т.д. – результат анализа состояния вопроса (пример см. прил. 11);
- 2 л. – техническая характеристика объекта исследования (пример см. прил. 12);
- 3 л. – кинематическую, гидравлическую или структурную схему изделия с указанием позиций (пример см. прил. 13);
- 4 л. – чертеж общего вида установки, изделия, узла, агрегата и т.д., (пример см. прил. 14);
- 5 л. – сборочный чертеж проектируемой оригинальной разработки (пример см. прил. 15);
- 6 л. – чертежи деталей (пример см. прил. 16).

Графическая часть работ по организации стендовых испытаний включает:

- 1 л. (или 2 л.) – результаты патентного поиска;
- 2 л. (3 л.) – план-схему участка стендовых испытаний;
- 3 л. (4 л.) – общий вид и техническую характеристику стенда;
- 4 л. (5 л.) – технологию проведения испытаний, методику обработки и форму представления результатов испытаний;
- 5 (6 л.) л. – чертежи деталей (для модернизации стенда).

Допускается выполнение сборочного чертежа на формате А3, в этом случае на второй половине листа необходимо разместить чертежи деталей. Также возможно выполнение двух сборочных единиц на форматах А3.

Обязательное выполнение чертежей согласуется с научным руководителем и фиксируется в задании на ВКР.

Листы графической части шифруют – всем чертежам, входящим в ВКР, присваивают обозначение, которое указывается в основной надписи.

Для более удобного пользования обозначение графической части кодируют условными обозначениями из 4-х (5) групп цифр и букв:

- а) код дипломного проекта – 01, дипломной работы – 02;
- б) код кафедры – М-77;
- в) номер по приказу;
- г) код технологического документа, состоящий из двух заглавных букв, соответствующих их назначению;
- д) номер документа.

Пример обозначения основной надписи графического листа «Схема смазки ДВС»:

01.М-77.03.СС.000.
а) б) в) г) д)

На титульном листе пояснительной записки также пишется шифр, например: 01.М-77.03.ПЗ.

7. ЭКСПЕРТИЗА КАЧЕСТВА, ЗАЩИТА И КРИТЕРИИ ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЫ

7.1 Экспертиза выпускной квалификационной работы

Первый этап выполнения работы контролируется научным руководителем. За две недели до публичной защиты готовая выпускная работа представляется студентом руководителю. Руководитель принимает решение о готовности выпускной работы, подписывает титульный лист и дает письменный отзыв (прил. 5), после чего ВКР проходит предварительную защиту на кафедре. Решение кафедры оформляется протоколом о допуске ВКР к защите в рамках государственной (итоговой) аттестации.

Заведующий кафедрой на основании представленных документов и результатов предварительной защиты ВКР оценивает готовность студента-выпускника и решает вопрос о допуске его к защите.

Если заведующий кафедрой и руководитель не сочтут возможным допустить студента к защите, вопрос о допуске решается на заседании методической комиссии с участием руководителя и автора работы.

К защите допускаются выпускники, своевременно выполнившие учебный план и представившие полностью оформленную работу с отзывом руководителя и внутренней рецензией не позднее чем за 5 дней до защиты. Рецензию на ВКР дает преподаватель, работающий в Институте управления инженерными системами (кроме кафедры «Тракторы и автомобили») и имеющий профильное высшее образование.

Если работа была представлена позже установленного срока, то она допускается к защите только при наличии уважительных причин, подтвержденных документально.

7.2 Защита выпускной квалификационной работы

Защита проводится в соответствии с расписанием работы ГАК, которое должно быть доведено до сведения студентов не позднее чем за неделю до начала защиты выпускных квалификационных работ.

Защита выпускных работ проводится на открытом заседании государственной аттестационной комиссии. При защите ВКР могут присутствовать руководители выпускных квалификационных работ, работодатели. Все присутствующие могут задавать вопросы по содержанию работы и участвовать в обсуждении.

Защита работы проводится в форме публичного доклада, сопровождаемого графическим материалом, продолжительностью 5–7 минут с последующим обсуждением.

Студенту-выпускнику следует знать, что оценка ВКР складывается из нескольких показателей (параметров):

- качество работы (степень самостоятельности выполненной работы; соответствие содержания работы проблеме и задачам исследования; обоснованность теоретических и практических выводов; возможность практического применения материалов работы; наличие элементов новизны теоретического и/или практического характера);
- качество выступления (содержание, структура, полнота, логика защитного слова);
- качество оформления графической части (степень сложности);
- глубина и полнота ответов на вопросы членов ГАК;
- отзыв руководителя.

Оценка выставляется по каждому параметру, затем определяется среднее значение.

После доклада выпускника и его ответов на вопросы зачитывается отзыв руководителя.

Результаты защиты ВКР оцениваются на закрытом заседании ГАК по окончании защиты оценками «отлично», «хорошо», «удовлетворительно» и «неудовлетворительно» простым большинством голосов членов комиссии, участвующих в заседании. При равном числе голосов «за» или «против» конкретной оценки, голос председателя (председательствующего) засчитывается за два голоса. Оценки объявляются в день защиты после оформления протокола заседания ГАК.

Государственная аттестационная комиссия:

- решает вопросы о рекомендации полученных в ходе выполнения ВКР результатов к практическому использованию и/или апробации;
- рекомендует к участию в конкурсе ВКР (внутреннем);
- вносит предложения о целесообразности продолжения обучения выпускника в учреждении высшего профессионального образования.

Выпускник, не защитивший в установленный срок ВКР, отчисляется и получает (на основании личного заявления) академическую справку.

При «неудовлетворительной» оценке ВКР студент имеет право повторно защищать работу после внесения дополнений, исправлений, доработки, но не более одного раза, не ранее следующего учебного года и не позднее 3 лет. В этом случае государственная аттестационная комиссия может признать целесообразным повторную защиту студентом той же самой работы, либо вынести решение о закреплении за ним нового задания на выпускную квалификационную работу.

Общие итоги защиты выпускных квалификационных работ проводятся комиссией, а отчеты председателей ГАК обсуждаются на совете ИУИС.

7.3 Критерии выпускной квалификационной работы

Оценка «отлично» выставляется в том случае, если:

- содержание работы соответствует выбранной специальности и теме работы;
- работа актуальна, выполнена самостоятельно, имеет творческий характер, отличается определенной новизной;
- дан обстоятельный анализ степени теоретического исследования проблемы, различных подходов к ее решению;
- показано знание нормативной базы, учтены последние изменения в законодательстве и нормативных документах по данной проблеме;
- проблема раскрыта глубоко и всесторонне, материал изложен логично;
- теоретические положения органично сопряжены с управленческой практикой;

- даны представляющие интерес практические рекомендации, вытекающие из анализа проблемы;

- в работе широко используются материалы исследования, проведенного автором самостоятельно или в составе группы (в отдельных случаях допускается опора на вторичный анализ имеющихся данных);

- в работе проведен количественный анализ проблемы, который подкрепляет теорию и иллюстрирует реальную ситуацию, приведены таблицы сравнений, графики, диаграммы, формулы, показывающие умение автора формализовать результаты исследования;

- широко представлена библиография по теме работы;

- приложения к работе иллюстрируют достижения автора и подкрепляют его выводы;

- по своему содержанию и форме работа соответствует всем предъявленным требованиям.

Оценка «хорошо» ставится в том случае, если:

- тема соответствует специальности;

- содержание работы в целом соответствует дипломному заданию;

- работа актуальна, написана самостоятельно;

- дан анализ степени теоретического исследования проблемы;

- основные положения работы раскрыты на достаточном теоретическом и методологическом уровне;

- теоретические положения сопряжены с управленческой практикой;

- представлены количественные показатели, характеризующие проблемную ситуацию;

- практические рекомендации обоснованы;

- приложения грамотно составлены и прослеживается связь с положениями дипломного проекта;

- составлена библиография по теме работы.

Оценка «удовлетворительно» ставится в том случае, если:

- работа соответствует специальности;

- имеет место определенное несоответствие содержания работы заявленной теме;

- исследуемая проблема в основном раскрыта, но не отличается новизной, теоретической глубиной и аргументированностью;
- нарушена логика изложения материала, задачи раскрыты не полностью;
- в работе не полностью использована необходимая для раскрытия темы научная литература, нормативные документы, а также материалы исследований;
- теоретические положения слабо увязаны с управленческой практикой, практические рекомендации носят формальный бездоказательный характер;
- содержание приложений не освещает решения поставленных задач.

Оценка «неудовлетворительно» ставится в том случае, если:

- тема работы не соответствует специальности;
- содержание работы не соответствует теме;
- в работе имеются существенные теоретико-методологические ошибки; аргументация основных положений поверхностна;
- дипломный проект носит умозрительный и (или) компилятивный характер;
- предложения автора четко не сформулированы.

8. ТЕХНИЧЕСКОЕ РЕШЕНИЕ И РАСЧЕТЫ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ

8.1 Техническое решение

Техническое решение является структурной частью технического творчества. Оно определяет принципиальные, схематические, теоретические решения, имеющие определенные отличия от известных и обладающие определенной новизной. Эти отличия могут проявиться в форме, размерах, компоновке, принципе работы, применяемом материале и др.

Новизна технического решения – важная ее характеристика. Она определяет тот круг лиц, для которых данное решение известно. Техническое решение, новое для автора, может оказаться известным для

других лиц. В самом деле, разработчики постоянно «изобретают» уже ранее изобретенные технические решения. Определение степени новизны технических решений дает возможность оценить уровень разработок. Технические решения, характеризующиеся существенными отличиями, новизной и обеспечивающие положительный эффект, представляют общественный и государственный интерес.

Для ВКР по кафедре «Тракторы и автомобили» техническое решение должно обладать новизной, решать вопросы по усовершенствованию конструкции узла, механизма, системы и т.д., отличаться хотя бы по одному признаку от прототипа и быть направленным на повышение технического уровня мобильных энергетических средств.

Технический уровень мобильных энергетических средств определяется соответствием их характеристик требованиям агротехники, производительности и стоимости технологического процесса, универсальности, надежности и экологичности. Данные характеристики и требования необходимо учесть при разработке или модернизации пункта технического осмотра, автозаправочной станции, стендового оборудования, приборов контроля и диагностики.

Раздел «Конструкторская разработка» начинают с описания устройства и принципа работы предложенной конструкции механизма, системы, узла и т.д.

После описания предлагаемого технического решения определяют конструктивные параметры изделия. Затем выполняются расчеты разработанного узла и деталей на прочность и приводят выводы по данному разделу.

8.2 Расчеты при проектировании

Проектирование машин, механизмов и узлов неразрывно связано с расчетами. При помощи расчетов устанавливается техническая характеристика, размеры, форма сечений нагруженных деталей, запас прочности и долговечности во всех условиях и при всех нагрузках, при которых конструкция должна работать. Расчеты и конструирование связаны между собой, дополняют и корректируют друг друга. Расчеты позволяют получить наилучший технический результат. Так

как конструирование неразрывно связано с экономическими проблемами, то любой результат конструкторского расчета проверяется с точки зрения экономической целесообразности. Поэтому все расчеты, применяемые в проектировании, по сути, относятся к технико-экономическим. Расчеты призваны дать ответ на вопросы, по которым конструктор не имеет опытных данных, чтобы обеспечить надежность, работоспособность и эффективность конструкции.

В большинстве случаев отдельные параметры и размеры сечений конструктор выбирает опытным путем или исходя из конструктивных соображений, так как расчет дает слишком малые сечения, которые в конструкции применить невозможно. Но в тех случаях, когда должна достигаться высокая точность или разрабатывается ответственная конструкция, проведение расчетов является единственным способом достижения оптимального результата.

В проектировании машин и механизмов применяются следующие виды расчетов: геометрические (расчет размерных цепей, координат, зазоров и натягов и т. п.); кинематические (расчет передаточных отношений кинематических цепей, расчет траектории и т.п.); динамические (расчет сил, скоростей, ускорений и т.п.); аэродинамических свойств (расчет формы наименьшего сопротивления для движущихся тел и т.п.); технологические (расчет режимов обработки, производительности, ритма, такта и т.п.); прочностные (расчет нагрузок, напряжений, прочности, деформаций и т.п.); жесткости и виброустойчивости; введение конструктивных связей между элементами конструкции; выполнение рационального оребрения; применение предохранительных механизмов; введение регуляторов или ограничителей частоты вращения либо скоростей; введение предельных муфт, демпферов; уравнивание вращающихся деталей; уменьшение нагрузки в пусковом режиме и в режиме торможения.

Применять в расчетах следует только систему единиц СИ и единицы физических величин, рекомендуемые ГОСТ 8.417-81 (см. прил. 6).

Выбор необходимых расчетов производится с учетом конструктивных особенностей разработки и согласуется с дипломным руководителем при получении задания на ВКР.

9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И РАСЧЕТ СИСТЕМ ДВИГАТЕЛЯ

9.1 Расчет системы смазки

При выборе схемы системы смазки двигателя используют общие тенденции совершенствования и гидравлическую схему смазочной системы двигателя-прототипа. Определяют число секций масляного насоса, число и тип фильтров, их расположение в схеме, наличие радиатора, расположение и число гидравлических клапанов. Гидравлическую схему системы смазки спроектированного двигателя (рис. 9.1) вычерчивают, руководствуясь правилами ГОСТ 2.704-2011. При этом устанавливают назначение и месторасположение клапанов.

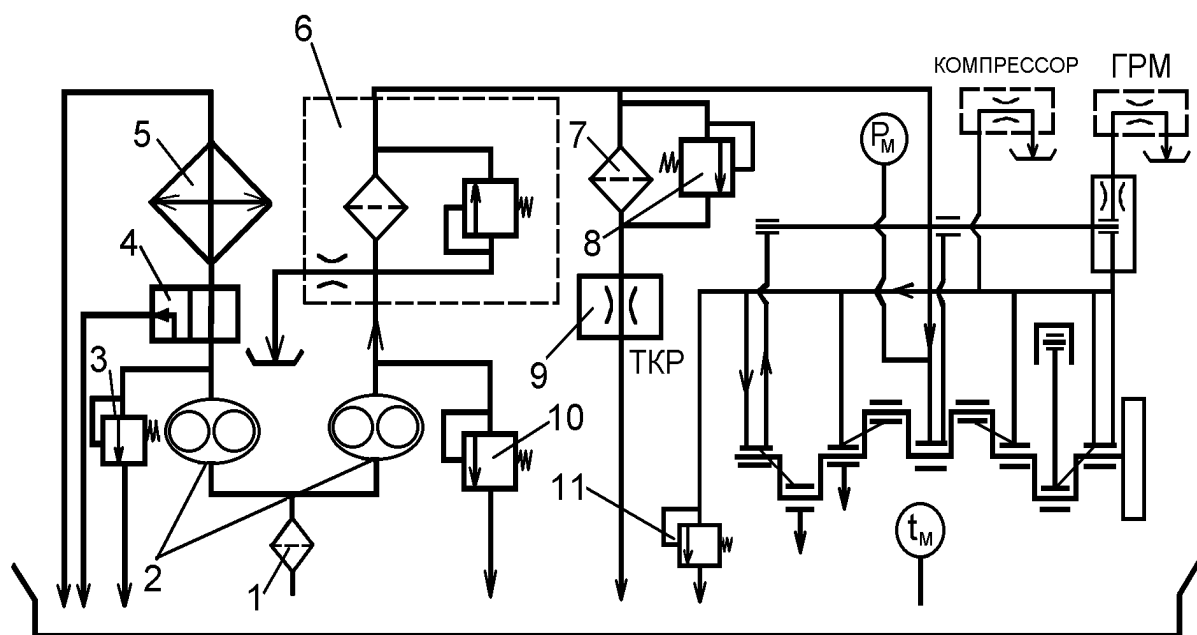


Рисунок 9.1 – Гидравлическая схема системы смазки двигателя: 1 – фильтр маслоприёмника; 2 – шестеренный насос; 3, 10 – предохранительный клапан; 4 – кран «Зима-лето»; 5 – радиатор; 6 – центрифуга; 7 – фильтр ТРК; 8 – клапан фильтра ТРК; 9 – ТРК; 11 – сливной клапан

Редуционные клапаны служат для ограничения давления масла, создаваемого насосом до 0,65–1,15 МПа. Они устанавливаются в корпусах масляных насосов, в корпусах масляных фильтров или выносятся отдельно. Клапаны автоматически перепускают часть масла из

полости нагнетания в полость пониженного давления (полость всасывания) или в картер.

Перепускной клапан устанавливается в корпусе фильтров и служит для перепуска неочищенного масла в главную магистраль при засорении фильтра и при повышении давления перед ним. Он регулируется на перепад давлений до и после фильтра 0,25–0,65 МПа в зависимости от модели двигателя.

Сливной клапан устанавливается в корпусе фильтра или на блоке картере и служит для поддержания постоянного давления в магистрали. Он регулируется на давление открытия 0,20–0,50 МПа. На некоторых двигателях роль сливного клапана выполняет редукционный клапан.

Клапан радиатора устанавливается в корпусе фильтров или на радиаторной секции масляного насоса. Он включается параллельно масляному радиатору и регулируется на давление 0,05–0,25 МПа, при котором масляный радиатор автоматически отключается.

Исходной величиной для расчета элементов системы смазки является циркуляционный расход масла в системе $V_{\text{ц}}$, его величину определяют при известном количестве теплоты $Q_{\text{м}}$ (Дж/с), отводимом маслом от двигателя:

$$Q_{\text{м}} = (0,02 - 0,03) Q_{\text{н}} G_{T_{\text{н}}}, \quad (9.1)$$

$$V_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{м}}}{\rho_{\text{м}} c_{\text{м}} \Delta T_{\text{м}}}, \quad (9.2)$$

где $V_{\text{ц}}$ – циркуляционный расход масла, м³/с; $\rho_{\text{м}} = 900$ кг/м³ – плотность моторного масла; $c_{\text{м}} = 2094$ Дж/(кг·К) – средняя удельная теплоемкость масла; $\Delta T_{\text{м}} = (10-15)$ К – температура нагрева масла в двигателе.

Для стабилизации давления масла в системе двигателя циркуляционный расход масла увеличивают обычно в два раза $V_{\text{ц}}' = 2V_{\text{ц}}$. При охлаждении поршней двигателя маслом $V_{\text{ц}}' = (2,5-3,0)V_{\text{ц}}$.

Объем масла в системе для уменьшения массы двигателя должен быть по возможности малым, но достаточным для заполнения всей системы, смачивания деталей и стенок картера и создания запаса, компенсирующего расход масла между заправками двигателя. Этот расход для двигателей различных типов в зависимости от их износа

составляет 0,2–0,6 % от расхода топлива. Вместимость системы смазки с мокрым картером определяют из условия:

$$V_m = q_m Ne_\Sigma, \quad (9.3)$$

где V_m – вместимость системы смазки, л.; q_m – удельная емкость системы смазки (для бензиновых двигателей $q_m = 0,05-0,18$ л/кВт; для дизелей $q_m = 0,14-0,31$ л/кВт).

Объем циркуляционного бака в системах с сухим картером выбирают таким, чтобы $q_m \leq 2,1$ л/кВт.

По конструкции насосы автотракторных двигателей подразделяют на шестеренные и винтовые, отличающиеся надежностью, способностью создавать большие давления, простотой конструкции и малой стоимостью. По числу секций насосы бывают односекционные и многосекционные.

Расчет масляного насоса заключается в определении размеров его шестерен. Расчетную производительность основной секции шестеренного насоса определяют по циркуляционному расходу с учетом объемного коэффициента подачи (утечек через радиальные и торцовые зазоры):

$$V_p = \frac{V'_u}{\eta_n}, \quad (9.4)$$

где V_p – расчетная производительность насоса, м³/с; $\eta_n = 0,6-0,8$ – объемный коэффициент подачи.

Расчетная производительность шестеренного насоса при высоте зуба $h = 2m$ и $D_0 = zm$ определяется как

$$V_p = \frac{2\pi \cdot zm^2 v \cdot n_{нас}}{60}. \quad (9.5)$$

Задавшись значениями m , z , $n_{нас}$, определяют длину зуба шестерни, m , которая должна находиться в пределах $v = (0,3-1,3) m$,

$$v = \frac{60 \cdot V_p}{2\pi \cdot m^2 z \cdot n_{нас}}, \quad (9.6)$$

где $m = (3-6) \cdot 10^{-3}$ – модуль зацепления, м; $z = (6-12)$ – число зубьев шестерни; $n_{нас}$ – частота вращения шестерни, мин⁻¹.

$$n_{нас} = \frac{U_{нас}}{\pi m(z+2)}, \quad (9.7)$$

где $U_{нас}$ – окружная скорость вращения шестерни на внешнем диаметре, м/с.

Окружную скорость вращения на внешнем диаметре выбирают из условия $n_{нас} < 3000 \text{ мин}^{-1}$. Обычно она не превышает 8–10 м/с.

Мощность, затрачиваемая на привод односекционного или основной секции многосекционного насоса:

$$N_{нм} = \frac{V_p P_p}{\eta_{нм} \cdot 10^3}, \quad (9.8)$$

где $N_{нм}$ – затраты мощности на привод насоса, кВт; P_p – рабочее давление масла в системе (для бензиновых двигателей 0,3–0,5, для дизелей 0,4–0,7 МПа); $\eta_{нм} = 0,85–0,90$ – механический КПД насоса.

Если масляный насос имеет дополнительную и радиаторную секции, их расчетную производительность выбирают из условий:

$$\text{для радиаторной } V_p^p = (0,20–0,35) V_p; \quad (9.9)$$

$$\text{для откачивающей } V_p^o = (1,25–1,50) V_p. \quad (9.10)$$

Мощности их привода $N_{Pм}$ и $N_{Ом}$ рассчитывают при давлении открытия перепускного клапана радиатора $P_p = 0,20–0,25$ МПа и $P_o = 0,03–0,07$ МПа.

Удельные затраты мощности на привод масляного насоса определяют из соотношения:

$$N_{уд.м} = \frac{N_{Нм} + N_{Pм} + N_{Ом}}{Ne_3}. \quad (9.11)$$

Расчет масляного радиатора. Радиатор служит для охлаждения масла, циркулирующего в системе. На автотракторных двигателях устанавливают в основном воздушно-масляные или водомасляные теплообменники. Основной расчетной величиной является площадь поверхности охлаждения радиатора:

$$F_{Mp} = \frac{Q_m}{k_m(T_{Mcp} - T_{Bcp})}, \quad (9.12)$$

где F_{Mp} – площадь поверхности охлаждения радиатора, м^2 ; k_m – коэффициент теплопередачи от масла к окружающей среде; T_{Mcp} – средняя температура масла в радиаторе; T_{Bcp} – средняя температура охлаждающего тела, проходящего через радиатор.

Для масляно-воздушных радиаторов (при скорости циркуляции масла 1–6 м/с) $k_m = 40\text{--}80 \text{ Вт/м}^2\text{К}$. Для водомасляных с гладкими трубками $k_m = 150\text{--}350 \text{ Вт/м}^2\text{К}$; с завихрителями в масляных трубках $k_m = 520\text{--}1160 \text{ Вт/м}^2\text{К}$.

Средняя температура масла в радиаторе:

$$T_{Mcp} = \frac{(T_m^{ex} + T_m^{bix})}{2}, \quad (9.13)$$

где $T_m^{ex}; T_m^{bix}$ – соответственно температура масла на входе в радиатор и на выходе из него, $T_m^{bix} = 353\text{--}363 \text{ К}$.

Тогда, при подаче масла радиаторной секцией насоса V_p^p :

$$T_m^{ex} = T_m^{bix} + \frac{Q_m}{\rho_m c_m V_p^p}. \quad (9.14)$$

Для одноконтурного насоса принимают, что количество масла, циркулирующего через радиатор $V_p^p = (0,5\text{--}0,7) V_p$. Температура масла T_m^{ex} для автотракторных двигателей должна находиться в пределах 363–378 К.

Для воздушно-масляных радиаторов средняя температура воздуха, проходящего через радиатор, принимается равной его температуре на входе $T_{Bcp} = T_m^{ex} = 298\text{--}313 \text{ К}$. Большие значения T_{Bcp} имеют место при установке перед масляным радиатором охладителя наддувочного воздуха (ОНВ). Среднюю температуру охлаждающей жидкости в водомасляных теплообменниках принимают равной $T_{Bcp} = 343\text{--}358 \text{ К}$.

Для оценки совершенства охладителя масла определяют его тепловую эффективность, которая характеризует отношение действительно переданной в охладитель теплоты к максимально возможной

$$\eta = \frac{T_{\text{м}}^{\text{ex}} - T_{\text{м}}^{\text{вх}}}{(T_{\text{м}}^{\text{ex}} - T_{\text{вср}})} \quad (9.15)$$

Выбор моторного масла. Учитывая назначение и степень форсирования двигателя (литровую мощность), определяют основную марку моторного масла для эксплуатации в летнее и зимнее время, а также его заменитель и условия замены. После этого находят минимальную температуру пуска двигателя в зимнее время $t_{\text{п}}$ без предварительного подогрева из условия:

$$t_{\text{п}} = t_{\text{м}}^3 + (5 - 10), \quad (9.16)$$

где $t_{\text{м}}^3$ – температура застывания масла, °С.

9.2 Расчет системы жидкостного охлаждения

Систему жидкостного охлаждения наиболее целесообразно использовать в форсированных двигателях и в двигателях с относительно большим объемом цилиндра. Расчет системы охлаждения сводится к определению основных размеров поверхности охлаждения радиатора, водяного насоса и подбору вентилятора.

Расчет основных конструктивных элементов системы охлаждения проводится исходя из количества отводимой от двигателя теплоты $Q_{\text{охл}}$ на номинальном режиме, которое определяют из уравнения теплового баланса или по формуле

$$Q_{\text{охл}} = q_{\text{жс}} Ne_{\text{э}}, \quad (9.17)$$

где $Q_{\text{охл}}$ – количество отводимой теплоты, Дж/с; $q_{\text{жс}}$ – удельное количество отводимой теплоты.

На основании опытных данных принимают:

- $q_{\text{жс}} = 700\text{--}960$ Дж/(кВт с) – для дизелей (большие значения при раздельной камере сгорания);

- $q_{жс} = 900\text{--}1500$ Дж/(кВт с) – для двигателей с искровым зажиганием.

Вместимость системы охлаждения принимают на основе соотношения

$$V_{охл} = v_{охл} Ne_э, \quad (9.18)$$

где $V_{охл}$ – вместимость системы охлаждения, л; $v_{охл}$ – удельная емкость системы: для грузовых автомобилей – 0,20–0,40 л/кВт; для легковых – 0,10–0,30 л/кВт. Меньшие значения $v_{охл}$ относятся к форсированным двигателям.

Расчет радиатора. Расчет сводится к определению площади поверхности охлаждения для передачи теплоты от охлаждающей жидкости к окружающему воздуху. Основные параметры радиатора: площадь поверхности охлаждения F_p омываемой воздухом; фронтальная поверхность радиатора $F_{фр}$; глубина радиатора ℓ_p , т.е. расстояние между передней и задней стенками его решетки по ходу воздушного потока ($\ell_p = 0,05\text{--}0,15$ м); коэффициент компактности радиатора φ_p , выражающий отношение охлаждающей поверхности к объему радиатора $\varphi_p = F_p / (F_{фр} \ell_p) = 900\text{--}1000$ м⁻¹; коэффициент оребрения Ψ , определяемый отношением площадей поверхностей, омываемых воздухом и жидкостью ($\Psi = 3\text{--}6$).

Площадь поверхности охлаждения радиатора определяют из выражения:

$$F_p = \frac{Q_{охл}}{k(T_{жср} - T_{вср})}, \quad (9.19)$$

где F_p – площадь поверхности охлаждения радиатора, м²; k – коэффициент теплопередачи. Для дизелей $k = 85\text{--}105$ Вт/(м²К); для бензиновых двигателей $k = 140\text{--}180$ Вт/(м²К); $T_{жср}$ и $T_{вср}$ – соответственно средние значения температуры охлаждающей жидкости в радиаторе и температуры воздуха, проходящего через радиатор. Для автотракторных двигателей $T_{жср} = 358\text{--}365$ К; $T_{вср} = 323\text{--}323$ К.

Необходимая подача жидкости через радиатор:

$$G_{\text{жс}} = \frac{Q_{\text{охл}}}{c_{\text{жс}} \Delta T_{\text{жс}}}, \quad (9.20)$$

где $G_{\text{жс}}$ – расход жидкости через радиатор, кг/с; $c_{\text{жс}}$ – теплоемкость охлаждающей жидкости ($c_{\text{жс}} = 4187$ Дж/(кг К) – для воды; $c_{\text{жс}} = 2093$ Дж/(кг К) – для антифриза); $\Delta T_{\text{жс}} = 6\text{--}12$ К – температурный перепад жидкости в радиаторе.

Необходимая подача воздуха через радиатор (производительность вентилятора):

$$V_{\text{в}} = \frac{Q_{\text{охл}}}{c_{\text{в}} \Delta T_{\text{в}} \rho_{\text{в}}}, \quad (9.21)$$

где $V_{\text{в}}$ – подача воздуха через радиатор, м³/с; $c_{\text{в}} = 1005$ Дж/(кг К) – средняя теплоемкость воздуха; $\Delta T_{\text{в}} = 20\text{--}30$ К – температурный перепад воздуха в решетке радиатора; $\rho = 1,09$ кг/м³ – плотность воздуха, проходящего через радиатор.

Фронтальная площадь поверхности решетки радиатора, выполненная в виде квадрата для получения коэффициента обдува, равного единице:

$$F_{\text{фр}} = \frac{V_{\text{в}}}{v_{\text{ф}}}, \quad (9.22)$$

где $F_{\text{фр}}$ – фронтальная площадь поверхности решетки радиатора, м²; $v_{\text{ф}}$ – скорость воздуха перед фронтом радиатора без учета скорости движения машины ($v_{\text{ф}} = 16\text{--}24$ м/с).

Глубину радиатора определяют из соотношения

$$\ell_{\text{р}} = \frac{F_{\text{р}}}{(F_{\text{фр}} \varphi_{\text{р}})}. \quad (9.23)$$

Тепловая эффективность радиатора равна

$$\eta_{\text{жс}} = \frac{(T_{\text{жс}}^{\text{вх}} - T_{\text{жс}}^{\text{вых}})}{(T_{\text{жс}}^{\text{вх}} - T_{\text{в}}^{\text{вх}})} . \quad (9.24)$$

Расчет жидкостного насоса. Охлаждающая жидкость в системе циркулирует, как правило, с помощью центробежных насосов с односторонним подводом жидкости. Расчетную подачу насоса определяют по формуле

$$V_{\text{нр}} = \frac{G_{\text{жс}}}{\rho_{\text{жс}} \eta_o} , \quad (9.25)$$

где $V_{\text{нр}}$ – расчетная подача насоса, м³/с; $\rho_{\text{жс}}$ – плотность жидкости, кг/м³ (для воды $\rho_{\text{жс}} = 1000$ кг/м³; для антифриза $\rho_{\text{жс}} = 1075$ кг/м³); $\eta_o = 0,8–0,9$ – объемный КПД насоса.

Мощность на привод насоса

$$N_{\text{н}} = \frac{V_{\text{нр}} H}{10^3 \eta_h \eta_m} , \quad (9.26)$$

где $N_{\text{н}}$ – мощность на привод насоса, кВт; $H = (50–100) \cdot 10^3$ Па – напор, создаваемый насосом; $\eta_h = 0,6–0,7$ – гидравлический КПД насоса; $\eta_m = 0,7–0,9$ – механический КПД насоса.

Диаметр осевого вентилятора при квадратной фронтальной поверхности радиатора определится как

$$D_{\text{в}} = \sqrt{\frac{2F_{\text{фр}}}{\pi}} . \quad (9.27)$$

Мощность, затрачиваемая на привод вентилятора,

$$N_{\text{в}} = \frac{V_{\text{в}} \Delta P_{\text{мр}}}{10^3 \eta_{\text{в}}} , \quad (9.28)$$

где D_{ϵ} – диаметр осевого вентилятора, м; N_{ϵ} – затраты мощности на привод, кВт; $\Delta P_{mp} = 600\text{--}1000$ Па – сопротивление воздушного тракта; η_{ϵ} – КПД вентилятора (для клепаных 0,3–0,4; для литых 0,6–0,7).

Частота вращения вентилятора должна быть в пределах $n_{\epsilon} = (1,0\text{--}1,4) n_H$ и может быть рассчитана при известной окружной скорости:

$$n_{\epsilon} = \frac{60U_{\epsilon}}{\pi D_{\epsilon}}, \quad (9.29)$$

где $U_{\epsilon} = 70\text{--}100$ м/с – окружная скорость лопастей вентилятора.

Число лопастей вентилятора находят по формуле

$$z_{\epsilon} = \frac{60V_{\epsilon}}{\pi(R^2 - r^2) \cdot n_{\epsilon} \epsilon_{\epsilon} \eta'_{\epsilon} \sqrt{\sin \alpha \cdot \cos \alpha}}, \quad (9.30)$$

где R, r – наружный и внутренний радиусы вентилятора, м; $\epsilon_{\epsilon} = 0,08\text{--}0,12$ м – ширина лопасти; $\eta'_{\epsilon} = 0,4\text{--}0,7$ – коэффициент, учитывающий сопротивление потоку воздуха при выходе его из-под капота двигателя; $\alpha = 35^{\circ}\text{--}45^{\circ}$ – угол наклона лопасти вентилятора к направлению воздушного потока.

Удельные затраты на функционирование системы жидкостного охлаждения

$$N_{уд.охл} = \frac{N_H + N_{\epsilon}}{Ne_{\epsilon}}, \quad (9.31)$$

а показатель энергетической эффективности

$$E = \frac{Q_{охл}}{(N_H + N_{\epsilon})}. \quad (9.32)$$

Показатель E характеризует теплогидродинамическое совершенство системы охлаждения и устанавливает взаимосвязь между тепловой нагрузкой охладителя и затратами мощности на прокачку обоих теплоносителей.

9.3 Расчет системы воздушного охлаждения

Расчет заключается в определении параметров оребрения цилиндра и головки, производительности и размеров вентилятора, а также мощности на его привод.

Расчет параметров оребрения. Количество теплоты, отводимое системой охлаждения $Q_{\text{в}}$, определяется для номинального режима:

$$Q_{\text{в}} = q_{\text{в}} N e_{\text{э}}, \quad (9.33)$$

где $q_{\text{в}}$ – удельное количество отводимой теплоты (в бензиновых двигателях $q_{\text{в}} = 870\text{--}1350$, в дизелях $q_{\text{в}} = 550\text{--}1050$ Дж/(кВт·с)).

Площадь поверхности оребрения рассчитывают для головки и цилиндра:

$$Q_{\text{в}} = Q_{\text{г}} + Q_{\text{ц}}, \quad (9.34)$$

где $Q_{\text{г}}$ – количество теплоты, отводимой от головки, Дж/с; $Q_{\text{г}} = (0,45\text{--}0,60) Q_{\text{в}}$ – для дизелей; $Q_{\text{г}} = (0,60\text{--}0,75) Q_{\text{в}}$ – для бензиновых двигателей; $Q_{\text{ц}}$ – количество теплоты, отводимое от цилиндра.

Площадь поверхности охлаждения ребер цилиндра

$$F_{\text{ц}} = \frac{Q_{\text{ц}}}{\alpha_{\text{в}} (T_{\text{Цср}} - T_{\text{Вср}})}. \quad (9.35)$$

Площадь поверхности охлаждения ребер головки цилиндра

$$F_{\text{г}} = \frac{Q_{\text{г}}}{\alpha_{\text{в}} (T_{\text{Гср}} - T_{\text{Вср}})}, \quad (9.36)$$

где $T_{\text{Цср}}$ – средняя температура у основания ребер цилиндра; $T_{\text{Гср}}$ – средняя температура у основания ребер головки; $T_{\text{Вср}}$ – средняя температура воздуха в межреберном пространстве; $\alpha_{\text{в}}$ – коэффициент

теплоотдачи; по статистическим данным: $T_{Цср} = 403\text{--}423\text{ К}$; $T_{Гср} = 423\text{--}473\text{ К}$ – для ребер из алюминиевых сплавов; $T_{Цср} = 403\text{--}453\text{ К}$; $T_{Гср} = 433\text{--}503\text{ К}$ – для ребер из чугуна.

$$T_{Вср} = \frac{(T'_\epsilon + T''_\epsilon)}{2}, \quad (9.37)$$

где T''_ϵ – температура выходящего воздуха (354–373 К); T'_ϵ – температура входящего воздуха (293 К).

Величина коэффициента теплоотдачи:

$$\alpha_\epsilon = 1,37 \cdot \left(1 + 0,0075 \frac{T_{Гср} + T_{Вср}}{2} \right) \cdot \left(\frac{v_\epsilon}{0,278} \right)^{0,73}, \quad (9.38)$$

где α_ϵ – коэффициент теплоотдачи, Вт/(м²К); v_ϵ – скорость воздуха в межреберном пространстве. При диаметре цилиндра 75–125 мм $v_\epsilon = 20\text{--}50\text{ м/с}$ и $50\text{--}60\text{ м/с}$ – при диаметре 125–150 мм.

Расчет вентилятора. Необходимая подача вентилятором охлаждающего воздуха:

$$G_\epsilon = \frac{Q_\epsilon}{c_\epsilon (T''_\epsilon - T'_\epsilon)}, \quad (9.39)$$

где G_ϵ – подача воздуха, кг/с; $c_\epsilon = 1005\text{ Дж/(кгК)}$ – средняя удельная теплоемкость воздуха.

Объемную подачу вентилятора определяют по формуле

$$V_\epsilon = \frac{G_\epsilon}{\rho_\epsilon \eta_o}, \quad (9.40)$$

где V_ϵ – объемная подача воздуха, м³/с; $\eta_o = 0,85\text{--}0,92$ – объемный КПД вентилятора; ρ_ϵ – плотность воздуха на входе в вентилятор (1,09 кг/м³).

Задаваясь окружной скоростью лопастей $U_\epsilon = 70\text{--}100\text{ м/с}$ и частотой вращения $n_\epsilon = (1,0\text{--}1,4) n_n$, находят наружный диаметр лопастей вентилятора

$$D_{\varepsilon} = \frac{60 \cdot U_{\varepsilon}}{\pi m_{\varepsilon}}. \quad (9.41)$$

Число лопастей определяют по уравнению (9.30), а затраты мощности на привод вентилятора рассчитывают по формуле

$$N_{\varepsilon} = \frac{P_{\varepsilon} V_{\varepsilon}}{10^3 \eta_{\varepsilon}}, \quad (9.42)$$

где N_{ε} – затраты мощности на привод вентилятора, кВт; P_{ε} – напор, создаваемый вентилятором (при $D < 100$ мм $P_{\varepsilon} = 735\text{--}980$ Па; при $D_{\varepsilon} > 100$ мм $P_{\varepsilon} = 1470\text{--}2100$ Па); $\eta_{\varepsilon} = 0,6\text{--}0,7$ – общий КПД вентилятора.

Для современных автотракторных двигателей на функционирование системы охлаждения затрачивается 3–8 % от Ne_{ε} .

9.4 Расчет элементов топливной системы дизеля

Расчет системы топливоподачи автотракторных дизелей сводится к определению основных конструкционных параметров топливного насоса высокого давления (диаметра и хода плунжера), диаметра соплового отверстия распылителя форсунки, а также регулировочных параметров топливной системы.

Определение параметров топливного насоса. Конструкционные параметры топливного насоса зависят от цикловой подачи топлива $g_{\text{ц}}$, определяемой по заданной или расчетной эффективной мощности, расходу топлива $G_{\text{тн}}$, частоте вращения коленчатого вала на номинальном режиме $n_{\text{н}}$:

$$g_{\text{ц}} = \frac{G_{\text{тн}} \tau \cdot 3 \cdot 10^4}{n_{\text{н}} i}, \quad (9.43)$$

где $g_{\text{ц}}$ – цикловая подача топлива, мг/ц; $G_{\text{тн}}$ – расход топлива на номинальном режиме, г/с (берется по регуляторной или скоростной характеристике дизеля); i – число цилиндров.

Объемная подача топлива выразится как

$$\Delta V_u = \frac{g_u}{\rho_t}, \quad (9.44)$$

где ΔV_u – объемная подача топлива, мм³/ц.; $\rho_m = 0,83$ г/см³ – плотность топлива.

Теоретическая подача секции топливного насоса V_t , соответствующая геометрической, должна быть больше цикловой на величину утечек и сжатия топлива

$$V_t = \frac{\Delta V_u}{\eta_n}, \quad (9.45)$$

где $\eta_n = 0,7-0,9$ – коэффициент, учитывающий влияние на подачу указанных выше факторов.

Полную производительность секции топливного насоса V_q с учетом перепуска части топлива и дополнительным расходом на режимах перегрузки и пуска определяют из условия

$$V_q = \frac{(2,5-3,2)\Delta V_{\phi}}{\eta_i}. \quad (9.46)$$

Это количество топлива должно быть равно объему (мм³), соответствующему полному ходу плунжера:

$$V_{nl} = \frac{\pi d_{nl}^2}{4} S_{nl}. \quad (9.47)$$

Задавшись отношением $\chi = S_{nl}/d_{nl} = 0,8-1,2$, определяют диаметр плунжера

$$d_{i\ddot{e}} = \sqrt[3]{\frac{4V_q}{\pi\chi}}. \quad (9.48)$$

Полный ход плунжера

$$S_{пл} = \chi d_{пл}. \quad (9.49)$$

Основные параметры топливного насоса должны быть скорректированы с учетом типоразмерного ряда, принятого по ГОСТ 10578-74. Диаметр плунжера $d_{пл}$, мм: 5; 5,5; 6; 6,5; 7; 7,5; 8; 8,5; 9; 10; 11; 12; 13; 14; 16. Ход плунжера $S_{пл}$, мм: 6; 7; 8; 9; 10; 12; 16; 20.

При выбранном диаметре плунжера подсчитывают активный ход

$$S_{\dot{a}\dot{e}\dot{o}} = \frac{4V_{\dot{o}}}{\pi d_{\dot{e}}^2}. \quad (9.50)$$

Для работы дизеля с перегрузкой и компенсации износа плунжерной пары обычно предусматривают возможность увеличения активного хода плунжера на 20–30 %. Наиболее приемлемое отношение $S_{пл}/S_{акт} = 3,0–4,25$.

Используя кривую расхода топлива $G_T = f(n_d)$ на регуляторной характеристике дизеля, по формулам (9.43) и (9.44) определяют цикловую подачу топлива на характерных скоростных режимах и строят регуляторную характеристику топливного насоса (рис. 9.2).

Расчет форсунки. Расчет форсунки сводится к определению диаметра сопловых отверстий распылителя. В закрытых форсунках распыливающие отверстия сообщаются с топливопроводом высокого давления только в период подачи топлива. Продолжительность впрыскивания топлива через распылитель зависит от угла поворота коленчатого вала, в течение которого происходит впрыскивание топлива в цилиндр $\varphi_{впр}$

$$t = \frac{\varphi_{впр}}{6n_n}. \quad (9.51)$$

Величину угла $\varphi_{впр}$ задают в зависимости от типа смесеобразования дизеля. При пленочном смесеобразовании $\varphi_{впр} = 15–25$ град. п.к.в., а при объемном, где требуется более высокая скорость впрыскивания, $\varphi_{впр} = 10–20$ град. п.к.в.

Среднюю скорость истечения топлива через сопловые отверстия распылителя определяют по формуле

$$\omega_{\phi} = \sqrt{\frac{(P_{\phi} - P_{\psi}) \cdot 2}{\rho_{\tau}}}, \quad (9.52)$$

где ω_{ϕ} – скорость истечения топлива, м/с; $P_{\phi} = (20-40) \cdot 10^6$ Па – среднее давление впрыскивания топлива; $P_{\psi} = (P_c + P_z)/2$ – среднее давление газа в цилиндре в период впрыскивания, Па.

Для дизелей без наддува $P_{\psi} = (4-6) \cdot 10^6$ Па, а в двигателях с наддувом может быть значительно выше. Величина средней скорости истечения топлива изменяется в пределах $\omega_{\phi} = 150-300$ м/с.

Чем выше давление впрыскивания P_{ϕ} , тем больше скорость истечения топлива и лучше его распыливание.

Суммарную площадь сопловых отверстий форсунки (мм²) находят из выражения:

$$f_c = \frac{\Delta V_{\psi}}{\mu_{\phi} \omega_{\phi} t 10^3}, \quad (9.53)$$

где $\mu_{\phi} = 0,65-0,85$ – коэффициент расхода топлива.

В приложении 8 приведены основные регулировочные показатели топливных насосов автомобильных дизелей.

Диаметр соплового отверстия распылителя находится по формуле

$$d_c = \sqrt{\frac{4 f_c}{(\pi \cdot m)}}, \quad (9.54)$$

где d_c – диаметр соплового отверстия, мм; m – число сопловых отверстий.

Количество и расположение сопловых отверстий распылителя выбирают с учетом формы камеры сгорания и способа смесеобразования. В дизелях с объемным или объемно-пленочным смесеобразованием применяют многодырчатые распылители ($m = 3-5$) с малым диаметром сопловых отверстий (0,25–0,35 мм), в дизелях с пленочным смесеобразованием применяют одно- или двухдырчатые распылители с диаметром $d_c = 0,4-0,6$ мм.

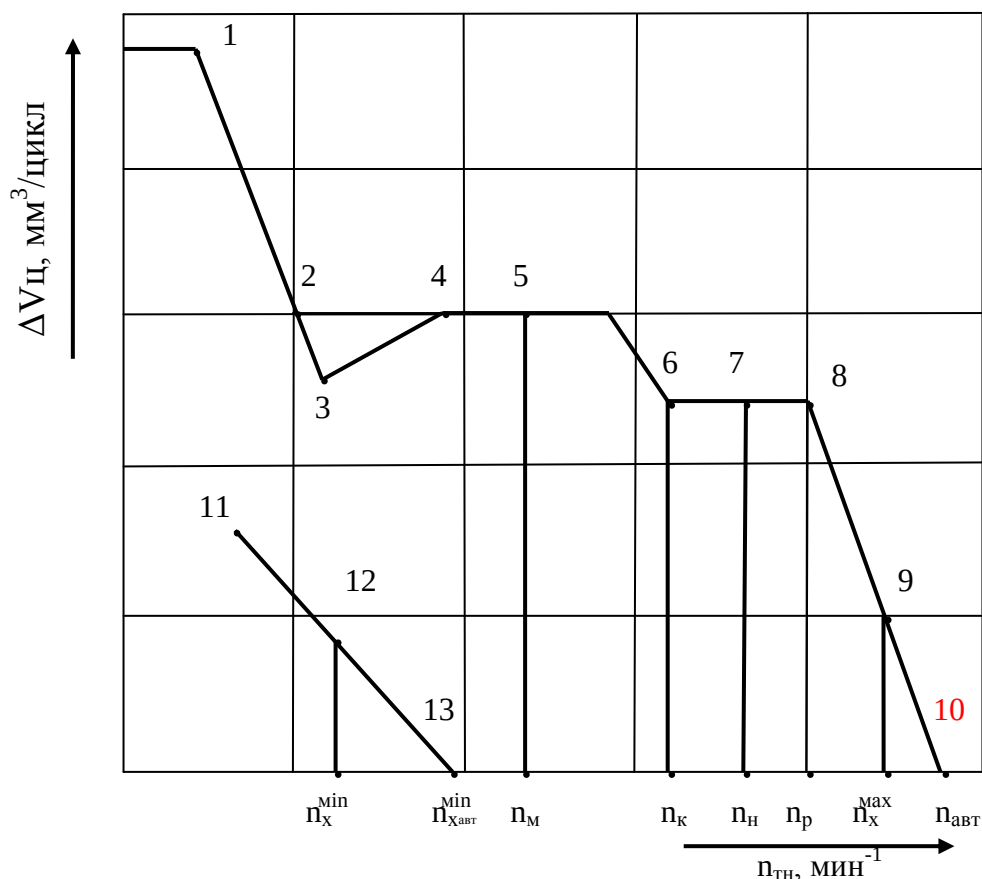


Рисунок 9.2 – Типовая регуляторная характеристика топливного насоса: 1 – пусковая подача топлива; 2 – отключение пусковой подачи; 3 – выключение обратного корректора; 4 – начало действия обратного корректора; зона от 4 до 5 – подача топлива при максимальном крутящем моменте; 6 – начало действия корректора; 7 – номинальная подача топлива; 8 – начало действия регулятора; 9 – подача топлива на холостом ходу двигателя; 10 – автоматическое выключение подачи топлива регулятором; 11 – минимальная частота вращения холостого хода; 12 – минимальная устойчивая частота вращения холостого хода; 13 – выключение подачи топлива на режиме минимальной частоты вращения холостого хода

Определение установочного угла опережения подачи топлива. Установочный угол опережения начала подачи ориентировочно будет равен

$$\varphi_{нп} = \varphi_{он} + \Delta\varphi_{\phi} + \Delta\varphi_m, \quad (9.55)$$

где $\varphi_{он} = 8^\circ\text{--}15^\circ$ – угол опережения впрыскивания; $\Delta\varphi_{\phi} = 3^\circ\text{--}5^\circ$ – угол поворота коленчатого вала, соответствующий задержке

впрыскивания из-за инерционности форсунки; $\Delta\varphi_m$ – угол поворота коленчатого вала, соответствующий времени движения волны давления топлива по топливопроводу.

$$\Delta\varphi_m = \frac{6n_n \ell_{mn}}{v_{\partial\partial}}, \quad (9.56)$$

где ℓ_{mn} – длина топливопровода, м; $v_{\partial\partial}$ – скорость движения волны давления (скорость звука в топливе), $v_{\partial\partial} = 1200\text{--}1400$ м/с.

Длина топливопровода в зависимости от модели двигателя составляет от 400 ± 2 до 1380 ± 4 мм.

9.5 Расчет элементов системы питания двигателя с искровым зажиганием

При проведении расчетов системы питания карбюраторных двигателей, как правило, ограничиваются расчетом элементов главной дозирующей системы, определяя основные размеры диффузора и жиклеров, а также расчетом величины угла опережения зажигания.

Расчет диффузора. При расчете диффузора определяют скорость движения воздуха и его основные конструкционные размеры.

Разряжение в диффузоре при заданной теоретической скорости воздуха в диффузоре определяют по формуле

$$\Delta P_{\partial} = \frac{\omega_{\partial\partial}^2 \cdot \rho_0}{2}, \quad (9.57)$$

где ΔP_{∂} – разряжение в диффузоре, Па; $\omega_{\partial\partial} = 125\text{--}160$ м/с – теоретическая скорость воздуха в диффузоре; $\rho_0 = 1,20$ кг/м³ – плотность воздуха на входе в диффузор.

Действительная скорость воздуха в диффузоре зависит от коэффициента расхода воздуха в диффузоре.

$$\omega_{\partial\partial} = \mu_{\partial} \omega_{\partial\partial}. \quad (9.58)$$

При $\Delta P_{\partial} = (2\text{--}14)10^3$ Па $\mu_{\partial} = 0,8\text{--}0,9$.

Действительный расход воздуха через диффузор $G_{\delta\delta}$ должен быть равен расходу воздуха двигателем G_{δ} . Учитывая, что

$$G_{\delta} = \frac{\pi \cdot d_{\delta}^2}{4} \omega_{\delta\delta} \rho_o, \quad (9.59)$$

$$G_{\delta\delta} = \eta_v \frac{\pi D^2}{4} S \frac{n_h \cdot i}{120} \rho_o, \quad (9.60)$$

диаметр диффузора определится из соотношения

$$d_{\delta} = D \sqrt{\frac{\eta_v \cdot S \cdot n_h \cdot i}{120 \omega_{\delta\delta}}}, \quad (9.61)$$

где η_v – коэффициент наполнения; d_{δ} – диаметр диффузора, м.

Определение основных размеров главного жиклера. Теоретическую скорость топлива, протекающего через главный жиклер, находят из условия

$$\omega_{\text{т}} = \sqrt{\frac{2}{\rho_{\text{т}}} (\Delta P_{\delta} - g \Delta h)}, \quad (9.62)$$

где $\omega_{\text{т}}$ – теоретическая скорость топлива, м/с; $\rho_{\text{т}} = 760 \text{ кг/м}^3$ – плотность бензина; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; $\Delta h = (0,002-0,005) \text{ м}$ – расстояние между уровнем топлива в поплавковой камере и устьем распылителя.

Действительная скорость топлива при истечении из главного жиклера

$$\omega_{\text{т}\delta} = \mu_{\text{жс}} \omega_{\text{тт}}, \quad (9.63)$$

где $\mu_{\text{жс}}$ – коэффициент расхода топлива.

При соотношении длины жиклера $\ell_{\text{жс}}$ к его диаметру $d_{\text{жс}}$ ($\ell_{\text{жс}}/d_{\text{жс}} = 2-6$ и $\Delta P_{\delta} = (4-10) \cdot 10^3 \text{ Па}$) $\mu_{\text{жс}} = 0,7-0,8$.

Действительная скорость истечения топлива изменяется в зависимости от режима работы.

Допуская, что через главный жиклер осуществляется весь расход топлива G_T , диаметр жиклера определяется из выражения

$$d_{ж} = \sqrt{\frac{4G_{TH}}{\pi\omega_{т\partial}\rho_T \cdot 10^3}}, \quad (9.64)$$

где $d_{ж}$ – диаметр жиклера, м; G_{TH} – расход топлива на режиме максимальной мощности, г/с.

9.6 Расчет батарейного зажигания

Расчет батарейного зажигания, использующего индукционную катушку в качестве источника высокого напряжения, проводится по трем этапам:

- замыкание контактов прерывателя;
- размыкание контактов прерывателя;
- искровой разряд между электродами свечи зажигания.

Принципиальная схема батарейной системы зажигания приведена на рисунке 9.3.

На первом этапе работы системы зажигания происходит подключение первичной обмотки катушки зажигания (накопителя) к источнику тока. Данный этап характеризуется нарастанием первичного тока i_p до величины, равной

$$i_p = \frac{U}{R} (1 - e^{-\frac{R \cdot t_3}{L_1}}), \quad (9.65)$$

где U – напряжение аккумуляторной батареи, В; L_1 – индуктивность первичной цепи индукционной катушки, Гн; R – сопротивление первичной цепи, Ом; t_3 – время, прошедшее с момента замыкания контактов механического прерывателя, с.

Для четырехтактного ДВС число искр за секунду

$$K_{II} = \frac{n \cdot i}{2}. \quad (9.66)$$

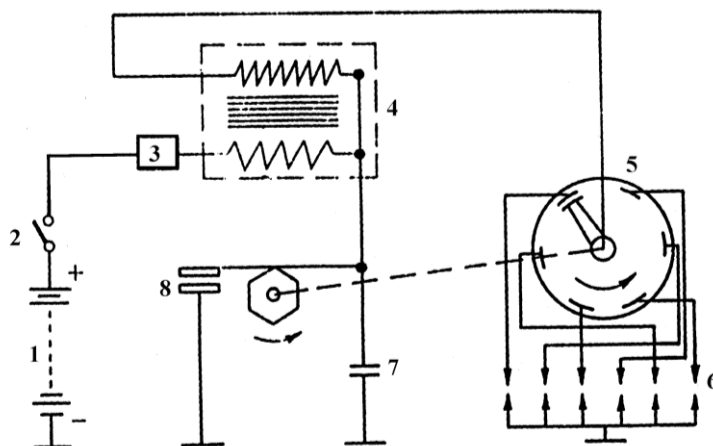


Рисунок 9.3 – Принципиальная схема батарейной системы зажигания:
 1 – аккумуляторная батарея; 2 – выключатель зажигания; 3 – вариатор;
 4 – трансформатор с размещенными на сердечнике первичной и вторичной обмотками; 5 – распределитель; 6 – свечи зажигания; 7 – конденсатор;
 8 – прерыватель

Период искрообразования, с^{-1} :

$$t = \frac{1}{K_{II}} = \frac{2}{m \cdot i} \quad (9.67)$$

Время замкнутого состояния контактов (1-й период), с :

$$t_3 = k_3 \cdot t = k_3 \frac{2}{n \cdot i}, \quad (9.68)$$

где $k_3 = 0,6-0,65$ – отношение между временем замкнутого состояния контактов и временем полного промежутка следующих один за другим искровых разрядов; n – число оборотов двигателя; i – число цилиндров.

Из выражения следует, что при прочих равных условиях с увеличением оборотов двигателя ток, соответствующий моменту размыкания, уменьшается.

В магнитном поле, образованном в сердечнике индукционной катушки, непосредственно перед размыканием контактов механического прерывателя накапливается энергия E_I

$$E_I = \frac{L_1 \cdot i_p^2}{2} \quad (9.69)$$

После размыкания контактов, когда ток в первичной обмотке и магнитное поле резко снижаются до нуля, эта энергия, накопленная в магнитном поле, переходит в энергию электрического поля условных конденсаторов емкостью C_1 и C_2 , заряжая их до максимального напряжения. Таким образом:

$$E_{\Pi} = \frac{C_1 \cdot U_1^2}{2} + \frac{C_2 \cdot U_2^2}{2}, \quad (9.70)$$

где C_1 – емкость витков первичной обмотки, сопротивления цепи и конденсатора, представленная в виде «условного» конденсатора, включенного к концам первичной обмотки; C_2 – емкость витков вторичной обмотки и проводов высокого напряжения, представленная в виде «условного» конденсатора, подключенного к концам вторичной обмотки; U_1 и U_2 – напряжение на условных конденсаторах емкостью C_1 и C_2 .

В момент размыкания контактов прерывателя электромагнитная энергия, запасенная катушкой, преобразуется в энергию электрического поля конденсаторов C_1 и C_2 и часто переходит в теплоту.

Величину максимального вторичного напряжения можно получить из уравнения электрического баланса в контурах первичной и вторичной цепей, пренебрегая потерями в них:

$$\frac{L_1 \cdot i_p^2}{2} = \frac{C_1 \cdot U_1^2}{2} + \frac{C_2 \cdot U_2^2}{2} \quad (9.71)$$

или

$$\frac{L_1 \cdot i_p^2}{2} = \frac{U_2^2}{2} + \left(\frac{C_1 \cdot U_1^2}{U_2^2} + C_2 \right). \quad (9.72)$$

Учитывая, что отношение числа витков первичной и вторичной обмоток $\frac{w_1}{w_2} = \frac{U_1}{U_2}$, и производя подстановку и соответствующие преобразования, получим величину вторичного напряжения:

$$U_2 = i_p \cdot \sqrt{\frac{L_1}{C_1 \left(\frac{w_1}{w_2} \right)^2 + C_2}}. \quad (9.73)$$

Приведенное выражение показывает, что максимальное напряжение во вторичной обмотке тем больше, чем выше первичный ток в

момент размыкания, чем больше индуктивность цепи индукционной катушки, чем больше витков вторичной обмотки и чем меньше емкость «условных» конденсаторов.

Уравнение может быть преобразовано путем подстановки значения первичного тока, тогда

$$U_2 = \frac{U}{R} \cdot \left(1 - e^{-\frac{Rt_2}{L_1}} \right) \sqrt{\frac{L_1}{C_1 \left(\frac{w_1}{w_2} \right)^2 + C_2}}. \quad (9.74)$$

В третий период происходит искровой разряд между электродами свечи. Искровой разряд осуществляется в том случае, если $U_2 > U_{np}$.

Зажигание от магнето. В отличие от батарейного зажигания, при зажигании от магнето источник тока низкого напряжения, преобразователь тока и распределитель тока высокого напряжения объединены в одном агрегате.

Принципиальная схема магнето с вращающимся магнитом показана на рисунке 9.4.

Преобразование тока низкого напряжения в ток высокого напряжения в магнето подобно тому же процессу при батарейном зажигании, таким образом максимальная величина вторичного напряжения может быть определена по уравнению (9.73)

Величина первичного тока (переменного) магнето равна

$$i_p = \frac{B \cdot n}{\sqrt{R^2 + (2\pi \cdot f \cdot L_1)^2}}, \quad (9.75)$$

где R – активное сопротивление первичной обмотки; $2\pi \cdot f \cdot L_1$ – индуктивное сопротивление первичной обмотки; f – частота индуцируемого тока; L_1 – индуктивность первичной обмотки; n – число оборотов ротора магнето; B – коэффициент пропорциональности.

В результате получим

$$U_2 = \frac{B \cdot n}{\sqrt{R^2 + (2\pi \cdot f \cdot L_1)^2}} \cdot \sqrt{\frac{L_1}{C_1 \left(\frac{w_1}{w_2} \right)^2 + C_2}}. \quad (9.76)$$

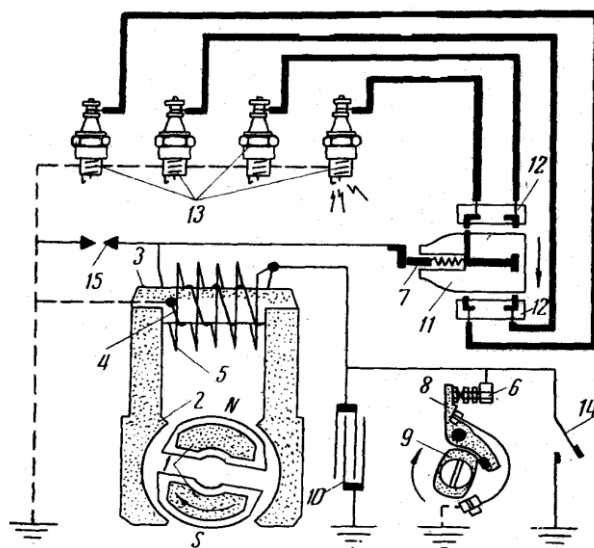


Рисунок 9.4 – Зажигание от магнето: 1 – магнит (ротор); 2 – полюсные башмаки; 3 – стойки сердечника; 4 – первичная обмотка; 5 – вторичная обмотка; 6 – неподвижный контакт механического прерывателя; 7 – угольная щетка; 8 – рычажок подвижного контакта механического прерывателя; 9 – кулачок механического прерывателя; 10 – конденсатор; 11 – статор; 12 – сектора статора; 13 – свечи зажигания; 14 – выключатель; 15 – искровой промежуток

Из уравнения (9.77) следует, что как и при батарейном зажигании, напряжение, создаваемое магнето, изменяется пропорционально величине первичного тока. Однако если с увеличением числа оборотов при батарейном зажигании первичный ток и напряжение уменьшались, то при зажигании от магнето первичный ток, а следовательно, и напряжение увеличиваются.

Определение величины угла опережения зажигания. Исходя из компоновки расположения клапанов, выбирают расположение искровой свечи зажигания. Для этого в масштабе (рис. 9.5) вычерчивают сечение цилиндра и клапанные гнезда ($d_{\text{вн}} = 0,55 D$; $d_{\text{вып}} = 0,42 D$).

Свечу располагают от клапанов на расстоянии 5–10 мм.

По чертежу определяют путь фронта пламени в камере сгорания $\ell_{\text{пл}}$. Среднюю скорость распространения фронта пламени принимают равной $v_{\text{пл}} = 30\text{--}45$ м/с. Время движения t_{II} фронта пламени и угол поворота коленчатого вала φ_{II} , град., соответствующие II периоду сгорания (рис. 9.6), находят из условий:

$$\varphi_{\text{II}} = 6 n_{\text{д}} t_{\text{II}}, \quad (9.77)$$

$$t_{\text{II}} = \frac{0,8 \ell_{\text{пл}}}{V_{\text{пл}}}. \quad (9.78)$$

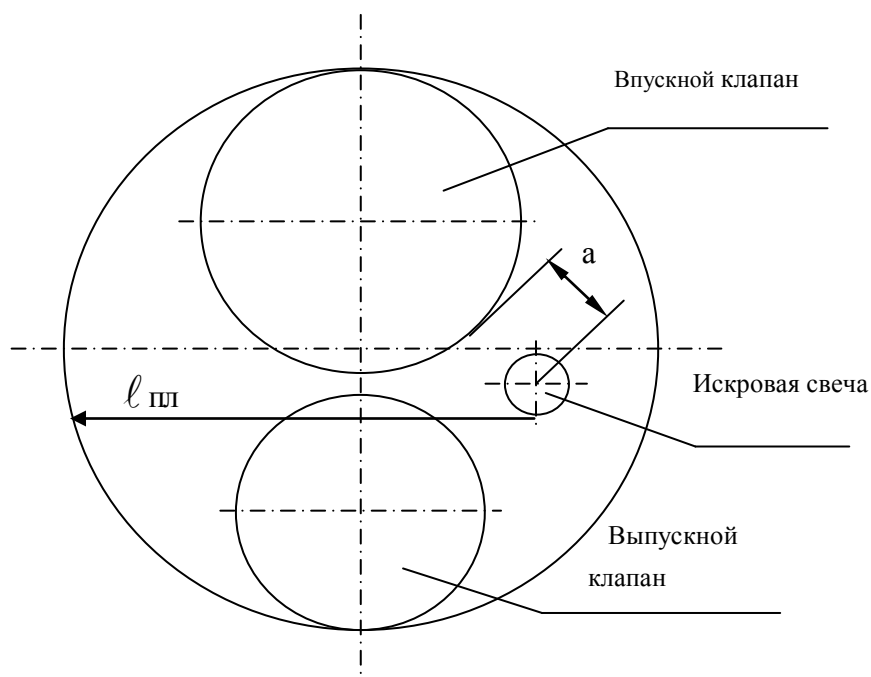


Рисунок 9.5 – К определению пути фронта пламени к камере сгорания

Угол, соответствующий I периоду сгорания (рис. 9.6), находят из условий

$$\varphi_I = 6 n_d t_I, \quad (9.79)$$

где $t_I = 0,0005\text{--}0,001$ с – продолжительность первого периода сгорания.

Угол опережения зажигания φ_{on} , град. находят как

$$\varphi_{on} = \varphi_I + \varphi_{II} - (12\text{--}15). \quad (9.80)$$

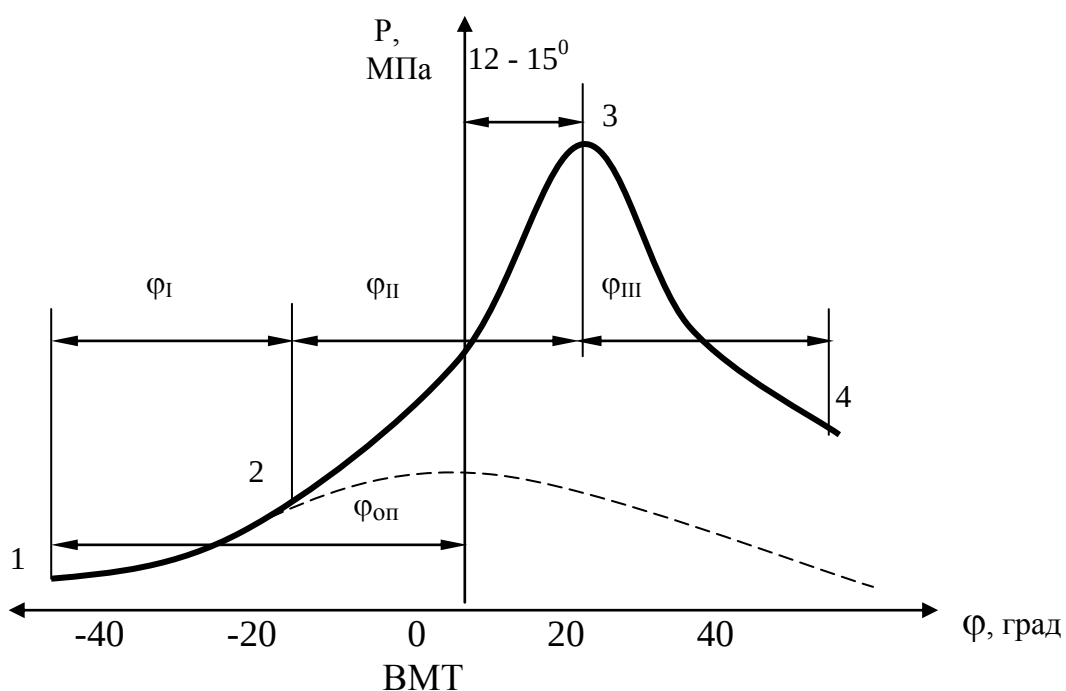


Рисунок 9.6 – К определению установочного угла опережения зажигания

9.7 Расчет пускового устройства

Расчет сводится к определению мощности пускового устройства и возможности пуска двигателя при различной температуре окружающего воздуха.

Определение мощности пускового устройства. Надежный пуск двигателя обеспечивается при вращении коленчатого вала с пусковой частотой вращения $n_{n \min}$. Для бензиновых двигателей $n_{n \min} = 50\text{--}70 \text{ мин}^{-1}$, для дизелей $n_{n \min} = 150\text{--}250 \text{ мин}^{-1}$. Пусковое устройство должно иметь такую мощность, чтобы, преодолев сопротивление проворачиванию коленчатого вала, обеспечить его вращение с пусковой частотой. Момент сопротивления проворачиванию коленчатого вала зависит от вязкости моторного масла и может быть определен для двигателей:

4-цилиндровых

$$M_c = 8,58 V_h i (0,24 + 0,033 \cdot 10^{-2} n_n) \nu^{0,37}; \quad (9.81)$$

6-цилиндровых

$$M_c = 8,58 V_h i (0,1 + 0,033 \cdot 10^{-2} n_n) \nu^{0,41}; \quad (9.82)$$

8-цилиндровых

$$M_c = 8,58 V_h i (0,11 + 0,022 \cdot 10^{-2} n_n) \nu^{0,39}, \quad (9.83)$$

где M_c – момент сопротивления, Нм; $V_h i$ – литраж двигателя, л; n_n – пусковая частота вращения коленчатого вала, мин^{-1} ; ν – кинематическая вязкость моторного масла, $\text{мм}^2/\text{с}$.

Вязкость моторного масла зависит от его температуры и вязкостно-температурной характеристики (рис. 9.7).

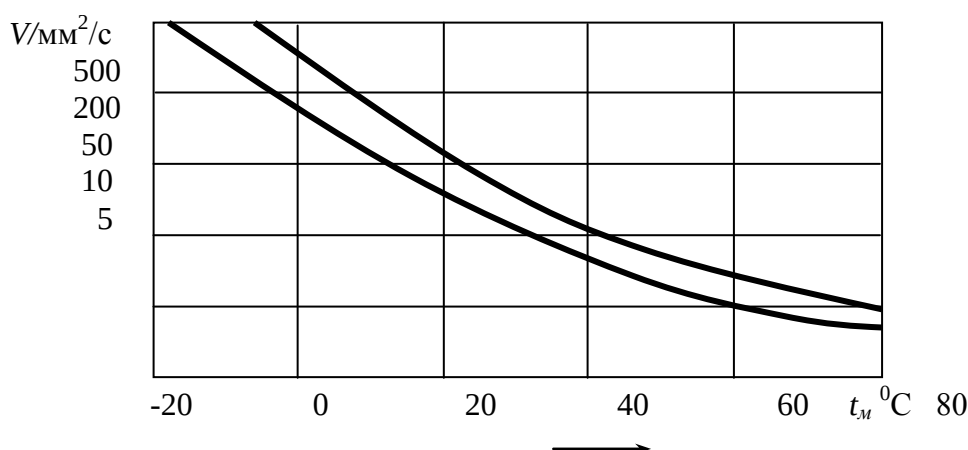


Рисунок 9.7 – Вязкостно-температурные характеристики моторных масел

Потребную мощность пускового устройства определяют по формуле

$$N_{ny} = \frac{M_c n_n}{9550 \cdot \eta_n}, \quad (9.84)$$

где N_{ny} – мощность пускового устройства, кВт; η_n – механический КПД передачи от пускового устройства на основной двигатель (при применении пусковых двигателей $\eta_n = 0,7\text{--}0,8$, стартеров $\eta_n = 0,85\text{--}0,90$).

Используя значение потребной мощности, выбирают тип и модель пускового устройства.

Определение режима пуска двигателя. Пуск основного двигателя возможен, если пусковое устройство при работе обеспечивает прокручивание его коленчатого вала с частотой вращения $n_d \geq n_{n \text{ min}}$. Поэтому для определения режима пуска двигателя необходимо согласовать моментную характеристику пускового устройства $M_{ny} = f(n)$ с моментом $M_c = f_1(n_d)$.

Для этого вначале строят характеристику $M_{ny} = f(n)$. Чтобы построить указанную характеристику выбранного пускового двигателя (рис. 9.8, а), используют формулы для построения внешней скоростной характеристики. Для стартеров эта характеристика близка к прямой (рис. 9.8, б). За основу построения принимают точки максимальной мощности и холостого хода.

Для совмещения характеристик $M_{ny} = f(n)$ и $M_c = f_1(n_d)$ характеристику пускового устройства перестраивают в зависимости от частоты вращения коленчатого вала основного двигателя (рис. 9.9).

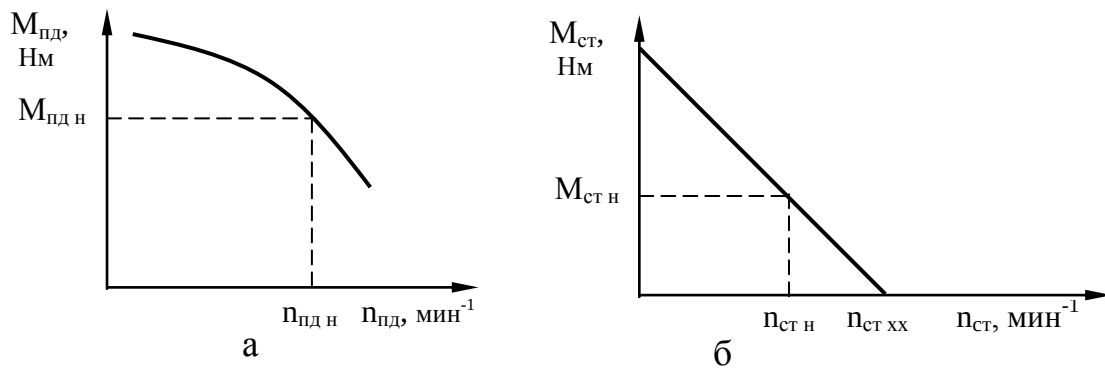


Рисунок 9.8 – Общий вид характеристик: а – пускового двигателя; б – стартера

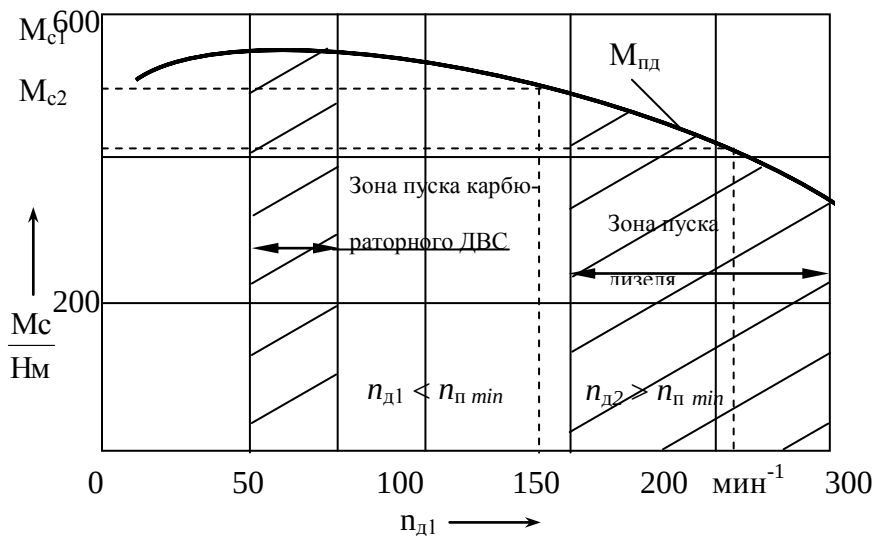


Рисунок 9.9 – Определение возможности пуска двигателя ($M_{с1}$ при $t_0=15^0C$, $M_{с2}$ при $t_0=5^0C$)

Частота вращения коленчатого вала основного двигателя и момент, подводимый к нему от пускового устройства, будут равны:

$$n_{\partial} = \frac{n}{i_n}, \quad (9.85)$$

$$M'_{ny} = M_{ny} i_n \eta_n, \quad (9.86)$$

где i_n – передаточное число передачи от пускового устройства на основной двигатель ($i_n = 15-18$).

На перестроенную характеристику $M'_{ny} = f(n)$ пускового устройства наносят линию $M_c = f_1(n_{\partial})$. Точки пересечения кривых определяют частоту вращения, с которой коленчатый вал двигателя будет вращаться при пуске. Если эта частота вращения будет больше пусковой, т.е. $n_{\partial} > n_{п min}$, то пуск двигателя возможен. Если частота меньше пусковой, то необходимо взять другое пусковое устройство, либо применить средства, облегчающие пуск.

10. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

10.1 Расчет фрикционных муфт сцепления

При расчете фрикционной муфты сцепления определяют число и размеры поверхностей трения, необходимых для передачи крутящего момента, требуемую силу нажатия на них, надежность и долговечность для заданного режима работы, размеры деталей муфты.

Для расчета муфты сцепления сначала задаются необходимые режимы ее работы. Параметры, определяющие режимы работы:

1. Расчетный момент трения муфты сцепления.

Размеры муфты сцепления рассчитывают, исходя из возможности передачи ею крутящего момента, несколько превышающего момент двигателя. Расчетный момент трения муфты

$$M_m = \beta \cdot M_n, \quad (10.1)$$

где β – коэффициент запаса муфты сцепления; M_n – номинальный крутящий момент двигателя, Н·м.

Для постоянно замкнутых муфт сцепления $\beta = 2,2 \div 3,5$.

Недостаточный коэффициент запаса не может гарантировать надежной передачи крутящего момента, а при слишком большом его значении муфта сцепления перестает выполнять роль предохранительного устройства, предотвращающего перегрузку трансмиссии при резком изменении режима работы.

2. Работа буксования муфты сцепления при трогании с места.

Работа буксования муфты сцепления при трогании агрегата с места (Дж) определяется выражением

$$A = \omega_n^2 / [2 \cdot (1 - 1/\beta) \cdot (1/J_d + 1/J_a)], \quad (10.2)$$

где ω_n – номинальная угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя, с⁻¹; J_d – суммарный момент инерции маховика и других вращающихся деталей двигателя, приведенный к валу муфты, кг·м²; J_a – момент инерции тракторного агрегата, приведенный к тому же валу, кг·м².

Номинальная угловая скорость вращения коленчатого вала двигателя, с^{-1} :

$$\omega_n = \pi \cdot n_n / 30,$$

где n_n – номинальная частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} .

Момент инерции вращающихся масс двигателя, приведенный к валу муфты, определяется по формуле (в соответствии с рекомендацией Болтинского В.Н.)

$$J_o = 1,2 \cdot J_m, \quad (10.3)$$

где J_m – момент инерции маховика двигателя, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

Момент инерции массы, эквивалентной моменту инерции тракторного агрегата, приведенной к валу муфты, определяют, используя выражение

$$J_a = m_a r_k^2 / i_{mp}^2, \quad (10.4)$$

где m_a – масса тракторного агрегата, равная сумме масс трактора и сельскохозяйственного орудия или прицепа, кг ; r_k – радиус ведущих колес трактора, м ; i_{mp} – передаточное число трансмиссии трактора на высшей передаче.

Порядок расчета муфты сцепления. Задаются размерами рабочих поверхностей трения по данным размерам маховика двигателя и ГОСТ 1786-95 на размеры фрикционных накладок. Определяют средний радиус трения (м) по формуле

$$R_{cp} = (D_e + D_n) / 4, \quad (10.5)$$

где D_e и D_n – внутренний и наружный диаметры поверхностей трения, м .

Определяют необходимую для передачи момента силу P (Н) нажатия на поверхности трения

$$P = M_m / \mu \cdot R_{cp} \cdot k, \quad (10.6)$$

где μ – коэффициент трения; k – число пар поверхностей трения.

Коэффициент трения для пары трения, сталь по асбокаучуку, $\mu = 0,40\text{--}0,50$.

Число пар поверхностей трения равно

$$k = m+n-1,$$

где m и n – число ведущих и ведомых дисков сцепления.

Величина коэффициента трения зависит от многих факторов: материала и температуры трущихся поверхностей, их состояния и относительной скорости вращения, формы и размеров.

Далее определяется удельное давление на поверхности трения (Па)

$$p_{y\partial} = P/S, \quad (10.7)$$

где S – площадь кольца, м^2 ;

$$S = \pi \cdot (D_{\text{в}}^2 + D_{\text{н}}^2)/4 = 0,785 \cdot (D_{\text{в}}^2 + D_{\text{н}}^2).$$

Затем удельное давление на поверхности трения проверяется по допустимому давлению

$$p_{y\partial} = P/[0,785 \cdot (D_{\text{в}}^2 + D_{\text{н}}^2)] < [p_{y\partial}]. \quad (10.8)$$

Если при проверке окажется, что значение удельного давления выше допустимого, то необходимо изменить размеры или коэффициент запаса муфты сцепления.

Затем рассчитывают показатели работоспособности муфты сцепления по ее тепловой напряженности.

В однодисковых муфтах сцепления наиболее теплонагруженным является нажимной диск, в двухдисковых муфтах – нажимной или промежуточный диски.

Прирост температуры детали за одно включение муфты сцепления

$$\Delta t = \gamma \cdot A/C \cdot m_{\partial}, \quad (10.9)$$

где C – теплоемкость материала детали, $\text{кДж/кг} \cdot ^\circ\text{C}$; γ – доля общего количества выделяемой муфтой теплоты; m_{∂} – масса нагреваемой детали, кг .

Температура детали за одно включение не должна повышаться более чем на 15 °С. Доля теплоты γ , идущая на нагрев данной детали с числом поверхностей трения i_d , $\gamma = i_d / k$.

После этого производится расчет деталей муфты сцепления (валов, шлицевых соединений, пружин, демпфирующих устройств и т.д.).

В качестве примера рассмотрим расчет пружинных нажимных устройств.

В постоянно замкнутых муфтах сцепления применяют цилиндрические, конические, тарельчатые и другие пружины.

Расчет пружинного нажимного устройства с непосредственным нажатием пружин производится в следующем порядке.

1. Задаются числом пружин от 12 до 24 (число пружин должно быть кратным числу отжимных рычагов, минимальное количество которых во избежание перекоса нажимного диска при выключении равно трем).

Нагрузка на одну пружину (H) составляет

$$P_1 = (P + P_{om}) / z, \quad (10.10)$$

где z – число пружин; P_{om} – дополнительное усилие при осадке пружин, H ($P_{om} = 200\text{--}300$ Н).

Задавшись средним диаметром пружины D_0 , (м) по условию размещения на нажимном диске и допустимым рабочим напряжением $[\tau] = 5 \cdot 10^5$ кН, определим диаметр проволоки по формуле

$$d = \sqrt[3]{8 \cdot P_1 D_0 k / \pi \cdot [\tau]}, \quad (10.11)$$

где k_0 – коэффициент кривизны витка: $k_0 = 1,25\text{--}1,30$.

У муфт сцепления современных тракторов диаметр пружины D_0 , составляет от 18 до 30 мм.

Полученное значение d округляют до ближайшей по сортаменту величины (ГОСТ 1071-81).

Число рабочих витков пружины (при условии, что при выключенном состоянии муфты зазор между соседними витками ζ составляет от 0,3 до 1,0 мм) равно

$$n_p = d^4 \cdot G \cdot \zeta \cdot k / 0,8 \cdot D_0^3 \cdot P_1, \quad (10.12)$$

где G – модуль сдвига, Н/м²: $G = 8 \cdot 10^{10}$ Н/м².

Обычно $n_p = 8-12$.

Расчет привода управления сцеплением сводят к проверке следующих условий:

$$P_n \leq [P_n]; \quad (10.13)$$

$$S_n \leq [S_n], \quad (10.14)$$

где P_n , $[P_n]$ – соответственно фактическое и допускаемое усилия на педаль, Н; $[P_n] \leq 150$ – для грузовых автомобилей с усилителем и для всех легковых автомобилей; $[P_n] \leq 250$ – для тракторов и грузовых автомобилей без усилителя; S_n , $[S_n]$ – соответственно фактический и допускаемый полные хода педали, мм; $[S_n] \leq 160$ – для легковых автомобилей; $[S_n] \leq 190$ – для тракторов и грузовых автомобилей.

Допущения:

1. Усилие P_n расположено перпендикулярно площадке педали сцепления.

2. Ход педали определяют как перемещение по хорде центра площадки педали сцепления.

Исходные данные: размеры a, b, c, d, e, f рычагов, мм (рис. 10.1); диаметры главного (d_z) и рабочего (d_p) гидроцилиндров, мм; передаточное число U_n лепестков тарельчатой пружины; ход $\lambda_{вык}(W_{нж})$ нажимного диска при выключении сцепления с цилиндрической (тарельчатой) пружиной, мм; холостой ход δ_x муфты выключения, мм; усилие $P_{вык}(P_{нж})$ пружины при выключении сцепления с цилиндрической (тарельчатой) пружиной, Н; число z_n цилиндрических пружин; КПД δ привода.

Порядок расчета сцепления с цилиндрическими пружинами. Приближенное значение (без учета наклона тяги и рычагов) передаточного числа:

– механического привода (см. рис. 10.1, а)

$$U_{mn} = ace / (bdf); \quad (10.15)$$

– гидравлического привода (см. рис. 10.1, б)

$$U_{zn} = ad_p^2 \cdot ce / (bd_z^2 \cdot df). \quad (10.16)$$

Ход педали с механическим приводом S_{mn} определится из выражения

$$S_{mn} = \lambda_{вык} U_{mn} + \delta_x ac / (bd). \quad (10.17)$$

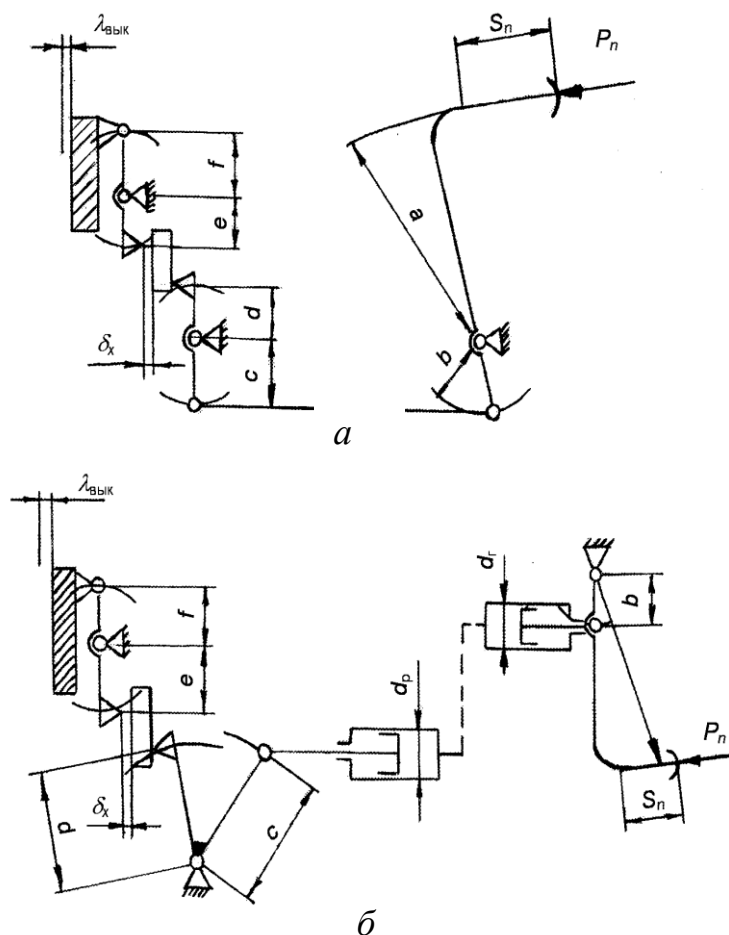


Рисунок 10.1 – Схемы приводов сцеплений:
а – механический; б – гидравлический

Ход педали с гидравлическим приводом S_{zn} находится по формуле вида

$$S_{zn} = \lambda_{вык} U_{zn} + \delta_x a d_p^2 \cdot c / (b^2 \cdot d). \quad (10.18)$$

Усилие, прикладываемое к педали для выключения сцепления,

$$P_n = P_{вык} z_n / (U\eta), \quad (10.19)$$

где $U = U_{mn}$ либо $U = U_{zn}$.

Для механического привода принимают КПД $\eta = 0,5-0,8$, для гидравлического – $\eta = 0,8-0,9$.

Затем необходимо проверить выполнение условий (10.13) и (10.14).

10.2 Порядок расчета передаточных чисел трансмиссии мобильных энергетических средств

Общее передаточное число трансмиссии i_{mp} определяется как произведение передаточных чисел механизмов, из которых она состоит:

$$I_{mp} = i_p \cdot i_{knn} \cdot i_u \cdot i_{kn}, \quad (10.20)$$

где i_p , i_{knn} , i_u и i_{kn} – соответственно передаточные числа редуктора, коробки передач, центральной и конечной передачи.

При расчете передаточного числа трансмиссии гусеничного трактора учитывается также и передаточное число планетарного редуктора поворота.

В свою очередь передаточное число отдельного механизма трансмиссии (коробки передач, редуктора и т.д.) определяется как произведение передаточных чисел его отдельных зубчатых зацеплений, т.е.

$$i_{mex} = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_n \quad (10.21)$$

Передаточное число цилиндрического зубчатого зацепления

$$i_{uwl} = z_k / z_{ш} \quad (10.22)$$

где $z_k / z_{ш}$ – соответственно число зубьев ведущей и ведомой шестерен.

Схема планетарного редуктора, используемого в качестве конечной передачи на тракторах К-701 и Т-150К, представлена на рисунке 10.2.

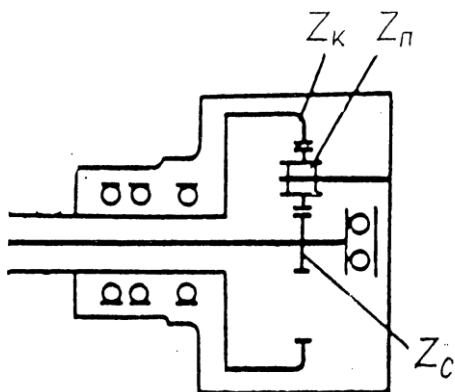


Рисунок 10.2 – Схема конечной передачи (планетарного редуктора) тракторов К-701 и Т-150К

Передаточное число такого редуктора определяется по формуле

$$i_{нл} = 1 + z_k / z_c \quad (10.23)$$

где z_k / z_c – соответственно число зубьев солнечной и коронной шестерен.

Схема планетарного редуктора поворота гусеничного трактора представлена на рисунке 10.3.

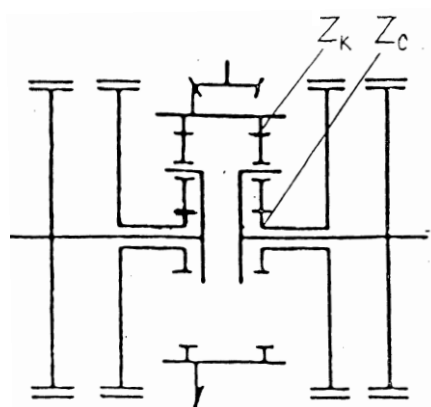


Рисунок 10.3 – Схема планетарного редуктора гусеничного трактора

Передаточное число такого редуктора равно

$$i_{нл} = 1 + z_k / z_c, \quad (10.24)$$

где z_k и z_c – соответственно число зубьев солнечной и коронной шестерен.

Передаточное число конического зубчатого зацепления

$$i_{цил} = 1 + z_k / z_{ш}, \quad (10.25)$$

где z_k и $z_{ш}$ – соответственно число зубьев ведущей и ведомой шестерен.

10.3 Порядок расчета параметров рулевого привода

Для качения направляющих колес без проскальзывания при движении трактора или автомобиля на повороте они должны поворачиваться на различные углы: внутреннее колесо (по отношению к центру поворота) – на больший угол, а внешнее – на меньший угол (рис. 10.4).

Соотношение между углами поворота колес должно удовлетворять зависимости

$$\operatorname{ctg}\beta - \operatorname{ctg}\alpha = M/L, \quad (10.26)$$

где β и α – углы поворота внешнего и внутреннего колес соответственно, град; M – расстояние между осями шкворней поворотных цапф, м; L – база колесной машины, м.

Указанная закономерность чаще всего обеспечивается применением рулевой трапеции.

С целью получения правильного соотношения между углами поворота колес необходимо подобрать размеры элементов трапеции и согласовать их с базой и шириной трактора. Для этого, по известным параметрам машины M и L , задаваясь одним из углов (β или α), по выражению (10.26) определяется значение второго угла.

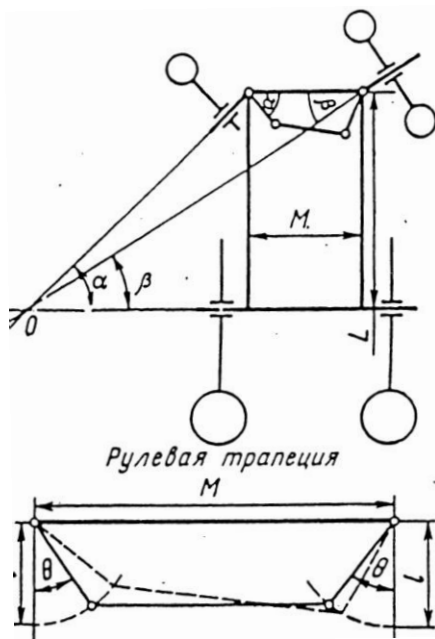


Рисунок 10.4 – Схема поворота колесной машины

Подставляя найденные значения углов в формулу Б.Е. Митина, определяется угол Ω наклона боковых рычагов рулевой трапеции при нейтральном положении колес:

$$\operatorname{tg}\Omega = [2(\sin\alpha - \sin\beta)] / [1 - (\cos\beta - \cos\alpha)], \quad (10.27)$$

где α и β – соответственно максимальные теоретические углы поворота направляющих колес, град.

Далее определяется длина боковых рычагов рулевой трапеции l , которая зависит от компоновки машины. В существующих конструкциях

$$l = (0,16-0,25) \cdot M_{пер}, \quad (10.28)$$

где $M_{пер}$ – колея управляемых колес трактора или автомобиля, м.

После определения вышеуказанных параметров строится в масштабе рулевая трапеция.

10.4 Порядок расчета тормозных механизмов

По форме трущихся поверхностей тормозные механизмы разделяют на ленточные, колодочные и дисковые.

Схемы некоторых тормозных механизмов тракторов и автомобилей представлены на рисунке 10.5.

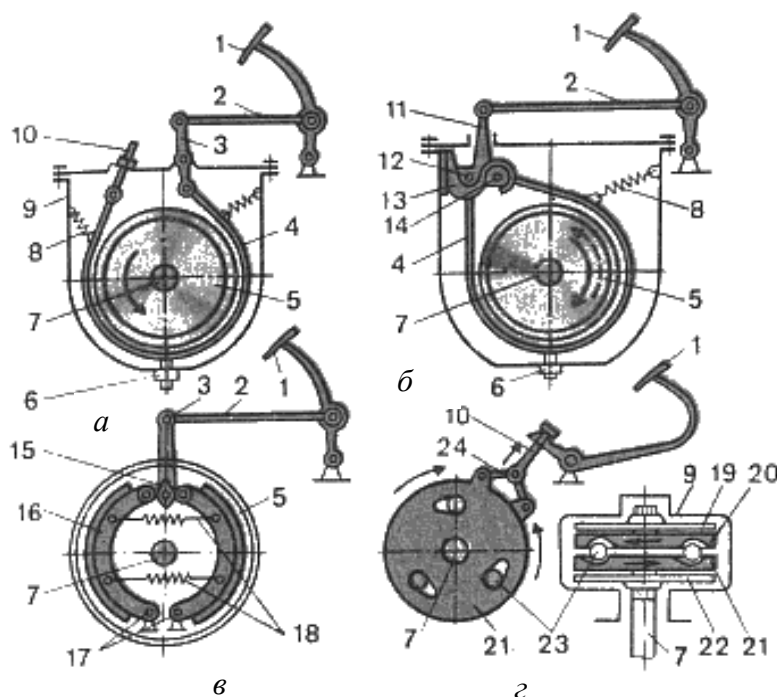


Рисунок 10.5 – Схемы тормозных механизмов: а – простого ленточного; б – плавающего ленточного; в – колодочного; г – дискового; 1 – педаль; 2 – тяга; 3 и 11 – рычаги; 4 – тормозная лента; 5 – тормозной шкив; 6 – винт; 7 – вал; 8 – оттяжная пружина; 9 – картер; 10 – тяга с регулировочной гайкой; 12 и 14 – пальцы; 13 – неподвижный кронштейн; 15 – разжимной кулачок; 16 – колодка; 17 – неподвижные шарниры колодок; 18 – пружины; 19 и 22 – диски с фрикционными накладками; 20 и 21 – нажимные диски; 23 – шарики; 24 – серьга

В качестве примера рассмотрим расчет ленточных тормозных механизмов, применяемых в стояночных тормозных системах, а также в качестве остановочных тормозов в планетарных механизмах поворота гусеничных тракторов.

Ленточный тормозной механизм с одним затягивающимся концом (рис. 10.6) наиболее часто используется в планетарных механизмах поворота гусеничных тракторов.

Момент трения тормоза (Н·м) определяют из уравнения равновесия тормозного барабана

$$M_T = (S_1 - S_2) \cdot R, \quad (10.29)$$

где S_1 и S_2 – силы, действующие на концы тормозной ленты, Н; R – радиус тормозного барабана, м.

Связь между силами S_1 и S_2 , действующими на концы ленты, описывается уравнением Эйлера

$$S_1 = S_2 \cdot e^{\mu\alpha}, \quad (10.30)$$

где e – основание натурального логарифма ($e = 2,72$); μ – коэффициент трения ленты по барабану; α – угол обхвата барабана тормозной лентой, рад.

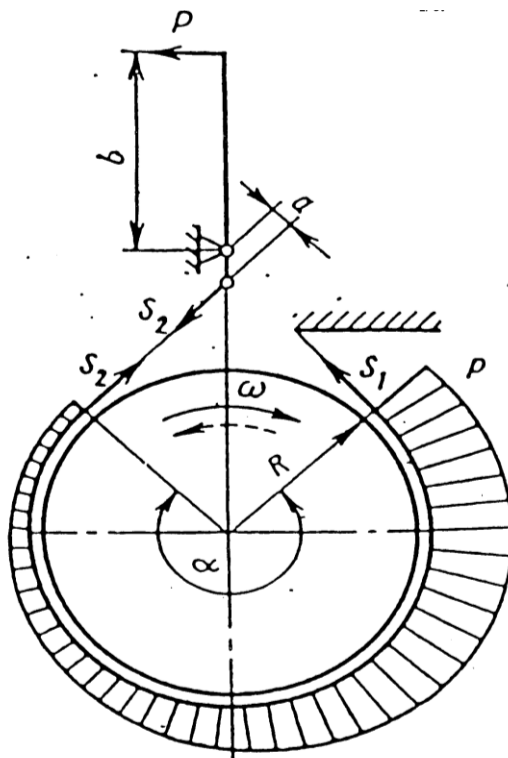


Рисунок 10.6 – Схема ленточного тормозного механизма с одним затягивающимся концом

Основные конструктивные параметры ленточных тормозов приведены в таблице 10.1.

Таблица 10.1 – Диаметр шкивов и барабанов, ширина и толщина тормозных стальных лент в ленточных тормозах, в зависимости от величины тормозного момента

Тормозной момент, Н·м	Диаметр тормозного шкива, мм	Ширина тормозного шкива, мм	Ширина тормозной ленты, мм	Толщина тормозной ленты, мм
880	200–250	70	60	3–4
14 00–1600	300–350	90	80	4–5
1800–2100	400–450	90	80	4–5

С учетом формулы Эйлера из уравнения (10.30) получим

$$M_T = S_2 \cdot R \cdot (e^{\mu\alpha} - 1), \quad (10.31)$$

где a и b – плечи рычага (см. рис. 10.6), м.

Из условия равновесия тормозного рычага следует

$$P \cdot b = S_2 \cdot a, \quad (10.32)$$

Решая совместно уравнения (10.31) и (10.32), найдем связь между моментом трения тормоза M_T и усилием на рычаге тормоза P :

$$M_T = P \cdot b \cdot R(e^{\mu\alpha} - 1) / a. \quad (10.33)$$

В соответствии с ГОСТ 12.2.120-2005 и рекомендациями НАТИ, усилие на часто используемых рычагах управления не должно превышать 60 Н (т.е. $P_{max} = 60$ Н), тогда

$$M_T = P_{max} \cdot b \cdot R(e^{\mu\alpha} - 1) / a. \quad (10.34)$$

Расчет ленточных тормозных механизмов состоит в следующем.

1. Определить момент трения ленточного тормоза по формуле (10.34).
2. Рассчитать ширину тормозной ленты (м) по выражению

$$B = M_T / R^2 \cdot K_T \cdot q_{max}, \quad (10.35)$$

где q_{max} – наибольшее допустимое давление на ленту, Н/м²; K_T – коэффициент эффективности.

Для ленточного тормозного механизма с одним затягивающимся концом величина коэффициента эффективности определяется выражением

$$K_T = (e^{\mu\alpha} - 1). \quad (10.36)$$

Обычно ширина ленты составляет от 0,06 до 0,10 м. Если требуется большая ширина, то рекомендуется ставить параллельно две узкие ленты для лучшего прилегания их к тормозному барабану.

3. Решая совместно уравнения (10.31) и (10.32), определить силу максимального натяжения набегающего конца S_1 (Н)

$$S_1 = M_T \cdot e^{\mu\alpha} / R \cdot (e^{\mu\alpha} - 1). \quad (10.37)$$

4. Проверить ленту на разрыв под действием силы S_1 по формуле

$$\sigma = S_1 / \delta \leq [\sigma], \quad (10.38)$$

где δ – толщина ленты, м; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение на разрыв, Н/м²: $[\sigma] = (600-1100) \cdot 10^5$ Н/м².

Для ленточных тормозов современных мобильных машин толщина ленты $\delta = (1,5-5) \cdot 10^{-3}$ м.

Тормозные ленты, как правило, имеют накладки, сплетенные из медноасбестовых нитей или прессованные из асбеста с резиной.

Показатели материалов накладок, используемых в ленточных тормозных механизмах, представлены в таблице 10.2.

Таблица 10.2 – Показатели материалов, используемых в тормозах

Материал	Коэффициент трения η	Давление q_{max} , Н/м ²
Сталь по чугуну	0,15–0,18	$(8-10) \cdot 10^5$
Асбомедная пленка	0,30–0,35	$(8-8) \cdot 10^5$
Прессованная накладка	0,30–0,35	$(4-6) \cdot 10^5$
Асбокаучук	0,40–0,50	$(6-10) \cdot 10^5$
Металлокерамика по стали	0,35–0,40	$(10-20) \cdot 10^5$

11. РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ ТРАКТОРОВ

11.1 Расчет гидравлического привода навесного устройства трактора

При расчете гидросистемы навески трактора необходимо привести структурную схему и компоновку гидропривода управления навеской. Расположение гидроустройств системы навески на тракторах может быть различным, оно зависит от компоновки трактора (рис. 11.1).

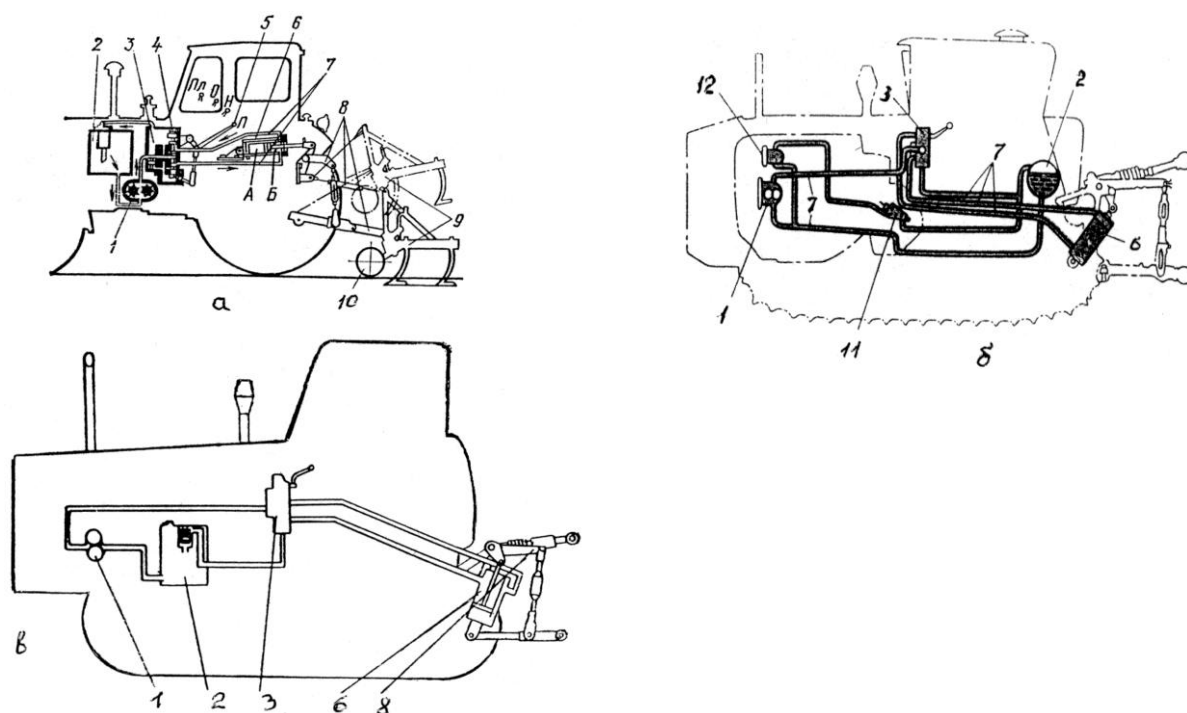


Рисунок 11.1 – Структурные схемы и компоновка гидропривода управления навеской: а – колесный трактор; б – объединенная схема гидропривода на гусеничном тракторе; в – ГСУН гусеничного трактора; 1 – гидронасос ГСУН; 2 – гидробак; 3 – гидрораспределитель; 4 – золотник распределителя; 5 – рукоятка управления золотником; 6 – силовой гидроцилиндр (основной); 7 – трубопроводы; 8 – рычажный навесной механизм; 9 – полунавесная машина-орудие; 10 – опорные колеса орудия; 11 – гидравлический усилитель механизма управления сцеплением; 12 – гидронасос механизма управления сцеплением

На некоторых тракторах гидросистема навески может быть объединена с гидравлическими системами управления сцеплением и поворотом.

Далее приводят схему рычажной навесной системы трактора и определяют передаточное отношение i_n навески, задавшись величинами плеч рычагов (рис. 11.2).

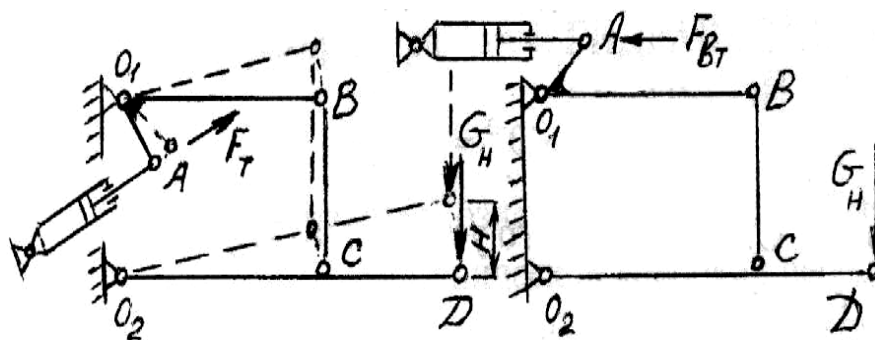


Рисунок 11.2 – Типовые схемы рычажной навесной системы

Передаточное отношение i_n навески:

$$i_n = \frac{O_1A \cdot O_2C}{O_1B \cdot O_2D} \cdot \quad (11.1)$$

Основными параметрами гидравлического привода навесного устройства трактора, которые необходимо рассчитать, являются мощность и подача насоса, размеры силового цилиндра, емкость и размеры масляного бака, размеры маслопроводов.

Исходными данными для расчета служат:

1. Максимальная масса навесного орудия M_{max} , кг.
2. Общая высота подъема орудия H_m (максимальное вертикальное перемещение центра тяжести орудия от максимального заглубленного состояния до транспортного положения), м.
3. Действительное полное время s подъема орудия

$$t = (3-5)/V, \quad (11.2)$$

где V – поступательная скорость трактора, м/с.

4. Коэффициент запаса мощности подъемного механизма k_3 ($k_3 = 1,5-2,5$).

5. Коэффициент полезного действия (КПД) навесного устройства

$$\eta_{ny} = \eta_o \cdot \eta_m, \quad (11.3)$$

где η_o – объемный КПД насоса: $\eta_o = 0,85–0,90$; η_m – механический КПД устройства: $\eta_m = 0,7–0,8$.

6. Максимальное давление в гидросистеме p_{max} , МПа.

Параметры, определяемые при расчете гидравлического привода навесного устройства трактора.

1. Мощность (Вт), потребляемая масляным насосом гидросистемы при работе (подъеме навесного орудия)

$$N_p = k_3 \cdot m_{max} \cdot g \cdot H_m / \eta_{ny} \cdot t. \quad (11.4)$$

2. Расчетная подача (m^3/c) насоса

$$Q_n = N_p / p_{max}. \quad (11.5)$$

3. Подача ($m^3 / об$) за один оборот вала насоса

$$q_n = 60 \cdot Q_n / n_n; \quad (11.6)$$

$$n_n = 60 \cdot Q_n / q_n, \quad (11.7)$$

где n_n – частота вращения вала насоса, $мин^{-1}$.

По величине q_n подбирается из числа изготавливаемых промышленностью (ОСТ 23.1.92-88) насосов.

При несовпадении значения q_n изготавливаемых насосов с расчетным определяется требуемая частота вращения для обеспечения заданной производительности.

4. Размеры рабочего цилиндра:

а) ход поршня цилиндра S_u выбирают по ОСТ 23.1.97-88. Тогда кинематическое передаточное число навесного устройства

$$i_{ny} = H_m / S_u; \quad (11.8)$$

б) диаметр цилиндра, м

$$d_u = \sqrt{[k_D \cdot m_{max} \cdot g \cdot i_{ny} \cdot 0,785 \cdot \eta_{nc} \cdot p_{max}] - d_{III}^2}, \quad (11.9)$$

где k_D – коэффициент динамичности: $k_D = 1,5–2,0$; η_{nc} – коэффициент использования подъемной силы, включающий потери от отклонения

направления силы и на трение в шарнирах: $\eta_{nc} = 0,7$; $d_{ш}$ – диаметр штока, м.

Полученное значение диаметра цилиндра d_u сравнивают со значениями, представленными в ОСТ 23.1.97-88 и принимают больший стандартный диаметр.

Объем масляного бака (м^3)

$$Q_6 = 60 \cdot \beta \cdot (0,5-0,6) \cdot Q_n \quad (11.10)$$

где β – коэффициент, учитывающий обеспечение воздушного пространства над поверхностью масла для исключения перегрузки сапуна: $\beta = 1,1-1,2$.

Номинальные емкости (вместимости) для приводов выбираются из стандартного ряда чисел по ГОСТ 12448-80: 0,1; 0,16; 0,25; 0,4; 0,63; 1,0; 1,6; 2,5; 4; 6,3; 10; 16; 25; 40; 63; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500 л. ($1 \text{ л} = 10^{-3} \text{ м}^3$). В гидроприводе одному из этих значений должен соответствовать наибольший объем бака.

Суммарный объем гидромашины – это сумма изменений объемов камер гидронасоса или гидромотора за один оборот вала. Значение рабочего объема устанавливается по ГОСТ 13824-80: 4; 5; 6,3; 8; 9; 10; (11,2); 12,5; (14); 16; (18); 20; (22,4); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (224); 250; (280); 1000; (1120) см^3 .

5. Размеры трубопроводов.

Внутренний диаметр (м)

$$d_g = 0,12 \sqrt{[Q_n / V_m]}, \quad (11.11)$$

где V_m – скорость рабочей жидкости при полной подаче.

Для всасывающего трубопровода к насосу $d_g = 1,0-1,5$ м/с, для нагнетательного трубопровода от насоса к распределителю и сливного от распределителя к баку – $1,5-2,0$ м/с, от распределителя к рабочему цилиндру – $3,5-4,5$ м/с.

Нормальные диаметры деталей подвижных цилиндрических пар (поршни, штоки, плунжеры, золотники и т.д.) гидропривода должны соответствовать стандартному ряду по ГОСТ 12447-80: 1,0; 2,0; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; (14); 16; 18; 20; (22); 25; (28); 32; (36); 40;

(45); 50; (56); 63; (70); 80; (90); 100; (110); 125; (140); 160; (180); 200; (220); 250; (280); 320; (380); 400; (450); 500; (560); 630; (710); 800; (900); 1000 мм.

Условные проходы трубопроводов и рукавов высокого давления (РВД) гидролиний, каналов распределительных, регулирующих и вспомогательных устройств должны соответствовать стандартному ряду по ГОСТ 16516-80: 1,0; 1,2; 1,6; 2; 2,5; 3,2; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; (28); 32; (36); 40; (45); 50; (56); 63; (67); (71); (75); 80; (85); (90); (95); 100; (105); (110); (120); 125; (130); (140); (150); 160; (170); (180); (190); 200; (210); (220); (240); 250 мм.

Толщина стенок трубопроводов

$$s = p_{max} \cdot d_{\phi} / 2[\sigma_p], \quad (11.12)$$

где $[\sigma_p]$ – допустимое напряжение на разрыв стальных бесшовных труб, $[\sigma_p] = (500-600) \cdot 10^5 \text{ Н/м}^2$.

Полученные расчетом данные сверяют с приведенными паспортными значениями параметров гидравлических систем универсальных навесок тракторов (табл. 11.1).

Таблица 11.1 – Паспортные значения гидравлических систем универсальных навесок тракторов

Марка трактора	Тяговый класс, кН	Мощность дизеля, кВт	Масса трактора, кг	Грузо-подъемность, кН	Высота подъема орудия, м	Время подъема, с
Т-25А	6	21,3	2020	5	0,6	1,5–3,0
Т-40М	9	39	2800	8,5	0,75	1,5–3,0
МТЗ-80	14	59	3370	11	0,81	2–3
ДТ-75М	30	69	6470	14	0,95	4–5
ДТ-175С	30	125	8030	14	0,95	4–5
Т-4А	40	96	8600	17	0,95	4–5
Т-150К	30	132	8135	30	0,9	2–3
Т-130	60	118	13880	30	1,2	4–5
К-701	50	220	13500	20-30	1,0	2–3

11.2 Расчет приводного шкива

Шкивы устанавливают как с боку, так и сзади тарктора. Окружная скорость приводного ремня согласно ГОСТ 5813-93 должна быть в пределах 12,5–15 м/с.

Схема к расчету приводного шкива приведена на рисунке 11.3.

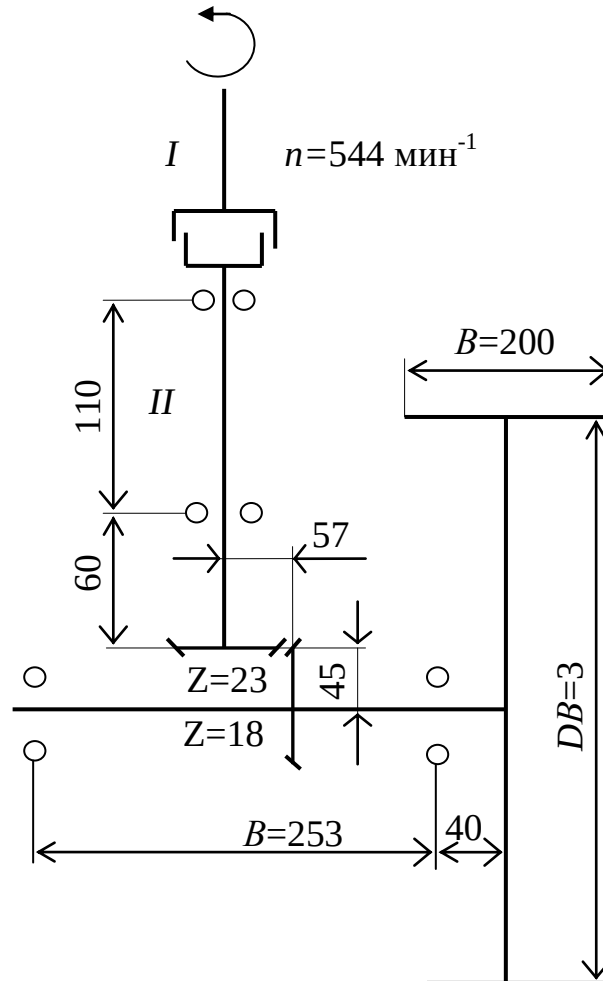


Рисунок 11.3 – Схема приводного шкива

Задавшись крутящим моментом $M_{кр}$ на валу шкива, равным 440 Н·м и числом оборотов приводного вала n , равным 544 мин⁻¹, при КПД передачи $\eta = 0,97$, определим число оборотов шкива, мин⁻¹:

$$n_{ш} = n \frac{z_{к}}{z_{ш}}, \quad (11.13)$$

где $z_{к}$ и $z_{ш}$ – соответственно число зубьев ведущей и ведомой шестерен.

$$n_{ш} = 544 \frac{23}{18} = 695.$$

Окружная скорость на ободе шкива, м/с

$$v_{ш} = \frac{\pi D n_{ш}}{60}, \quad (11.14)$$

где D – наружный диаметр обода шкива, м; $v_{ш} = \frac{\pi \cdot 0,36 \cdot 695}{60} = 13,1$.

Момент на оси шкива, Н·м определяется выражением

$$M_{ш} = M_{кр} \frac{z_{к}}{z_{ш}} \eta, \quad (11.15)$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент на приводном валу, Н·м.

$$M_{ш} = 440 \frac{18}{23} \cdot 0,97 = 333.$$

Окружная сила на ободе шкива, Н

$$P_0 = \frac{2 \cdot M_{ш}}{D}. \quad (11.16)$$

$$P_0 = \frac{2 \cdot 333}{3,6} = 185.$$

Усилие с учетом натяжения ремня, Н

$$Q = 3P_0. \quad (11.17)$$

$$Q = 3 \cdot 185 = 555.$$

Окружная сила на зубьях шестерен, Н

$$P = \frac{2 \cdot M_{кр}}{R}. \quad (11.18)$$

$$P = \frac{440}{0,57} = 772.$$

Напряжение изгиба в зубьях шестерен, Н/м²

$$\sigma_u = \frac{24Ph_{cp}}{bt_{cp}^2}, \quad (11.19)$$

где $h_{cp} = 10,62$ мм; $b = 32$ мм; $T_{cp} = 15,3$ мм

$$\sigma_u = \frac{24 \cdot 772 \cdot 10,62}{32 \cdot 15,3^2} = 263.$$

11.3 Расчет вала отбора мощности трактора

Мощность, расходуемая на вращение механизмов и машин, присоединенных к валу отбора мощности (ВОМ), определяется зависимостью

$$N_{BOM} = M_{BOM} \cdot n_{BOM} / 1950, \quad (11.20)$$

где M_{BOM} , n_{BOM} – соответственно крутящий момент (Н·м) и частота вращения (мин⁻¹) вала отбора мощности.

Мощность, расходуемая на механические потери при передаче ее от двигателя к ВОМ, определяют по формуле вида

$$N_{np} = \frac{N_{BOM}(1 - \eta_{np})}{\eta_{np}}, \quad (11.21)$$

где η_{np} – КПД привода ВОМ.

Детали ВОМ следует рассчитывать на номинальный момент двигателя, исходя из возможности использования вала для привода стационарных машин, когда через него передается вся мощность двигателя. В запроектированном ВОМ число оборотов согласно ГОСТ 3480-76 должно быть 540 и 1000 мин⁻¹. Однако современные зарубежные тракторы могут эксплуатироваться в так называемом экономическом режиме, т.е. при пониженной частоте вращения ко-

ленчатого вала, но частота вращения хвостовика в этом случае соответствует указанным выше величинам.

При расчете ВОМ необходимо привести кинематическую схему (рис. 11.4)

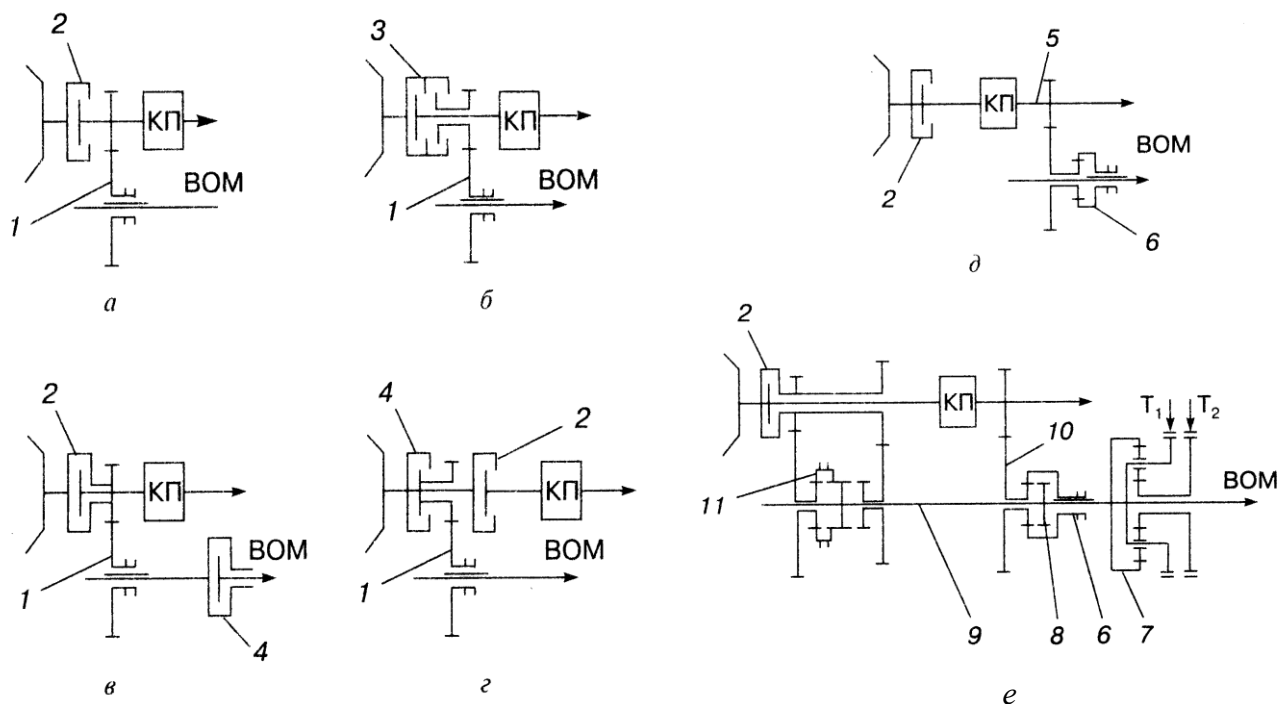


Рисунок 11.4 – Схемы приводов ВОМ: а – полностью зависимый; б, в – полностью независимые; г – частично независимый; д – синхронный; е – комбинированный; 1 – подвижная каретка; 2 – главное сцепление; 3, 4 – двойное сцепление; 5 – вторичный вал коробки передач; 6 – зубчатая муфта; 7 – планетарная передача; 8 – зубчатый венец; 9 – вал; 10 – колесо с зубчатым венцом; 11 – зубчатая муфта

По ГОСТ 3480-76 профили и параметры хвостовиков ВОМ и ВПМ и втулок для них, а также предельное отклонение размеров должны соответствовать: для хвостовиков типа 1с – шлицевому соединению по ГОСТ 25346-89 и ГОСТ 1139-80.

Применяемость хвостовиков задних ВОМ должна соответствовать значениям таблицы 11.2. Для переднего ВОМ тракторов тягового класса от 0,6 до 2 включительно при частоте вращения хвостовика 1000 мин^{-1} мощность, передаваемая хвостовиком, устанавливается изготовителем.

Таблица 11.2 – Параметры для хвостовиков ВОМ

Тип хвостовика ВОМ	Тяговый класс трактора	Частота вращения хвостовика, мин ⁻¹	Мощность, передаваемая хвостовиком, кВт, не более
1с	От 0,6 до 4 вкл.	540	60
2	От 0,6 до 2 вкл.	1000	92
3	Св. 2 до 4 вкл.		185
4	Св. 4 до 6 вкл.		250

При расчете и выборе параметров цилиндрических передач ВОМ необходимо руководствоваться ГОСТ 25301-95, конических и коническо-цилиндрических – ГОСТ 27142-97, планетарных ГОСТ 25022-81.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Подготовка и защита выпускной квалификационной работы по специальности 35.02.07 «Механизация сельского хозяйства» призваны закрепить и систематизировать знания студента по общетехническим и специальным предметам, выработать умение пользоваться необходимыми справочными пособиями. В ходе выполнения работы будущий техник-механик знакомится с достижениями науки и передового опыта при решении практических задач в технических системах.

Усваивая межпредметную связь и пользуясь полученными за время обучения на предыдущих курсах знаниями, студент закрепляет навыки конструкторских расчетов, связанных между собой и соединяющих такие дисциплины, как конструкция мобильных энергетических средств, гидравлика, теплотехника, электрооборудование, электроника и др. При выполнении графической части систематизируются знания ЕСКД и технического черчения.

Конструкторская разработка для каждого студента по индивидуальному заданию руководителя дает возможность самостоятельно проанализировать состояние вопроса по выбранной тематике, сформулировать цели и задачи с последовательным их решением.

Учебное пособие разработано с учетом требований, изложенных в Положении об итоговой государственной аттестации выпускников образовательных учреждений среднего профессионального образования, содержит ссылки на необходимые стандарты и правила оформления текстовой и графической части дипломного проекта (работы), а также структуру и различные примеры расчетов и чертежей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Колчин, А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей: учеб. пособие для вузов / А.И. Колчин, В.П. Демидов. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 2003. – 496 с.
2. Матюшев, В.В. Положение по оформлению текстовой и графической части учебных и научных работ (общие требования) / В.В. Матюшев, Т.Н. Бастрон, Л.П. Шатурина. – Красноярск: Изд-во КрасГАУ, 2007. – 76 с.
3. Меновщиков, В.А. Механика. Курсовое проектирование деталей машин: учеб. пособие / В.А. Меновщиков, Е.Г. Синенко, В.И. Сенькин. – Красноярск: Изд-во КрасГАУ, 2008. – 228 с.
4. Поливаев, О.И. Тракторы и автомобили. Конструкция: учеб. пособие / О.И. Поливаев, В.П. Гребнев, А.В. Ворохобин, А.В. Божко; под общ. ред. О.И. Поливаева. – М.: КНОРУС, 2010. – 256 с.
5. Селиванов, Н.И. Основы теории, расчет и испытание автотракторных двигателей: учеб. пособие / Н.И. Селиванов, С.А. Зыков. – Красноярск, 2002. – 167 с.
6. Селиванов, Н.И. Тракторы и автомобили: курсовое и дипломное проектирование: учеб. пособие / Н.И. Селиванов. – Красноярск: Изд-во КрасГАУ, 2006. – 156 с.
7. Хорош, И.А. Гидропривод сельскохозяйственной техники: учеб. пособие / И.А. Хорош, Н.И. Селиванов, А.И. Хорош. – Красноярск, 2006. – 229 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение 1

Зав. кафедрой «_____»
(название кафедры)
студента группы _____
(номер группы)

(ФИО студента)

Заявление

Прошу рассмотреть и утвердить тему моей выпускной квалификационной работы _____

(тема работы)

Руководителем выпускной квалификационной работы прошу
назначить _____

(должность, ФИО руководителя)

Дата «__» _____ 20__ г.

Подпись _____

Приложение 2

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
Департамент научно-технологической политики и образования
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Красноярский государственный аграрный университет»
Институт управления инженерными системами

ИНДИВИДУАЛЬНОЕ ЗАДАНИЕ по выпускной квалификационной работе

(ФИО студента)

1. Тема ВКР

2. Срок сдачи студентом законченного проекта «__»__20__г.

3. Исходные данные к проекту _____

4. Содержание расчетно-пояснительной записки (перечень подлежащих разработке вопросов) _____

5. Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей) _____

КАЛЕНДАРНЫЙ ПЛАН

№ п/п	Наименование этапов выпускной квалификационной работы	Срок выполнения этапов работы	Примечание
1			
2			
3			
4			
5			
6			
7			
8			
9			

Дата выдачи задания « ____ » _____ 20 ____ г.

Руководитель

(ученое звание, степень или должность)

(подпись)

Задание принял к исполнению _____

(ФИО студента) (подпись)

Приложение 4

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
Департамент научно-технологической политики и образования
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Красноярский государственный аграрный университет»
Институт управления инженерными системами

Кафедра «Тракторы и автомобили»
Зав. кафедрой д.т.н., профессор
Селиванов Н.И.
(ученая степень, звание, ФИО)

(подпись)

«___» _____ 20__ г.

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА

Тема: _____

01.M77.XX.ПЗ

Выпускник

(ФИО, подпись)

Руководитель

(ученое звание, степень или должность, ФИО, подпись)

Нормоконтроль

(подпись)

Кузнецов А.В.
(ФИО)

«___» _____ 20__ г.

Красноярск 20__

**ОТЗЫВ
РУКОВОДИТЕЛЯ**

_____,
(ФИО, ученая степень, ученое звание)

на выпускную квалификационную работу студента __ группы____
(очное, заочное)

(ФИО)

по теме _____

выполненной на кафедре _____

(название кафедры)

Отмеченные достоинства личностных характеристик выпускника («самостоятельность», «ответственность», «умение организовать свой труд» и т.д.) _____

Замечания: _____

Рекомендации: _____

Заключение: задание на выпускную квалификационную работу выполнено _____

(полностью/не полностью)

Подготовка студента _____

(соответствует, в основном соответствует, не соответствует)

требованиям Государственного образовательного стандарта среднего профессионального образования по специальности

_____ и он(а) _____

быть допущен(а) к процедуре защиты.

(может/не может)

« ____ » _____ 20 ____ г.

(подпись)

(ФИО отчетливо)

Приложение 6 (справочное)

Система СИ

I. Основные единицы в системе СИ:

1. Длина L, м (метр);
2. Масса M, кг (килограмм);
3. Время T, с (секунда);

II. Основные правила:

1. Обозначение единиц, называемых собственными именами, пишутся с большой буквы.
2. При больших значениях чисел применяются кратные единицы: пишутся с большой буквы: 1Т (Тера)= 10^{12} ; 1Г (Гига)= 10^9 ; 1М (мега)= 10^6 ; пишутся с маленькой буквы: 1к (кило)= 10^3 ; 1г (гекта)= 10^2 ; 1да (дека)= 10^1 ; 1д (деци)= 10^{-1} ; 1с (санти)= 10^{-2} ; 1м (мили)= 10^{-3} ; 1мк (микро)= 10^{-6} .

III. Производные единицы с собственными именами в системе СИ:

1. Сила в Ньютонах: 1Н (Ньютон)= $1\text{кг}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^{-2}$;
2. Давление в Паскалях: 1Па (Паскаль) = $1\text{Н}/\text{м}^2$; 1МПа (Мегапаскаль) = $10^6\text{Па} = 10^6\text{Н}/\text{м}^2$;
3. Энергия, работа и количество теплоты в Джоулях: 1Дж (Джоуль) = $1\text{Н}\cdot\text{м}$;
4. Мощность и поток энергии в Ваттах: 1Вт (Ватт) = $1\text{Дж}/\text{с} = 1\text{Н}\cdot\text{м}/\text{с}$; 1кВт = $1000\text{Вт} = 10^3\text{Н}\cdot\text{м}/\text{с}$.

IV. Допускается применять единицы :

1. Масса в тоннах, килограммах, граммах: 1т (тонна) = 10^3кг (килограмм) = 10^6г (грамм) = 1Мг (Мегаграмм);
2. Сила в тонно-силах: 1тс (тонно-сила) = 10^3кгс (килограмм-сила) = 10^6гс (грамм-сила); Грузоподъемность устройства – это сила тяжести груза в тс (тонно-силах);
3. Крутящий момент = произведению силы на плечо: $1\text{кгс}\cdot\text{м}$
4. Мощность в лошадиных силах: 1л.с. (лошадиная сила) = $75\text{кгс}\cdot\text{м}/\text{с}$;
5. Мощность в киловаттах: 1кВт (киловатт) = $102\text{кгс}\cdot\text{м}/\text{с}$;
6. Длина в дюймах: 1" (дюйм) = 25,4мм;
7. Объем в метрах кубических и литрах: 1м^3 (кубометр) = 10^3л (литров); 1л (литр) = $10^{-3}\text{м}^3 = 1000\text{см}^3$
8. Давление в атмосферах: 1атм = $1\text{кгс}/\text{см}^2$;
9. Теплота: 1 ккал (килокалория) = 1000 кал (калорий);
10. Частота вращения тела: 1мин^{-1} (оборот в минуту);
11. Кинематическая вязкость в Стоксах: 1Ст (Стокс) = 10^2сСт (сантистокс) = $10^{-4}\text{м}^2/\text{с}$;

V. Взаимная связь величин в системах СИ и МКГС:

1. Объем: 1л (литр) = $10^{-3}\text{м}^3 = 10^3\text{см}^3 = 1\text{дм}^3$ (куб. дециметров) = 10^3мл (миллиметров); $1\text{мл} = 1\text{см}^3 = 10^{-3}\text{л} = 10^{-3}\text{дм}^3$.
2. Объемная подача жидкости: $1\text{м}^3/\text{ч}$ (кубометр в час) = $16,67\text{дм}^3/\text{мин}$ (куб. дециметров или литров в минуту) = $0,278\text{л}/\text{с}$; $1\text{л}/\text{мин} = 1\text{дм}^3/\text{мин} = 0,0167\text{л}/\text{с} = 16,67\text{см}^3/\text{с}$.
3. Сила: $1\text{Н} = 0,1\text{кгс}$; $1\text{кгс} = 10\text{Н}$; $1\text{тс} = 10\text{кН}$;
4. Момент силы: $1\text{кгс}\cdot\text{м} = 10\text{Н}\cdot\text{м}$; $1\text{Н}\cdot\text{м} = 0,1\text{кгс}\cdot\text{м}$; $1\text{тс}\cdot\text{м} = 10\text{кН}\cdot\text{м}$;
5. Давление: $1\text{атм} = 1\text{кгс}/\text{см}^2$; $1\text{бар} = 10^5\text{Па} = 0,1\text{МПа}$; $1\text{МПа} = 10\text{кгс}/\text{см}^2 = 10\text{бар}$;
6. Плотность тела: $1\text{т}/\text{м}^3 = 10^3\text{кг}/\text{м}^3 = 1\text{г}/\text{см}^3$;
7. Механическое напряжение: $1\text{кгс}/\text{см}^2 = 10^{-2}\text{кгс}/\text{мм}^2 = 0,1\text{МПа}$; $1\text{кгс}/\text{мм}^2 = 10\text{МПа}$.
8. Мощность: $1\text{кВт} = 1,36\text{л}\cdot\text{с}$; $1\text{л}\cdot\text{с} = 0,736\text{кВт}$
9. Теплота: $1\text{кал} = 4,1867\text{Дж}$.
10. Тепловой поток: $1\text{кал}/\text{с} = 4,1867\text{Дж}/\text{с} = 4,1867\text{Вт}$; $1\text{кВт} = 860\text{ ккал}/\text{ч}$; $1\text{ккал}/\text{ч} = 1,1628\text{ Вт}$ выделенной энергии.
11. Кинематическая вязкость: $1\text{м}^2/\text{с} = 10^6\text{сСт}$ (сантистокс); $1\text{сСт} = 1\text{мм}^2/\text{с}$.
12. Динамическая вязкость: П (Пуаз): $1\text{П} = 0,1\text{Па}\cdot\text{с}$.

Технические характеристики тракторов и автомобилей

Таблица П.7.1 – Технические характеристики колесных тракторов

Показатель	Условные обозначения	BT3-30 СШ	BT3-2032	BT3-2048A	ЛТЗ-55	ЛТЗ - 60AB	MT3-1221	MT3-82.1.57
1. Класс тяги		0,6	0,6	0,9	0,9	0,9	I,4	I,4
2. Масса конструктивная, кг	m_0	2440	2390	2750	2900	3380	4640	3900
3. Марка двигателя		Д-120	Д-120	Д-130	Д-144	Д65М1Л	Д-260.2	Д-243
4. Эксплуатационная мощность двигателя (кВт) при частоте вращения колен. вала, мин ⁻¹	Ne_3	22,1	22,1	35,3	36,8	44,1	96	60
	n_n	2000	2000	2000	1800	1750	2100	2200
5. Ход поршня и диаметр цилиндра, мм	S	120	120	120	120	130	125	125
	D	105	105	105	105	110	110	110
6. Удельный расход топлива, при эксплуатационной мощности, не более, г/ (кВт ч)	g_{en}	245	245	245	238	243	226	220
7. Продольная база трактора, мм	L	2500	1775	1800	2145	2280	2750	2450
8. Колея колес: - передних - задних, мм	B_1	1324-1424	1224-1424	1322-1522	1375	1375	1500-1800	1350-1850
	B_2	1314-1484	1210-1484	1210-1484	1840	1840	1500-2100	1420-2100
9. Размер шин: - передних - задних, мм (дюйм)	b_1/d_1	165 /406	165 /406	165 /406	8,3-20	8,3-20	14.9 R24	11,2-20
	b_2/d_2	284 /711	284 /711	284 /711	13,6 R38	13,6 R38	18.4 R38	15.5 R38
10. Число передач переднего и заднего хода	z	8	8	8	6	6	16	18
	z_1	8	6	6	1	1	8	4

Таблица П.7.2 – Технические характеристики колесных тракторов

Показатель	Условные обозначения	МТЗ-100	МТЗ-102	ЛТЗ-155	К-701	К-744	К-745
1. Класс тяги		1,4	1,4	2	5	5	8
2. Масса конструктивная, кг	m_0	3750	3950	3350	12400	12400	16300
3. Марка двигателя		Д-245	Д-245	Д-65Н	ЯМЗ-240Б	ЯМЗ-8423	ЯМЗ-8481.04
4. Эксплуатационная мощность двигателя (кВт) при частоте вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	Ne_3	73,5	73,5	110/88	199	221	277
	n_n	2200	2200	1850	1900	1900	1900
5. Ход поршня и диаметр цилиндра, мм	S	125	125	130	140	140	140
	D	110	110	110	130	140	140
6. Удельный расход топлива, при эксплуатационной мощности, не более, г/(кВт ч)	g_{en}	238	238	243	238	220	220
7. Продольная база трактора, мм	L	2500	2570	2450	3200	3200	3750
8. Колея колес: - передних - задних, мм	B_1	1250-1850	1350-1800	1360-1800	2115	2115	2100
	B_2	1400-2100	1400-2100	1400-1800	2115	2115	2115
9. Размер шин: - передних - задних, мм (дюйм)	b_1/d_1	228 / 608	285 / 608	190 / 608	720 / 660		
	b_2/d_2	430 / 965		303 / 965	720 / 660		
10. Число передач переднего / заднего хода	z / z_1	24 / 8	24 / 8	10 / 2	16 / 8	16 / 8	16 / 8
11. Расчетные скорости движения, м/с	$V_{H1}-V_{H2}$	0,477-9,522		0,02-9,72	0,8-9,39		

Таблица П.7.3 – Технические характеристики гусеничных тракторов

Показатель	Условные обозначения	Т-70С	ДТ-75М	ВТ-100Д	ВТ-150	Т-404	Т-250	Т-130
1. Класс тяги		2	3	3-4	4	4-5	5	6
2. Масса конструктивная, кг	m_0	4250	6110	7580	7850	10950	12000	11500
3. Марка двигателя		Д-241Л	А-41	Д-442-24	Д-442 ВИ	Д-461-13	Д-4601	Д-160
4. Эксплуатационная мощность двигателя (кВт) при частоте вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	Ne_9	58,8	66	88	110	110,3	184	119
				106,8				
5. Ход поршня и диаметр цилиндра, мм	n_n	2200	1750	1300-1750	1850	1700	1800	1250
	S	125	140	140	140	140	140	205
	D	110	130	130	130	130	130	145
6. Удельный расход топлива, при эксплуатационной мощности, не более г/(кВт ч)								
	g_{en}	238	238	235	220	230	218	235
7. Число передач переднего заднего хода	z/z_1	8/2	7/1	5/1	5/1	8/4	12/4	8/4
9. Расчетные скорости движения, м/с	$V_{H1}-V_{H2}$	0,44-3,16	1,47-3,11	1,24-3,94	0,16-4,4	0,85-4,28	1,28-4,94	0,89-2,96
10. Число зубьев ведущего колеса гусеничного движителя	Z_{36}	26	13	13	13	28	28	26
11. Шаг звена гусеницы, мм	t_{36}	176	170	170	170	175	171	203

Таблица П.7.4 – Технические характеристики грузовых автомобилей

Показатель	Условные обозначения	ГАЗ-3302	ГАЗ-3310	ГАЗ-3308	ЗИЛ-5301 ГС/А1	ЗИЛ-4331
1	2	3	4	5	6	7
1. Грузоподъемность, кг	m_z	1500	3800	2000	5300	6000
2. Собственная масса автомобиля, кг	m_0	1850	3375	3710		5300
3. Полная масса автомобиля, кг	m_a	3500	7400	5950	6950	11450
3.1. в т.ч. на переднюю ось, на заднюю (тележку), кг	m_n	1200	2450	1980	2320	3810
	m_z	2300	4950	3970	4630	7640
4. Масса буксируемого прицепа, кг	m_{np}	-	-	-	12200	11500
5. Максимальная скорость автомобиля с номинальной нагрузкой без прицепа, м/с	V_{max}	31,9	26,4	25	25	25
6. Марка двигателя		ЗМЗ - 4063.10	Д-260Т	ММЗ Д-245,7	Д-245	ЗИЛ -645
7. Максимальная мощность двигателя (кВт) при частоте вращения колен. вала, мин ⁻¹	Ne_z	73,5	110	110 86,2	86,2	136
	n_n	4500	3200	2400	2400	2800
8. Ход поршня и диаметр цилиндра, мм	S/D	92/92	125/110	125/110	125/110	125/115
9. Удельный расход топлива, г/(кВт ч)	g_{en}	280	220	220	220	245
10. Контрольный расход топлива (л/100км) при соответствующей скорости движения, м/с	Q_s	11,5	13,5	23/17	20	20
	V_s	16,7	16,7	16,7	16,7	16,7

Окончание табл. П.7.4

1		2	3	4	5	6	7
11. Габаритные размеры, мм: длина ширина высота		L	3056	6400	6250	6675	7610
		Ba	1943	2230	2340	2500	2500
		H	380	2950	2570	2400	2656
12. Продольная база, мм		B		3310	3770	3800	3800
13. Колея, мм: передних колес задних колес		B_1	1700	1700	1700	1,80	1,93
		B_2	1560	1560	1560	1,79	1,85
14. Размеры шин: ширина посадочный диаметр, мм (дюйм)		b	225/60R16	215/75 R17,5	8,25 R20	260R508	260R508
		d					
15. Давление в шинах, МПа: передних колес задних колес		P_n	-	-	0,28	0,47	0,60
		P_3	-	-	0,28	0,65	0,65
16. Передаточное число главной передачи		i_0	5,125	5,125	5,125	6,32	5,57
17. Передаточное число раздаточной коробки		i_p	-	-	1,0/1,982	-	-
18. Передаточные числа коробки пе- редач	I	i_{kni}	4,05	4,05	4,05	7,44	6,84
	II		2,34	2,34	2,34	4,10	4,96; 2,48
	III		1,395	1,395	1,395	2,29	3,66; 1,83
	IV		1,00	1,00	1,00	1,47	2,70; 1,35
	V		0,849	0,849	0,849	1,00	2,0; 1,0

Таблица П.7.5 – Технические характеристики грузовых автомобилей

Показатель	Условные обозначения	УРАЛ-4320	КамАЗ-5460	КамАЗ 45141 010-13	МАЗ-5516
1	2	3	4	5	6
1. Грузоподъемность, кг	m_z	5000	6000	9500	20000
2. Собственная масса автомобиля, кг	m_0	8020	7350	11100	12300
3. Полная масса автомобиля, кг	m_a	13245	40000	20750	32000
3.1. В т.ч. на переднюю ось, на заднюю (тележку), кг	m_n	4300	13340	5500	7000
	m_z	8945	26660	10930	25000
4. Масса буксируемого прицепа, кг	m_{np}	7000	32500	15200	53000
5. Максимальная скорость автомобиля с номинальной нагрузкой без прицепа, м/с	V_{max}	23,6	27,8	22,2	24,4
6. Марка двигателя		КамАЗ-740	КамАЗ-740.50-360	КамАЗ-740.13-260	ЯМЗ-238НД5
7. Максимальная мощность двигателя (кВт) при частоте вращения колен. вала, мин ⁻¹	Ne_z	154	265	191	243
	n_n	2600	2200	2200	2100
8. Ход поршня и диаметр цилиндра, мм	S/D	120/ 120	130/ 120	120/ 120	140/ 130
9. Удельный расход топлива, г/(кВт ч)	g_{en}	245	202	211	220
10. Контрольный расход топлива (л/100 км) при соответствующей ско- рости движения, м/с	Q_s	26	-	-	32
	V_s	11,1	-	-	16,7

Окончание табл. П.7.5

1	2	3	4	5	6
11. Габаритные размеры, мм: длина ширина высота	4	7366	7435	7435	6570
	Ba	2500	2500	2500	2500
	H	2870	3350	3350	3150
12. Продольная база, мм	B	3525+1400	3190	3190	3550
13. Колея: передних колес задних колес, мм	B_1	2000	2026	2026	2030
	B_2	2000	1850	1850	1792
14. Размеры шин, мм (дюйм): ширина посадочный диаметр	b	370	315/80 R22,5	315/85 R21	12 R20
	d	508			
15. Давление в шинах, МПа: передних колес задних колес	P_n	0,32	-	-	-
	$P_з$		-	-	-
16. Передаточное число главной передачи	i_0	7,32	-	-	6,59
17. Передаточное число раздаточной коробки	i_p	1,3/2,15	-	-	-
18. Передаточные числа коробки передач		$i_{кпi}$	5,61	-	-
	II		2,89	-	-
	III		1,64	-	-
	IV		1,00	-	-
	V		0,723	-	-

Таблица П.7.6 – Технические характеристики легковых автомобилей

Показатель	Условные обозначения	ВАЗ-2105	ВАЗ-2109	ВАЗ-21099	ВАЗ-2112	ВАЗ-2121	ГАЗ-3102	ГАЗ-3110	ГАЗ-3111
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1. Масса багажа, кг	m_b	50	50	50	50	120	50	50	50
2. Допустимая полная масса прицепа, кг	m_{np}	300	300	435	450	300	500	500	500
3. Собственная масса, кг	m_0	955	845	940	1080	1150	1470	1400	1500
4. Полная масса: в т.ч. на переднюю ось, на заднюю (тележку), кг	m_a	1395	1340	1375	1430	1550	1870	1790	1950
	m_n	635	675	460	470	750	890	600	650
	m_z	760	665	910	960	800	980	1190	1300
5. Максимальная скорость, м/с	V_{max}	40,3	41,1	42,8	51,4	36,7	42,2	48,6	55,6
6. Марка двигателя		2105	2109	21093	2112	2121	3МЗ-4022.10	3МЗ-4062.10	3МЗ-4062.10
7. Максимальная мощность двигателя (кВт) при частоте вращения коленного вала, мин ⁻¹	Ne_s	50,7	46,6	46,6	69	58,8	77,2	110	110
	n_n	5600	5600	5600	5400	5400	4750	5200	5200
8. Ход поршня и диаметр цилиндра, мм	S/D	66/79	71/76	71/82	71/82	80/79	92/92	92/92	92/92
9. Контрольный расход топлива (л/100 км) при соответствующей скорости движения, м/с	Q_s	7,3	5,7	5,9	5,0	9,9	8,5	9,0	7,2
	V_s	25	25	25	25	22,2	22,2	25	25

Окончание табл. П.7.6

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
10. Габаритные размеры, мм: длина ширина высота	4	4129	4006	4006	4170	3720	4960	4870	4900
	Ba	1620	1750	1620	1676	1680	1846	1800	1850
	H	1446	1335	1402	1430	1640	1476	1422	1450
11. Продольная база, мм	B	2424	2460	2460	2490	2200	2800	2820	2820
12. Колея, мм: передних колес задних колес	B_1	1365	1390	1400	1400	1430	1510	1500	1540
	B_2	1321	1360	1370	1400	1400	1423	1440	1526
13. Размеры шин, мм (дюйм): ширина посадочный диаметр	b d	165 R13	165/70 R13	175/70 R13	175/70 R13	175 406	205/70 R14	195/65 R 15	195/6 5 R 15
14. Давление в шинах, мПа: передних колес задних колес	P_n	0,17	0,20	0,20	0,20	0,18	0,18	0,20	0,20
	P_3	0,20	0,20	0,20	0,20	0,17	0,17	0,20	0,20
15. Передаточное число главной передачи	i_0	4,3	3,94 или 4,13	3,9	4,3	4,3	3,9	3,9	3,9
16. Передаточное число раздаточной коробки	i_p	-	-	-	-	-	-	-	-
17. Передаточные числа коробки передач	I	i_{kni}	3,67	3,636	3,636	3,636	3,242	3,242	3,50
	II		2,10	1,95	1,95	1,95	1,989	1,989	2,26
	III		1,36	1,357	1,357	1,357	1,289	1,289	1,45
	IV		1,00	0,941	0,941	0,941	1,000	1,000	1,00
	V			0,784	0,784	0,784	0,82	0,82	0,86

Приложение 8

Основные регулировочные показатели топливных насосов автомобильных дизелей

Скоростной режим			Цикловая подача	
Наименование	Обозначение	Значение	Обозначение	Величина
Пусковой режим	n_1	100-150 мин ⁻¹	ΔV_n	(1,9-2,5) ΔV_u
Выключение пусковой подачи	n_2	200-250 мин ⁻¹	$\Delta V'_n$	$\Delta V'_n \leq \Delta V_m$
Режим максимального крутящего момента	$(n_m)n_5$	(0,7-0,8) n_n	ΔV_m	$\Delta V_m = (1,20-1,40) \Delta V_u$
Начало действия корректора	$(n_k)n_6$	(0,90-0,95) n_n	ΔV_k	$\Delta V_k = \Delta V_u$
Номинальный режим	$(n_n)n_7$	По расчетам	ΔV_u	По расчетам
Начало действия регулятора	$(n_p)n_8$	$n_p = n_n + (10-30)$	ΔV_p	$\Delta V_p \approx \Delta V_u$
Режим холостого хода двигателя	(n_x^{max}) n_9	$n_x^{max} = n_n + (50-70)$	ΔV_x^{max}	$\Delta V_x^{max} = (0,25-0,30) \Delta V_u$
Автоматическое выключение подачи топлива регулятором	$(n_{авт})$ n_{10}	$n_{авт} = (1,06-1,08) n_n$	$\Delta V_{авт}$	0
Минимальная устойчивая частота вращения холостого хода	(n_x^{min}) n_{12}	250-300 мин ⁻¹	ΔV_x^{min}	$\Delta V_x^{min} = (0,15-0,20) \Delta V_u$
Выключение подачи топлива на режиме минимальной частоты вращения холостого хода	$(n_{x авт}^{min})$ n_{13}	320-400 мин ⁻¹	$\Delta V_{x авт}^{min}$	0

Приложение 9

Основные параметры топливной аппаратуры автотракторных двигателей

Таблица П.9.1 – Параметры и показатели топливных насосов и форсунок автотракторных дизелей

Параметры и показатели	Модель двигателя													
	Д-21	Д-144	Д-240	Д-245	Д-65Н	СМД 62/66	А-41	А-01М	ЯМЗ-236	ЯМЗ-240Б	КамАЗ-740	Д-160	ЗИЛ-645	Д-460
1. Марка топливного насоса	НД-21-2	НД-21-4	4УТН М	4УТ НМ-Т	4УТ НМ-П	НД-22/6	А4ТН-10х10	6ТН-9х10	60	902	33-01	160	645	АТНМ 610010
1.2. Тип ТНВД и число секций	распредел. 1х2	1х4	4	рядный 4	4	распр. 2х3	рядный 4	6	рядный 6	12	V-обр. 8	4	рядный 8	6
1.3. Диаметр плунжера, мм	8,5/9	8,5/9	8,5/9	9	8,5/ 9	9/10	9/10	9/10	9/10	9/10	9/10	12	9	10
1.4. Ход плунжера, мм	8	8	8	8	8	8	10	10	10	10	10	9	8	10
1.5. Подача цикловая, мм ³ /цикл	60		60 - 95			60-130	50 - 110		75 - 110		80 - 95	60 - 200		
2. Модель форсунки	6Т2		ФД-22	ФД - 235			6А1		236	240	271	160	192	6А1
2.1. Число распыливающих отверстий	3	3	4/5	4/5	4	4	4	4	4	4	4/5	5	2	4/5
2.2. Диаметр распыливающего отверстия, мм	0,30	0,30	0,30	0,32	0,32	0,34	0,32	0,32	0,32	0,32	0,30	0,38	0,45	0,34
2.3. Давление начала впрыскивания, МПа	17,5		17,5	21,0	17,5		7,5		21,0	21,0	21-23	21,0	21,0	20,0

Таблица П.9.2 – Основные параметры и показатели карбюраторов

Модель карбюратора	Двигатель (автомобиль)	Диаметр, мм		Пропускная способность главного жиклера * см ³ /мин	Диаметр жиклеров, мм		
		диф-фузора	главного жиклера		компенсационного	воздушного	форсунки ускорителя
К-126 Н	М-412	21/23	1,0/ 1,1	200/215		1,4/ 1,35	0,45 ^{+0,06}
ДААЗ-21412	М-2141	22/25	1,09/ 1,58	-		1,5/ 1,7	0,4
2106	ВАЗ-2103	23/24	1,3/ 1,4	-		1,5/ 1,5	0,4
2107 «Озон»	ВАЗ-2105	21/25	1,07/ 1,62	-		1,7/ 1,7	0,4
2107 «Озон»	ВАЗ-2106,07	22/25	1,12/ 1,62	-		1,5/ 1,5	1,5
К-151	ЗМЗ-40210, ЗМЗ-4021,10	23/26	1,1/ 1,43			1,36/ 1,36	0,3 ^{+ 0,03}
К-129 В	УАЗ-451М	28,5	-	365		1,75	0,7
К-126 Г	ЗМЗ-4121,10	24/24	1,15/ 1,25	240/280		1,0/ 1,45	0,6
К-126 Б	ЗМЗ-53,66	27		330		0,8	0,6
К-90	ЗИЛ-508	30		350	2,5		0,16
К-89	УРАЛ-375	31		380	350		0,7
К-88 АМ	ЗИЛ-131	28		295		2,2	0,6
ДААЗ-1111	ВАЗ-1111	23		215		370	0,4
ДААЗ-(ВАЗ)- 2108	ВАЗ-2108 ВАЗ-2109 ВАЗ-1102	21/23		97,5/97,5			0,35/ 0,4

Примечание: в числителе – первая камера, в знаменателе – вторая.

* – пропускная способность при проливе водой при напоре 1000 мм.

Таблица П.10.1 – Основные показатели пусковых двигателей

Модель пускового двигателя	Модель основного двигателя	Режим номинальной мощности		Режим максимального момента		Удельный расход топлива, г/(кВт ч)	Переда- точное число редук-тора
		частота вращения мин ⁻¹	мощность кВт	частота вращения мин ⁻¹	момент Н.м		
ПД-8М	Д-37М Д-144	4300	5,15	2500	13,7	734	19,02 одноступ.
ПД-10УД	Д-240 Д-442 Д-461 СМД-22	3500	7,3	2100	25,0	625	16,8 16,7 18,6/59,3 17,2
П-350	СМД-62 СМД-66	4000	9,45	2800	26,5	571	24,1
П-700	Д-160 Д-130Т	4000	16,2	2000	45,0	571	73,0/247

Таблица П.10.2 – Основные параметры и показатели стартеров

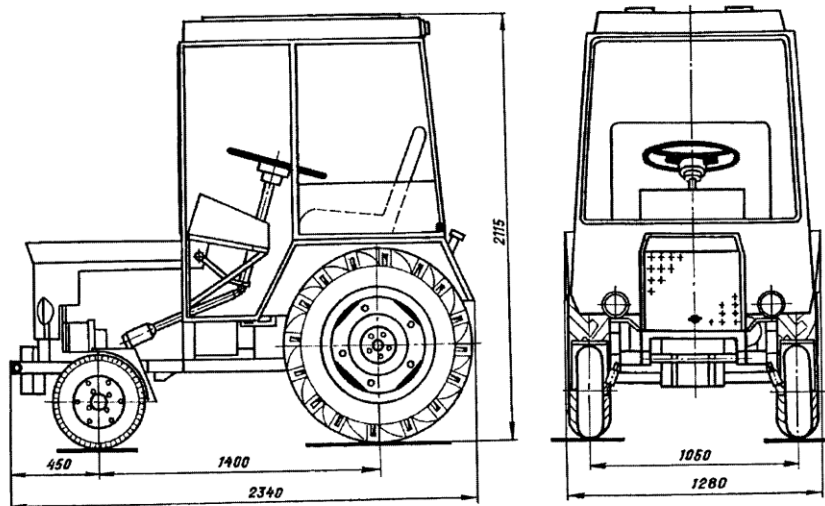
Модель стартера	Модель двигателя	Частота вращения		Макс. тормозной момент при n=0, Н.м	Мощность при номинальной частоте вращения, кВт	Число зубьев шестерни привода
		холостого хода, мин ⁻¹	номинальная мин ⁻¹			
СТ-2	УРАЛ-375, ЗИЛ-131	3500	1200	30	1,9	9
СТ-103	ЯМЗ-236/240 Б	5000	1400	60	7,3	11
СТ-130	ЗИЛ-130, 508	3400	1200	30	1,8	9
СТ-142	КамАЗ-740	3400	1400	50	7,3	10
СТ-230	ЗМЗ-53, 24, 4063, 66, УАЗ	4000	1250	22,5	1,8	9
СТ-221	ВАЗ	5000	1400	14	1,4	11
СТ-222	Д-144, Д-120	5000	1300	17	2,0	11
СТ-212А	Д-240, 245, 144	5000	1300	26	3,3	10
СТ-100	СМД-22	4500	1400	35	5,1	10

Образец оформления первого листа графической части ВКР

Направления совершенствования тракторных двигателей				
Тенденции в развитии	Схема устройства	Достоинства	Недостатки	Фирма-изготовитель
Переход на газодизельный процесс	1 - клапан газа 2 - клапан дизельного топлива 3 - форсунка 4 - клапан рециркуляции выхлопных газов 5 - клапан рециркуляции выхлопных газов 6 - клапан рециркуляции выхлопных газов 7 - клапан рециркуляции выхлопных газов 8 - клапан рециркуляции выхлопных газов 9 - клапан рециркуляции выхлопных газов 10 - клапан рециркуляции выхлопных газов 11 - клапан рециркуляции выхлопных газов 12 - клапан рециркуляции выхлопных газов 13 - клапан рециркуляции выхлопных газов 14 - клапан рециркуляции выхлопных газов 15 - клапан рециркуляции выхлопных газов	- многотопливность - меньше выхлопов твердых частиц - экономия дизельного топлива - увеличение работы моторного масла	- металлоемкость - затруднен пуск в зимнее время - низкая надежность рабочего процесса и системы питания	- "Камаз", "ЯМЗ", "ГАЗ", "Мерседес", "ЗИЛ", "Татра", "Вольво"
Использование биотоплива	1 - датчик положения 2 - датчик температуры 3 - датчик давления 4 - датчик расхода 5 - датчик расхода 6 - датчик расхода 7 - датчик расхода 8 - датчик расхода 9 - датчик расхода 10 - датчик расхода 11 - датчик расхода 12 - датчик расхода 13 - датчик расхода 14 - датчик расхода 15 - датчик расхода	- низкая токсичность выхлопа - экономия дизельного топлива - низкая стоимость растительного топлива	- затрудненный пуск - невозможность эксплуатации в зимний период - снижение топливной экономичности	- находится на стадии научных разработок фирм "МАН", "Вольво", "Мерседес"
Дифференцирование по скорости, режиму и регулируемому газотурбинному напору	1 - компрессор 2 - компрессор 3 - компрессор 4 - компрессор 5 - компрессор 6 - компрессор 7 - компрессор 8 - компрессор 9 - компрессор 10 - компрессор 11 - компрессор 12 - компрессор 13 - компрессор 14 - компрессор 15 - компрессор	- повышенные экономические показатели - возможность самодоплаты к изменяющимся погодным-климатическим условиям	- сложность конструкции	- "Камаз", "МАЗ", опытно-экспериментальные работы и образцы НАМИ, НАТИ, ИГАУ, ИГАУ

Приложение 12

Образец оформления второго листа графической части ВКР

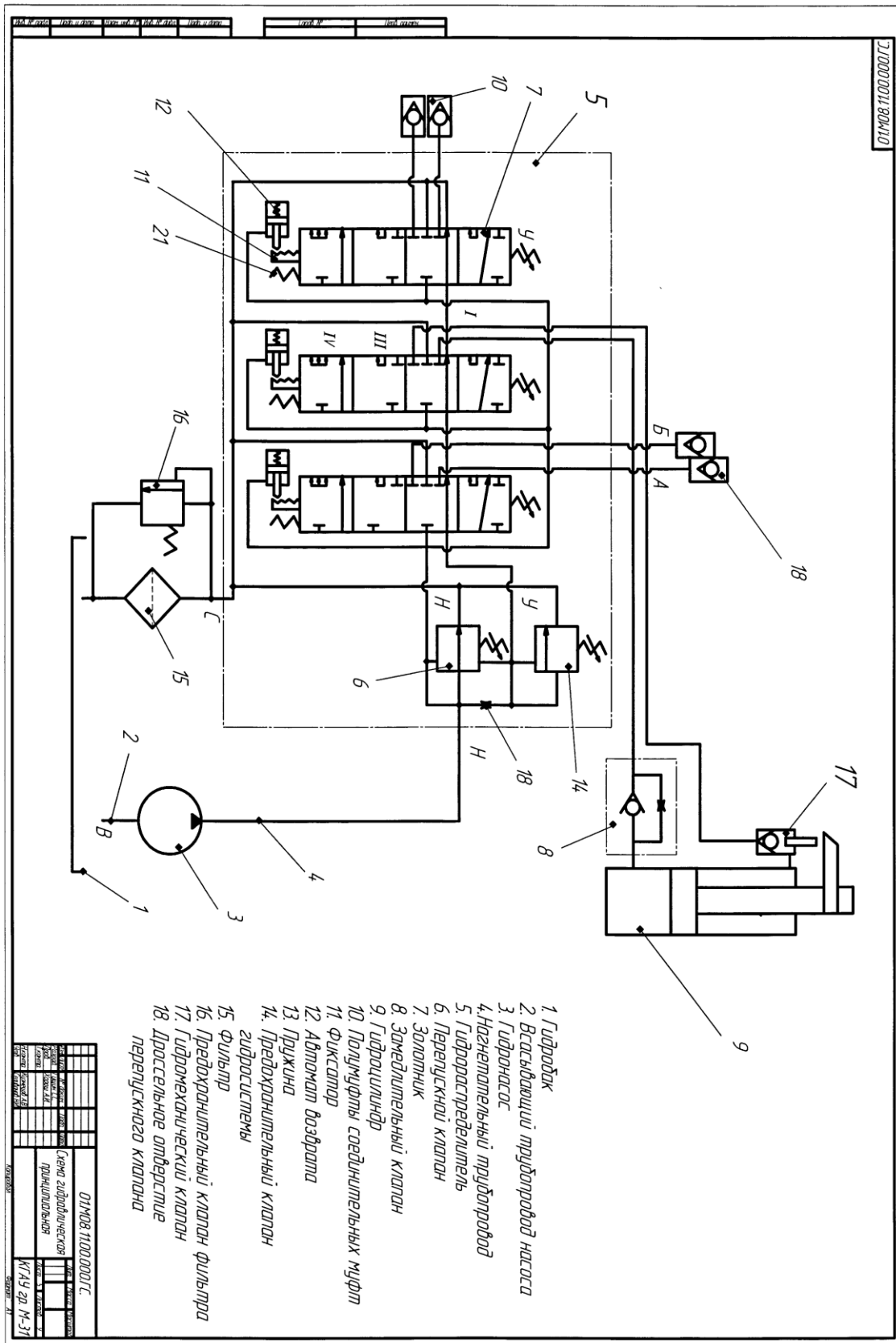


Техническая характеристика трактора Т-25А

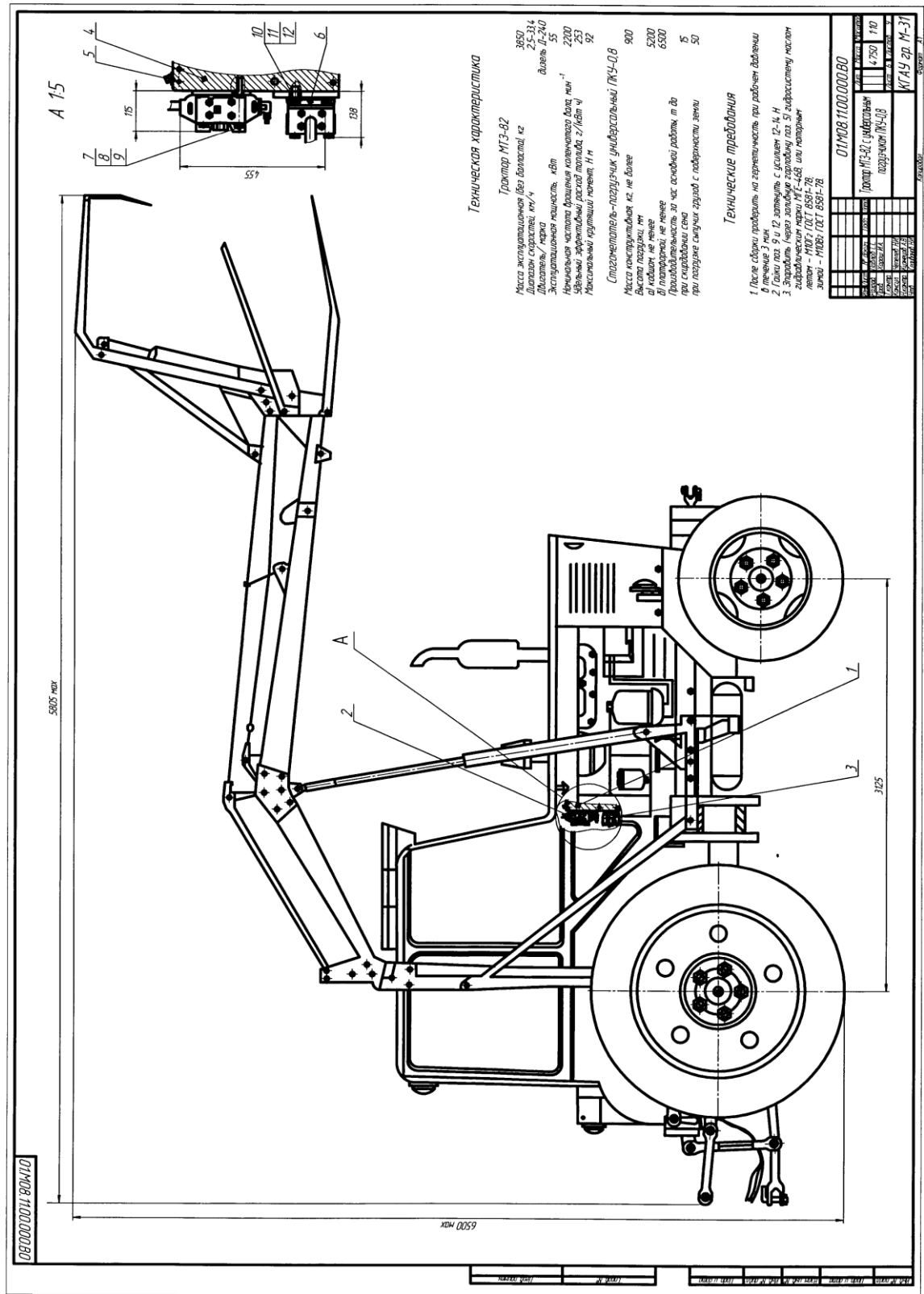
Параметры	Значения параметра
Тяговый класс, т	0,6
Двигатель	Д-21А
Эксплуатационная мощность, кВт	18,4
Диаметр цилиндра/ход поршня, мм	105/120
Номинальная частота вращения коленвала, мин ⁻¹	1800
Число цилиндров	2
Удельный эффективный расход топлива, г/(кВт ч)	253
Максимальный крутящий момент, Н м	92
Диапазон скоростей, км/ч	4,7 - 21,0
Расчетные тяговые усилия (на стерне), кН	
- минимальное	3,1
- максимальное	7,9
Габаритные размеры, мм	
- длина	3245
- ширина	1472
- высота	2477
Агротехнический просвет, мм	564

01.М08. 00.00.ТР			
Тенденция развития УПТ		КТАУ гр. М-	
Коллекция		Формат А1	

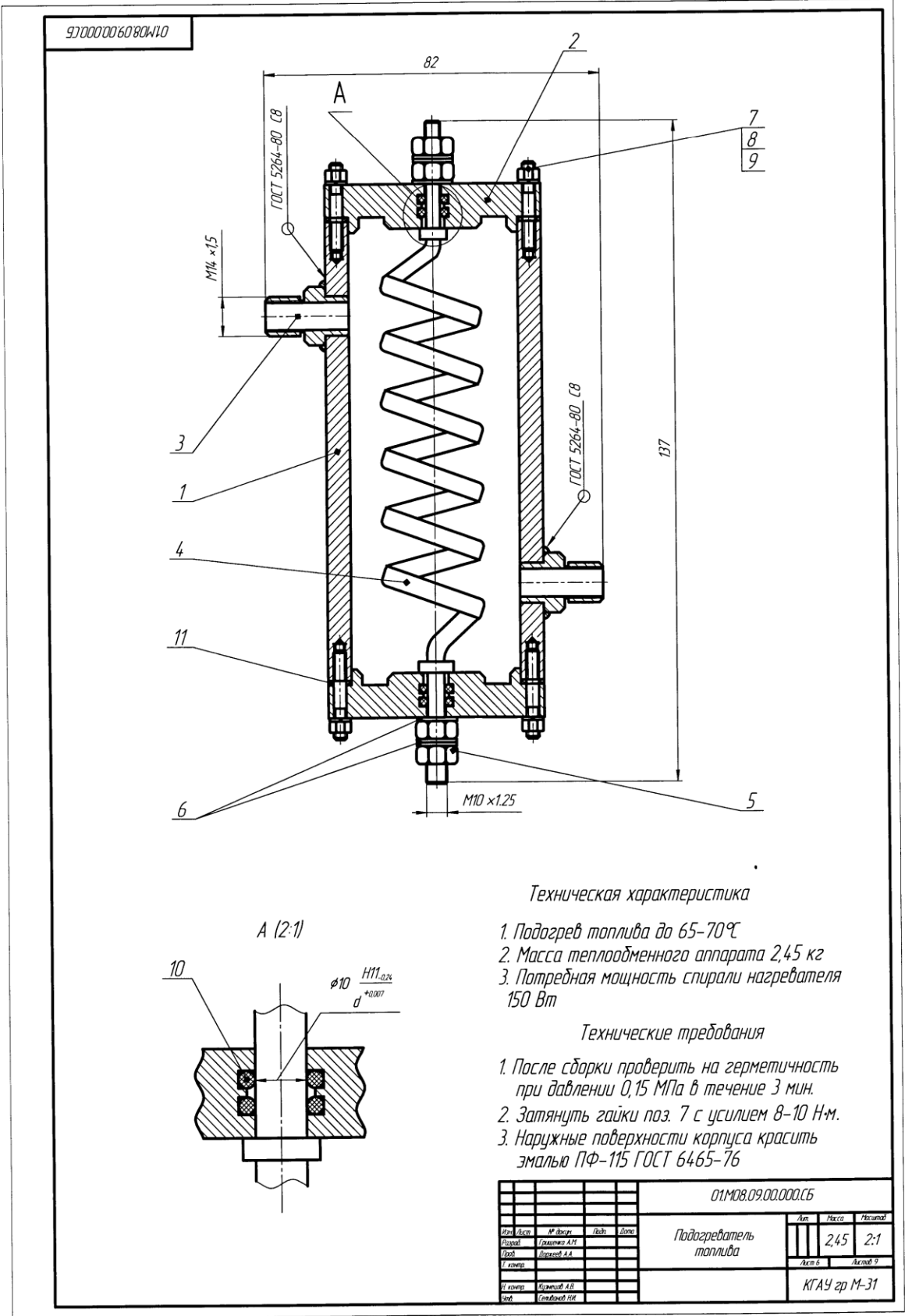
Образец оформления третьего листа графической части ВКР



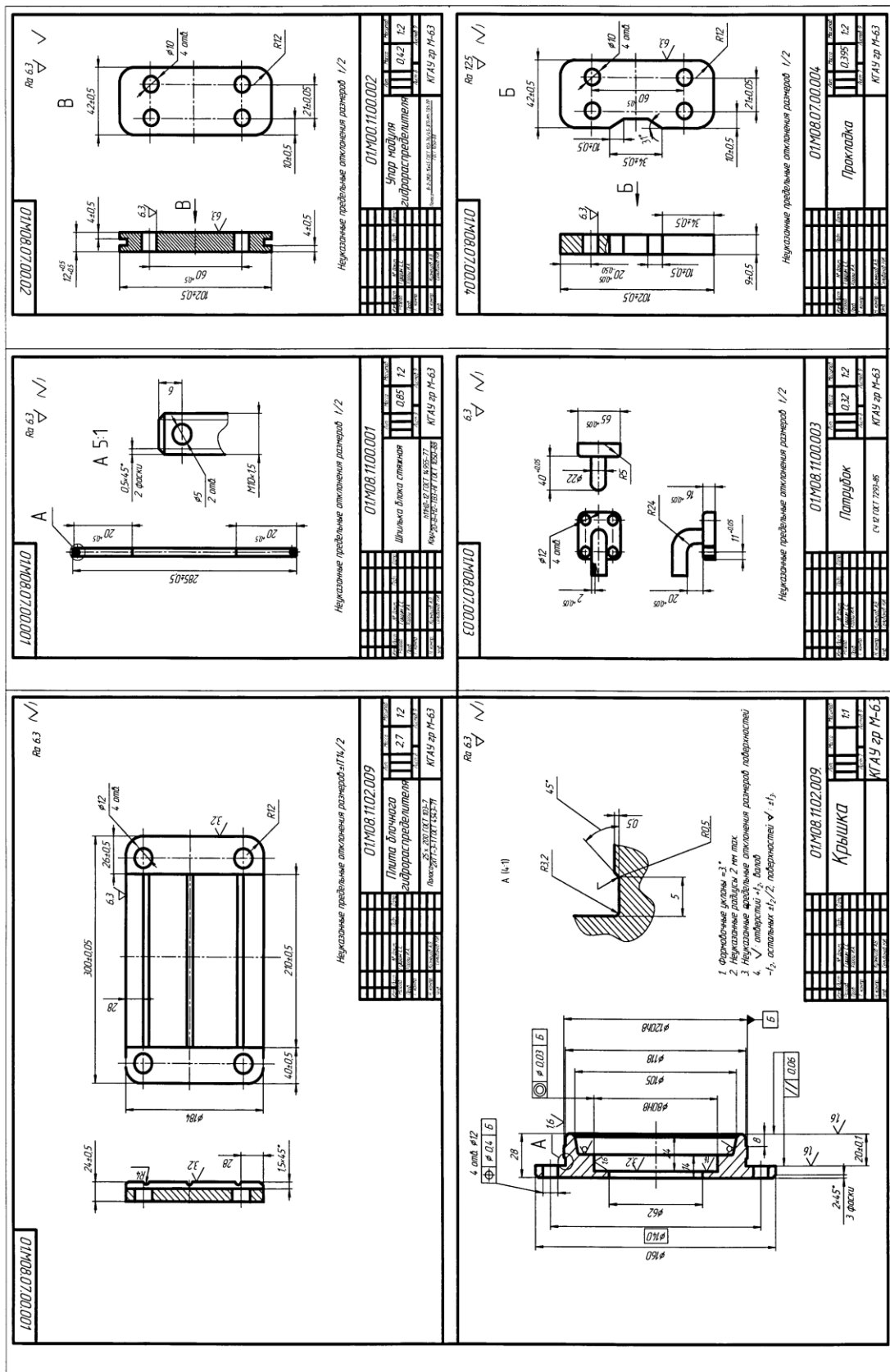
Образец оформления чертежа общего вида



Приложение 15 Образец оформления чертежа сборочного узла



Образец выполнения чертежей деталей



ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА ТЕХНИКА-МЕХАНИКА

Дисциплина «Тракторы и автомобили»

Учебное пособие

Доржеев Александр Александрович

Редактор
Е.А. Семеркова

Санитарно-эпидемиологическое заключение № 24.49.04.953.П. 000381.09.03 от 25.09.2003 г.

Подписано в печать 16.03.2015. Формат 60х84/16. Бумага тип. № 1.

Печать – ризограф. Усл. печ. л. 6,5. Тираж 110 экз. Заказ № 131

Издательство Красноярского государственного аграрного университета
660017, Красноярск, ул. Ленина, 117