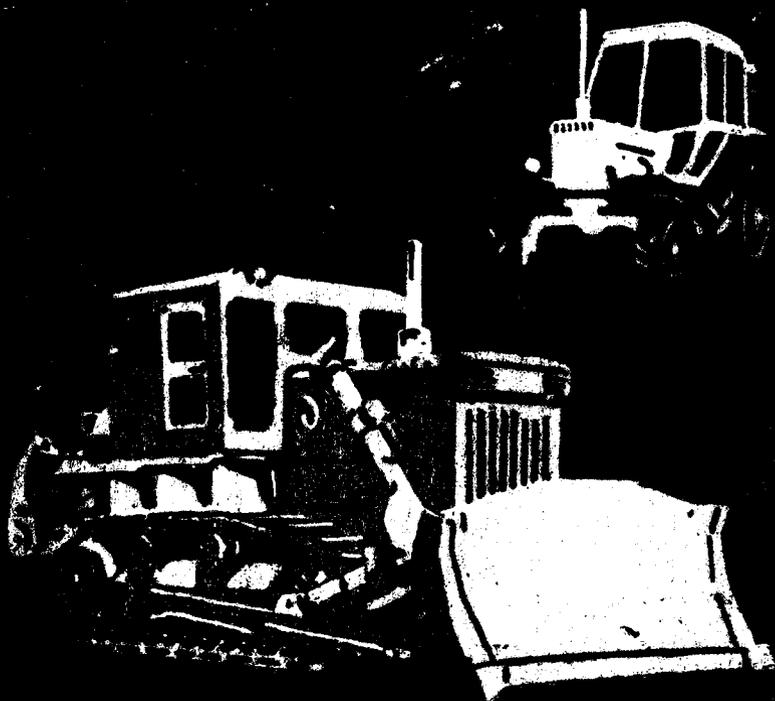


ТРАКТОРЫ

ДИПЛОМНОЕ
ПРОЕКТИРОВАНИЕ



ТРАКТОРЫ

ДИПЛОМНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Под редакцией *В. В. Будько*

Допущено Министерством высшего и среднего специального образования БССР в качестве учебного пособия для студентов вузов по специальности 0513 «Автомобили и тракторы»

МИНСК
«ВЫШЭЙШАЯ ШКОЛА»
1985

rusautomobile.ru

ББК 39.34я73

Т65

УДК 629.114.2.001.63:378.244 (075.8)

Авторы: *А. Ф. Андреев, Ю. Е. Атаманов, В. В. Будько, В. П. Бойков, В. Т. Васильев, В. И. Кабанов, А. Х. Лефаров, С. К. Масюк*

Рецензенты: кафедра «Тракторостроение» Харьковского политехнического института им. В. И. Ленина; Е. А. Григорьев, доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Тракторостроение и двигатели внутреннего сгорания» Волгоградского политехнического института

3603030000—039

Т 58—85

М304(05)—85

© Издательство «Высшая школа», 1985.

ПРЕДИСЛОВИЕ

В решениях XXVI съезда КПСС и в постановлении ЦК КПСС и Совета Министров СССР «О дальнейшем развитии высшей школы и повышении качества подготовки специалистов» указывается на необходимость дальнейшего совершенствования подготовки специалистов для народного хозяйства с учетом передовых и перспективных направлений науки и техники.

Важнейшим этапом подготовки специалистов в вузе является дипломное проектирование. В процессе работы над проектом студент систематизирует, закрепляет и расширяет теоретические и практические знания по специальности, показывает умение применять эти знания при решении конкретных научных и технических задач. Во время дипломного проектирования происходит дальнейшее существенное развитие навыков ведения самостоятельной работы.

В данном пособии, подготовленном коллективом преподавателей кафедры «Тракторы» Белорусского политехнического института, изложены общие сведения о дипломном проекте и порядке его подготовки и защиты в Государственной экзаменационной комиссии. С целью облегчения работы над проектом в книге систематизируются принципы и основы проектирования, даются приемы целенаправленного использования приобретенных знаний в инженерных задачах. Приведены рекомендации по наиболее существенным, часто слабо освещенным в учебной литературе вопросам конструирования элементов и узлов тракторов. Эти материалы отражают богатый производственный опыт и окажут значительную помощь начинающему конструктору.

Существенные затруднения у студентов-дипломников, несмотря на наличие учебной литературы, как правило, вызывает правильный выбор расчетных нагрузок, действующих на узлы трактора. Поэтому в пособии освещаются особенности их выбора. Необходимые при дипломном проектировании справочные данные изложены в приложении.

Данная книга является продолжением цикла учебных пособий, выпущенных издательством «Высшая школа», под общим названием «Тракторы».

Авторы выражают глубокую благодарность рецензентам — доктору технических наук, профессору Е. А. Григорьеву и коллективу кафедры «Тракторостроение» Харьковского политехнического института за ценные замечания, способствовавшие улучшению учебного пособия.

Главу 2 и параграфы 1.1—1.3, 1.6, 1.7 написал доц. В. В. Будько, главу 3 — доценты Ю. Е. Атаманов и В. Т. Васильев, главу 4 — проф. А. Х. Лефаров и доц. В. И. Кабанов, главу 5 — доценты А. Ф. Андреев и С. К. Масюк; параграфы: 1.4 — Ю. Е. Атаманов, 1.5 — В. И. Кабанов. В составлении приложения приняли участие А. Ф. Андреев (прил. 1 и 2.2), В. В. Будько (прил. 6), В. П. Бойков (прил. 3 и 4), В. Т. Васильев (прил. 2.3), В. И. Кабанов (прил. 2.1, 5).

В. В. Будько

Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ДИПЛОМНОМ ПРОЕКТЕ

1.1. ТЕМАТИКА ДИПЛОМНЫХ ПРОЕКТОВ

В «Инструкции по подготовке дипломных проектов (работ) в высших учебных заведениях» указывается, что «Тематика дипломных проектов (работ) должна быть актуальной, соответствовать современному состоянию и перспективам развития науки, техники и культуры... При выборе тематики рекомендуется учитывать реальные задачи народного хозяйства, науки и культуры» [12].

На основании положений инструкции на кафедре «Тракторы» БПИ ежегодно обновляется перечень тем дипломного проектирования. При этом учитываются запросы тракторных заводов и перспективы развития тракторной техники. Значительную помощь кафедре оказывает ряд ведущих тракторных заводов (Минский, Харьковский, Волгоградский, Челябинский и др.), ежегодно направляя перечни вопросов, в решении которых заинтересованы конструкторы. На основании полученных рекомендаций, а также разработок научно-исследовательских лабораторий комплектуется тематика дипломных проектов.

Составленный перечень тем после рассмотрения и утверждения Советом факультета предлагается студентам с правом выбора темы. Кроме того, студент может предложить свою тему, обосновав целесообразность ее разработки.

Тема дипломного проекта может быть продолжением курсового проекта, а также научно-исследовательской или опытно-конструкторской работы, которую студент выполнял в СНТО, СКБ или СНИЛ.

При выборе тем дипломного проекта обязательно учитывается характер и место будущей работы молодого специалиста, что впоследствии значительно облегчает его адаптацию и профессиональное становление. Перед направлением на практику темы проектов закрепляются за студентами по письменным заявлениям приказом ректора. При необходимости по возвращении с практики студент может уточнить тему проекта на кафедре с последующим утверждением ее приказом ректора.

Тематика дипломных проектов включает: а) разработку новых тракторов; б) разработку отдельных модификаций на базе существующих тракторов (например, болотоходной, крутосклонной, хлопковой, свекловичной и т. д.); в) модернизацию серийных тракторов; г) разработку отдельных узлов повышенной сложности;

стендов для испытания агрегатов, аппаратуры для проведения испытаний и т. д.

Примеры тем дипломного проектирования для студентов специальности 0513 «Автомобили и тракторы» специализации «Тракторы»:

1. Разработка общей компоновки и реверсивного поста управления колесного трактора класса 3 увеличенной энергонасыщенности.
2. Разработка общей компоновки и рабочего места водителя гусеничного трактора класса 10 повышенной энергонасыщенности.
3. Планетарный механизм поворота гусеничного трактора класса 10.
4. Гидромеханическая трансмиссия гусеничного сельскохозяйственного трактора класса 3.
5. Передний ведущий мост с самоблокирующимся дифференциалом колесного трактора класса 2.
6. Планетарная коробка передач гусеничного трактора класса 15.
7. Автоматическая система, предотвращающая опрокидывание крутосклонного гусеничного трактора класса 3.
8. Навесная система с механизмом коррекции крутосклонного колесного трактора класса 1,4.
9. Разработка общей компоновки и кабины колесного тягача 4×4 мощностью 400 кВт.
10. Экспериментальная установка для испытания тракторных шин в полевых условиях.
11. Стенд для ускоренных ресурсных испытаний переднего ведущего моста универсально-пропашных тракторов 4×4 класса 1,4.
12. Стенд для ускоренных ресурсных испытаний колесных тракторов классов 1,4 и 2.

1.2. ОСОБЕННОСТИ КОМПЛЕКСНЫХ И ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИХ ДИПЛОМНЫХ ПРОЕКТОВ

Сущность комплексных тем дипломных проектов состоит в том, что группе студентов-дипломников (4—6 человек) выдаются взаимосвязанные задания на проект, охватывающие процесс проектирования трактора определенного типа. При этом один из студентов, являющийся ведущим в такой группе, разрабатывает общую компоновку трактора, кабину с постом управления, производит все необходимые для определения основных параметров проектируемой машины расчеты. Каждый участник творческой группы разрабатывает один из основных узлов проектируемого трактора с учетом проработок ведущего и остальных членов группы. Между дипломниками существует постоянное творческое взаимодействие, способствующее их профессиональному становлению.

Такой подход способствует обучению будущего специалиста работе в коллективе без снижения требований к индивидуальному творчеству.

Примером может служить тема «Разработка эскизного проекта универсально-пропашного полноприводного трактора класса 2», рассчитанная на 6 студентов-дипломников и включающая следующие задания:

1. Общая компоновка и пост управления.
2. Сцепление с автоматизированным приводом.
3. Коробка передач с межосевым дифференциальным приводом.
4. Задний ведущий мост.
5. Передний ведущий мост с автоматической блокировкой дифференциала.
6. Система отбора мощности.

Дипломные проекты исследовательского характера предусматривают проектирование испытательных стендов с обоснованием режимов испытаний, а также разработку отдельных перспективных узлов или систем трактора с углубленным теоретическим анализом влияния их параметров на тягово-экономические и другие показатели машины в целом. Так, например, при выполнении темы «Привод вала отбора мощности для гусеничного сельскохозяйственного трактора класса 3», если она носит исследовательский характер, студент должен провести анализ машин и орудий, с которыми агрегируется трактор, составить математическую модель системы отбора мощности и решить ее с использованием ЭВМ. При моделировании на АВМ дипломник определяет действующие динамические нагрузки в приводе ВОМ, влияние на них параметров привода и машины, а также пути снижения этих нагрузок. С учетом результатов проведенных исследований разрабатывается проект узла или системы.

Результаты теоретических или экспериментальных исследований излагаются в пояснительной записке и представляются в графической части проекта.

1.3. ПРИМЕРНЫЙ ОБЪЕМ И СОСТАВ ДИПЛОМНЫХ ПРОЕКТОВ

Согласно инструкции, в каждом дипломном проекте должна быть разработана основная тема в соответствии с программой, одобренной кафедрой. В конструкторских проектах должны получить освещение вопросы технологии, автоматизации и комплексной механизации, стандартизации, НОТ и т. д. В каждом проекте дается экономическое обоснование темы и разрабатываются вопросы техники безопасности.

В задании по дипломному проектированию приводится перечень подлежащих разработке вопросов. Как правило, дипломный проект для студентов специальности «Автомобили и тракторы» специализации «Тракторы» состоит из следующих частей: конструкторской, технологической, организационно-экономической и обеспечение безопасности труда. Исходные данные для выполнения проекта в целом и его составляющих частей выдаются консультантами и руководителями. К исходным данным относят отдельные

технические требования к объекту проектирования (мощность двигателя, число ведущих мостов, количество ступеней коробки передач, степень автоматизации и др.), прототип машины, условия ее эксплуатации и т. д.

Конструкторская часть проекта является основной и состоит из графических работ и пояснительной записки (объемом 60—70 страниц при общем объеме записки 100—110 страниц), включающей следующие разделы: введение, сравнительный анализ схем аналогов разрабатываемого узла, его описание, обоснование и расчет.

Во введении дается краткое обоснование темы дипломного проекта на основании задач, поставленных партией и правительством перед тракторостроительной промышленностью. Здесь же показывается назначение машины, использование новейших достижений в области тракторостроения и обосновываются масштабы производства. Объем введения — 3—4 страницы.

Во втором разделе дается подробный анализ возможных решений проектируемого узла на основе литературного и патентного поисков по теме проекта. На основании технико-экономического анализа выбирается вариант или схема, наиболее полно удовлетворяющая предъявленным требованиям. Объем этого раздела — 10—20 страниц.

Третий раздел содержит описание (8—15 страниц) устройства и регулировок проектируемого узла. Здесь же обосновывается степень унификации и автоматизации, а также приводятся основные технико-экономические показатели узла.

Четвертый раздел записки (25—35 страниц) должен содержать обоснование нагрузочных режимов проектируемого узла и его деталей, расчеты на прочность, жесткость, долговечность. Трудоемкие расчеты выполняются с применением ЭВМ. Здесь же приводится проверочный расчет деталей и узлов, не подлежащих подробной разработке, но используемых в проекте. В некоторых случаях допускается вместо расчета таких деталей и узлов приводить обоснование их работоспособности путем сопоставления нагрузок, скоростей вращения и т. д. В этой части записки даются схемы и расчеты размерных цепей (2—3 цепи) проектируемого узла.

Графический материал конструкторской части включает разрезы узла продольный и поперечный (2 листа), вспомогательные (2—3 листа), расчет размерных цепей (1 лист) и рабочий чертеж детали. Как правило, размеры листов должны соответствовать формату 24. Чертежи больших и меньших форматов согласовываются с консультантом проекта.

Если студент разрабатывает общую компоновку трактора или стенда, перечень чертежей конструкторской части включает компоновку (2 листа), графики тягово-экономического расчета (1—2 листа), кинематическую схему трансмиссии (1 лист), виды и разрезы кабины (1—2 листа) или отдельных узлов стенда, рабочий чертеж детали. В пояснительной записке приводятся техническая характеристика трактора и его тягово-экономический расчет или дается технико-экономическое обоснование стенда, а также обосно-

вание тех конструктивных решений, которые выполнены самим студентом.

В проекте исследовательского характера перечень графического материала и содержание пояснительной записки согласовываются с консультантом и руководителем. При этом возможно уменьшение числа чертежей с видами разработанного узла или установки до двух.

В технологической части дипломного проекта разрабатывается технологический процесс изготовления одной из основных деталей проектируемого узла, состоящий не менее чем из 6—8 операций (позиций) механической обработки. В соответствующем разделе пояснительной записки (15—20 страниц) должны быть освещены следующие вопросы: назначение детали и анализ технологичности ее конструкции (ГОСТ 14.205—83, ГОСТ 14.201—73), определение типа производства (ГОСТ 3.1108—74), выбор метода получения заготовки, технологический процесс механической обработки детали (выбор и сравнение вариантов техпроцесса; выбор режущего, мерительного, вспомогательного инструментов, приспособлений и смазывающе-охлаждающих жидкостей по операциям; расчет режимов резания; нормирование техпроцесса; определение потребного количества оборудования).

При описании детали дается назначение основных ее поверхностей, влияние их расположения, точности размеров и формы, шероховатости обработки на работоспособность узла и машины. Приводятся в виде таблиц данные о материале детали, его химическом составе и механических свойствах. Анализ технологичности конструкции детали проводится с целью выявления недостатков, определения возможности применения высокопроизводительных способов обработки и целесообразности замены материала. В этом параграфе записки должны быть рассмотрены и такие вопросы, как упрощение конструкции детали за счет применения нормализованных и стандартных элементов, достаточность ее жесткости и доступность поверхностей для обработки, наличие на детали базирующих поверхностей и т. п.

Метод получения заготовки и технологический процесс механической обработки детали разрабатываются не менее чем в двух вариантах. Для подробной разработки выбирается экономически обоснованный вариант, который и дается в технологических картах. Нормирование технологического процесса для условий массового и серийного производства проводится расчетно-аналитическим способом.

Графические материалы технологической части проекта — это рабочий чертеж заготовки (формат 12 или 24) и технологические эскизы (4—6 эскизов на листе формата 24). Организационно-экономическая часть дипломного проекта включает раздел пояснительной записки (18—20 страниц) и графики (1—2 листа формата 24). В пояснительной записке дается технико-экономическое обоснование проектируемого объекта (обоснование необходимости создания, анализ затрат по изготовлению, эксплуатации, определение

годового экономического эффекта от внедрения изделия, расчет сроков окупаемости дополнительных капитальных вложений), рассматривается организация и планирование технической подготовки производства методом сетевого планирования и управления (СПУ).

По согласованию с консультантом содержание организационно-экономической части дипломного проекта может быть изменено следующим образом: в случае выполнения проекта исследовательского характера она может состоять из раздела по организации и планированию технической подготовки производства методом СПУ, который в свою очередь может быть ограничен вопросами по организации и планированию проектно-конструкторских работ методом СПУ.

Вопросы охраны труда отражаются в специальной главе пояснительной записки. Однако это не исключает возможности, а в отдельных случаях и необходимости отражения указанных вопросов в разделах конструкторской части проекта. Глава «Охрана труда» (8—12 страниц) должна состоять из двух параграфов: 1) техника безопасности и промышленная санитария; 2) пожарная безопасность.

В первом параграфе дается описание предусмотренных в конструкции проектируемых узла, станда, трактора устройств, обеспечивающих выполнение требований по технике безопасности и промышленной санитарии, во втором — освещаются вопросы пожарной профилактики.

Пояснительная записка к дипломному проекту завершается выводами, списком использованной литературы и оглавлением.

1.4. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКИ ПРИ РАБОТЕ НАД ДИПЛОМНЫМ ПРОЕКТОМ

Работа над дипломным проектом связана с выполнением разнообразных вычислений: определением расчетных нагрузок, действующих в проектируемом узле, расчетами по эмпирическим формулам и др. Существенную помощь студенту в таких операциях может оказать вычислительная техника, от портативных клавишных вычислительных машин (ЭКВМ) типа «Электроника» до стационарных электронных цифровых (ЭЦВМ), автоматически выполняющих заданную программу.

Выбор типа ЭВМ связан с особенностями их работы и зависит от конкретной задачи. При наличии отлаженных программ лучше пользоваться ЭЦВМ. К числу таких задач относятся: тяговый расчет трактора, расчеты шестерен, валов, определение их работоспособности, статистическая обработка результатов эксперимента и т. д.

На ЭЦВМ задачи решаются численными методами. Следовательно, необходимым условием решения технической задачи на вычислительной машине этого типа является формализация метода ее решения, т. е. математическое его описание.

Решение задачи на ЭЦВМ включает следующие этапы: 1) постановку задачи — разработку расчетной модели проектируемого узла на основе принятых допущений; 2) математическую формулировку задачи — составление математической модели, выбор численного метода решения уравнений; 3) разработку общего алгоритма программы; 4) выявление ошибок в программе (отладка программы); 5) решение задачи на ЭЦВМ и анализ результатов решения.

Формулировка задачи выполняется студентом-расчетчиком. Именно на этом этапе определяется содержание задачи и весь круг вопросов, включаемых в рассмотрение. Значительную роль при этом играют опыт и интуиция расчетчика, позволяющие выделить наиболее существенные причинно-следственные связи в рассматриваемых вопросах. Следует четко представлять основную цель, которую необходимо достигнуть при завершении расчетов, а также возможности последующей проверки результатов расчета и их практической реализации.

Математическое описание поведения исследуемого объекта зависит прежде всего от степени изученности отдельных составляющих элементов объекта и их взаимосвязанности. В первом приближении, при минимуме теоретических сведений об исследуемых явлениях, возможно упрощенное математическое описание, основанное на общих физических закономерностях или данных обработки экспериментов. Такое представление исследуемого объекта позволяет выявить характерные соотношения между отдельными его параметрами.

Чрезмерное усложнение и детализация математического описания поведения объекта влекут за собой повышение трудоемкости вычислений, что может сделать невозможным решение задачи даже при наличии мощной вычислительной техники. Это в значительной степени относится к задачам оптимизации, исследования динамических свойств трактора и его узлов. Поэтому на этапе разработки математической модели необходимо иметь четкое представление о трудоемкости решения разработанных уравнений.

Наиболее общим является блочный принцип разработки математической модели. Математическое описание при этом представляет анализ отдельных элементов процессов, протекающих в объекте моделирования.

Программа, которая впервые вводится в ЭЦВМ, чаще всего не работает или работает неправильно. Причины отказа можно разделить на две группы:

1) формальные ошибки в переводе разработанного алгоритма решения задачи на алгоритмический язык. Так, например, оказалось различным число открывающихся и закрывающихся скобок в арифметическом выражении, не были описаны массивы, применялись символы, которые не входили в состав символов языка программы и т. д. Эти ошибки выявляются в процессе трансляции программы и сравнительно легко устраняются;

2) ошибки в алгоритме решения задачи. Проявляются они в

том, что результаты вычислений не имеют физического смысла. Найти подобные ошибки в алгоритме иногда очень трудно.

Эффективным средством оценки правильности работы алгоритма является предварительная, весьма грубая оценка (оценка порядка) ожидаемых результатов вычислений. Разница в результатах этой оценки и расчетов на ЭЦВМ указывает на ошибочность работы алгоритма. Чтобы определить, в каком месте алгоритма имеется ошибка, на этапе отладки целесообразно предусмотреть печать введенных в ЭЦВМ исходных данных и некоторых промежуточных вычислений. Анализ этих данных позволяет резко сократить время поиска ошибки в алгоритме. В окончательном варианте программы операторы печати промежуточных результатов убираются.

Использование ЭКВМ в два и более раза сокращает время вычислений, особенно если машина снабжена устройством для вычисления различных функций и имеется возможность программирования однотипных вычислений по формулам. При расчетах на таких ЭКВМ полностью отпадает необходимость обращаться к таблицам логарифмов, тригонометрических или показательных функций. Это также существенно облегчает выполнение несложных расчетов.

На АВМ целесообразно проводить различные динамические расчеты: определять динамические нагрузки в трансмиссии трактора, показатели плавности хода, параметры трогания и разгона машинно-тракторного агрегата и др.

Наиболее эффективно применение АВМ для решения технических задач, которые описываются нелинейными дифференциальными уравнениями. При этом после постановки задачи и ее математической формулировки решение дифференциальных уравнений независимо от их порядка сводится к выполнению ряда несложных, но точно определенных этапов: 1) составление структурной схемы соединения решающих элементов машины в зависимости от вида уравнений; 2) выбор масштабов всех переменных в уравнениях и определение коэффициентов передачи для каждого решающего элемента; 3) представление заданных начальных условий и возмущающих воздействий в виде машинных переменных (напряжений).

ЭЦВМ и АВМ могут применяться не только для расчетов. В настоящее время они все шире используются и для проведения математических экспериментов, т. е. для моделирования поведения сложных динамических систем.

На математической модели можно изучить динамические свойства конструкции, причем не только в нормальном режиме работы, но и при всех возможных случаях его нарушения. Подобные исследования необходимы для создания конструкций тракторов и их узлов, обладающих высокой надежностью.

Быстродействие ЭВМ позволило по-новому организовать проектирование конструкций: вместо единичного, часто трудоемкого, расчета при заданных параметрах проектируемого узла, представляется возможным быстро рассчитать несколько вариантов и выбрать из них оптимальный. Причем эти операции ЭЦВМ могут со-

вершать автоматически, что позволяет более обстоятельно подходить к оценке и выбору параметров проектируемых узлов трактора.

В качестве пособий, углубляющих и дополняющих методические материалы по программированию, и в которых приведены программы для решения конкретных технических задач, рекомендуется использовать [4, 5, 24, 32].

При применении цифровых или аналоговых ЭВМ в пояснительной записке приводится следующий материал:

1. Формулировка задачи с указанием, что требуется определить при расчете.

2. Расчетная схема проектируемого узла, принятые допущения и дифференциальные уравнения, описывающие движение элементов расчетной схемы.

3. Схема алгоритма решения задачи, программа решения задачи, отредактированная транслятором.

При использовании АВМ приводятся: структурная схема набора задачи; масштабы переменных; расчеты коэффициентов передачи, напряжений, соответствующих начальным условиям и постоянным внешним возмущениям; карта настройки блока нелинейности.

4. Исходные данные для расчета и результаты расчетов.

5. Анализ результатов расчетов и заключение по ним.

Таким образом, современная вычислительная техника позволяет студенту при дипломном проектировании преодолевать многие трудности, связанные с расчетом и исследованием разрабатываемых узлов трактора.

1.5. ОФОРМЛЕНИЕ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТА

Графическая и текстовая части дипломного проекта выполняются в соответствии с единой системой конструкторской документации (ЕСКД). Согласно ГОСТ 2.102—68, графическая часть включает схемы, чертежи деталей, сборочные и общих видов, компоновок (в необходимых случаях — рабочие чертежи заготовки, операционные эскизы, графики, диаграммы и т. д.), текстовая — пояснительную записку. Все иллюстрации (листы) графической части должны иметь сквозную нумерацию. При оформлении как графической, так и текстовой части дипломного проекта необходимо строго придерживаться установленных ГОСТов, соответствующих стандартов СЭВ, отраслевых нормалей.

Каждая часть проекта должна содержать то количество документов, которое необходимо для полного представления о выполненной работе. К пояснительной записке прилагаются спецификация, карты маршрутного технологического процесса, операционные, карта контроля с эскизом детали, программы выполненных с помощью ЭВМ расчетов.

Пояснительная записка и каждый лист графической части должны иметь основную надпись, форма и порядок заполнения которой регламентируются ГОСТ 2.104—68 (СТ СЭВ 140—74, СТ СЭВ 365—76). Примеры основных надписей, в том числе заглавного

(титульного) и последующих листов пояснительной записки, используемых при оформлении дипломных проектов, приведены в прил. 5.

Чертеж — главный иллюстрационный документ инженерно-технической документации. Стандартом установлены места размещения его элементов (рис. П. 6).

Основные элементы чертежа — изображения в ортогональных проекциях детали, узла, общего вида проектируемого объекта — в целом должны быть дополнены размерами и другими данными конструктивного и технологического характера. Так, на чертежах узлов следует проставить основные размеры, определяющие компоновку узла и его техническую характеристику: межосевые и межцентровые расстояния, модули и числа зубьев зубчатых колес, основные диаметры, габаритные размеры и т. д. При наличии в узлах передвигающихся деталей (зубчатых колес, поршней, рукояток, рычагов управления и др.) тонкими линиями необходимо показать их предельные положения. На общих видах (компоновках) трактора даются габаритные размеры, продольная и поперечная базы, наносятся обозначения и размеры шин.

При выполнении рабочего чертежа детали или заготовки указываются все размеры, необходимые для их изготовления, допуски, предельные отклонения формы и расположения поверхностей, обозначения шероховатости и другие обозначения, которые определяют способы изготовления и свойства проектируемого объекта.

Число проекций, разрезов и сечений детали, заготовки и узла должно быть достаточным для понимания их конструкции. Однако в любом случае число проекций должно быть не менее двух.

Чертежи детали, заготовки и узла выполняются в масштабе 1 : 1 карандашом на листе соответствующего формата (ГОСТ 2.301—68 (СТ СЭВ 1181—78)). Для общих видов, компоновок используется масштаб 1 : 5 или 1 : 10.

Операционный эскиз представляет собой основной иллюстрационный документ технологической документации. Он выполняется в одном из масштабов, установленных ГОСТ 2.302—68 (СТ СЭВ 1180—78). Обычно в дипломном проекте на листе формата 24 размещают 4...6 операционных эскизов.

На эскизе обозначается способ установки и закрепления детали (заготовки) согласно ГОСТ 3.1107—73, показывается обрабатывающий инструмент в положении после выполнения операции. При сверлении, зенковании, развертывании и шлифовании, наоборот, режущий инструмент на операционных эскизах показывается в исходном перед началом операции положении. Поверхности детали, обрабатываемые в процессе выполнения данной операции, выделяются цветными или утолщенными линиями. На эскизе указываются размеры с допусками, обозначается шероховатость поверхности. Рабочие движения детали и инструмента указываются стрелками. Если они сложные, дается их циклограмма. В верхней части эскиза указывается номер операции, а в правом нижнем углу — табличка режимов резания.

С х е м а — изображение, передающее идею конструкции узла, объекта в целом с помощью условных обозначений без соблюдения масштаба. Виды и типы схем, а также общие требования к их исполнению приводятся в ГОСТ 2.701—76 (СТ СЭВ 651—77). В зависимости от сложности и насыщенности схема выполняется на листах формата 24 или 22. В пояснительной записке схема приводится на листе формата 11.

Г р а ф и к представляет собой геометрическое изображение функциональной зависимости и служит как для наглядности, так и для быстрого отыскания значений функции по значениям аргумента. Он может быть приведен в пояснительной записке или в графической части дипломного проекта. В графической части, как правило, приводят тягово-экономическую характеристику трактора, а при проектировании его крутосклонной модификации — графики поперечной и продольной устойчивости машины. В дипломных проектах исследовательского характера в графической части даются важнейшие функциональные зависимости.

Оси координат графика вычерчиваются сплошными линиями, на которые наносятся шкалы в выбранных масштабах. Иногда графики выполняются с координатными сетками в соответствии с выбранным масштабом. Числовые значения масштаба указывают за пределами графика. В конце шкалы дается общее (буквенное) обозначение и единица отложенной на оси физической величины. При необходимости отложить на одной оси координат две и более величины строятся параллельные шкалы. Выбирая масштаб, следует избегать дробных значений градуировки шкал.

На график, построенный по результатам эксперимента, все замеры наносят в виде точек, кривую строят по усредненным данным.

В целях компактности графика градуировку шкал иногда следует начинать не с нуля, а ограничиваться теми значениями величин, в пределах которых рассматривается данная функциональная зависимость. Буквенные и другие обозначения должны соответствовать принятым в пояснительной записке. Большие надписи необходимо заменять цифрами, расширяющимися в подрисуночной подписи.

Д и а г р а м м а — один из способов наглядного представления зависимости между величинами. Различают плоскостные, линейные и объемные диаграммы. В практике дипломного проектирования по специальности «Автомобили и тракторы» преимущественно встречаются линейные диаграммы, которые строятся в координатном поле. На оси абсцисс откладывают в выбранном масштабе факториальные (независимые) признаки или время, а на оси ординат — их размеры или показатели на определенный момент (период времени). Вершины ординат соединяют отрезками и получают ломаную линию. Правила выполнения диаграмм регламентированы ГОСТ 2.319—81 (СТ СЭВ 2894—80).

Диаграммы, графики, схемы могут входить как иллюстрационный материал и в текстовую часть дипломного проекта.

Пояснительная записка, как правило, пишется от руки чернилами.

ми или мастикой на одной стороне листа формата 11 (разрешается отпечатать на машинке). Композиционно пояснительная записка должна быть составлена по схеме: титульный (заглавный) лист, задание на дипломное проектирование, основная текстовая часть с иллюстрациями (введение, главы и параграфы, выводы), список использованной литературы и оглавление. Все листы пояснительной записки учитываются при нумерации, включая титульный лист и лист-задание на дипломное проектирование, хотя они и не нумеруются. Примеры оформления титульного и последующих листов записки приведены в прил. 5.

Иллюстрации записки — таблицы, рисунки, графики — выполняются карандашом или тушью непосредственно в тексте или на отдельном листе — вкладыше. При этом допускается использовать кальку, синьку, миллиметровку, специальную бумагу с логарифмической сеткой. Однако нельзя графики представлять на кальке и миллиметровке одновременно. При выполнении однотипных иллюстраций рекомендуется использовать один материал. Все иллюстрации записки должны иметь сквозную нумерацию и подписываться сокращенно «рис. ...». В отличие от них иллюстрации графической части проекта обозначаются как листы с соответствующим номером.

Собственно рисунок представляет собой изображение объекта посредством художественно-графических приемов. Как правило, это технический рисунок, выполненный в изометрии или диметрии, если объект необходимо показать объемно. С помощью рисунка можно выделить главное, на что желательно обратить особое внимание. Наряду с рисунком в пояснительной записке могут быть использованы фотографии.

Фотография является хроникально-информационным документом и часто используется в дипломных проектах научно-исследовательского характера. Ее рекомендуется наклеивать по верхней кромке на лист формата 11.

Таблица представляет собой иллюстрацию статистического материала и выполненных расчетов. Она включает порядковый номер, название, боковик, заглавную часть (головку), горизонтальные и вертикальные графы:

	Таблица . . .	} Номер
Номинальное и допускаемое разрежения во впускном коллекторе		} Название
Марка трактора	Разрежение, кПа	
	номинальное (при чистом воздухоочистителе)	допускаемое
К-701, К-700, Т-150, Т-150К ДТ-75 «Беларусь»	2,1±0,3	4,0
	5,5±0,5	7,0
	3,5±0,5	5,5
Боковик	Вертикальные графы	

Заглавная часть (головка)

Горизонтальные графы

Оформление таблиц должно отличаться единообразием, в пояснительной записке они имеют собственную сквозную нумерацию.

При использовании в дипломном проекте заимствованного материала в пояснительной записке необходимо обязательно сослаться на источник, который приводится в списке использованной литературы, оформляемом в соответствии с ГОСТ 7.1—84.

Пояснительная записка должна быть сброшюрована, для чего может быть использована выпускаемая полиграфической промышленностью папка для дипломной работы.

1.6. ОСНОВЫ ОРГАНИЗАЦИИ ТРУДА ПРИ РАБОТЕ НАД ДИПЛОМНЫМ ПРОЕКТОМ

Первый этап работы над дипломным проектом включает сбор материала, уточнение темы, углубленное изучение вопросов, связанных с проектируемым объектом. Продуктивность этого этапа, охватывающего период преддипломной практики, во многом зависит от наличия четко сформулированной задачи и плана работ.

План должен содержать перечень материалов, которые следует собрать, предполагаемые места поиска (КБ, техническая или патентная библиотека и т. д.). Во время преддипломной практики необходимо изучить имеющиеся в конструкторском бюро разработки, подборки литературы, патентные материалы, шире пользоваться услугами технических и патентных библиотек. Собранные материалы систематизируются, проводится их анализ. Если работа ведется по нескольким направлениям, то удобно для каждого из них завести отдельную папку или журнал. При конспектировании статей, монографий, патентных материалов обязательно записывается полное название материала (авторы, источник, год издания и другие выходные данные). Копии с рисунков удобно выполнять черными чернилами, тушью, карандашом на кальке.

К концу практики студент на основании проведенного поиска должен разработать перечень возможных изменений или решений проектируемого узла.

После возвращения с практики и защиты отчета наступает период непосредственной работы над проектом. Согласно инструкции по подготовке дипломных проектов, студент должен разработать календарный график работы на весь период с указанием очередности выполнения отдельных этапов. Одобренный руководителем график представляется на утверждение заведующему кафедрой.

Независимо от места выполнения проекта (институт, предприятие и т. д.) важным условием успешной работы является правильная организация рабочего дня. Он должен начинаться в 8—9 утра и длиться с перерывом на обед до 17—18 часов. Целесообразно предусматривать чередование занятий в течение дня (например, до обеда — разработка чертежей, после обеда — проведение расчетов, работа в вычислительном центре или библиотеке и т. д.). Планировать работу на следующий день надо с учетом календарного графика, расписания консультаций, объема работ, сделанного за преды-

душие дни. Существенно экономит время организация рабочего места: наличие и исправность чертежного инструмента, микрокалькулятора, правильный набор справочной литературы. Не реже одного раза в неделю дипломник должен посещать консультации, во время которых он информирует консультантов и руководителя о ходе проекта и выясняет назревшие вопросы. Для более продуктивного проведения консультаций необходимо составлять письменный перечень вопросов.

Основными ошибками организационного характера, допускаемыми студентами в период дипломного проектирования, являются следующие: а) ведется регулярная работа над чертежами, в черновиках выполняются все необходимые расчеты, но чистовое оформление записки откладывается на последние дни; б) работа ведется только над основной конструкторской частью проекта, выполнение остальных разделов сдвинуто на конец проектирования. В результате не хватает времени на выполнение всего проекта, начинается работа по ночам. Этих ошибок можно избежать, если с первого дня придерживаться утвержденного календарного графика. Нужно постоянно помнить, что дипломное проектирование — это важнейший этап самостоятельной работы, которым завершается в вузе формирование будущего специалиста.

1.7. ЗАЩИТА ДИПЛОМНЫХ ПРОЕКТОВ

В задании на дипломное проектирование указываются сроки представления консультантам и руководителю проекта готовых материалов. При этом дипломник несет персональную ответственность за принятые в проекте решения и правильность всех данных. Подписанный студентом и консультантами дипломный проект рассматривается руководителем, который подписывает его и вместе со своим письменным отзывом представляет заведующему кафедрой. В отзыве руководитель дает характеристику всех разделов дипломного проекта. Заведующий кафедрой, рассмотрев представленные материалы и отзыв руководителя, решает вопрос о допуске проекта к защите на заседании Государственной экзаменационной комиссии (ГЭК). В случае отрицательного решения вопрос обсуждается на заседании кафедры с обязательным участием руководителя. Протокол заседания кафедры представляется через декана факультета на утверждение ректору института. Все проекты, допущенные к защите и подписанные заведующим кафедрой, направляются на рецензирование. Список рецензентов утверждается деканом по представлению выпускающей кафедры. Как правило, в качестве рецензентов привлекаются ведущие специалисты передовых предприятий и организаций. Рецензия направляется декану факультета, последний знакомит с ней заведующего кафедрой и студента и передает ее вместе с дипломным проектом в ГЭК для защиты.

В ГЭК перед защитой на каждого студента-дипломника представляются следующие документы: а) справка о выполнении сту-

дентом учебного плана и полученных им оценках по всем дисциплинам, курсовым проектам и практикам, выданная деканом; б) характеристика общественно-политической деятельности студента за период учебы в институте; в) отзыв руководителя проекта; г) рецензия на дипломный проект. Кроме того, могут быть представлены и другие материалы, характеризующие деятельность студента за весь период обучения (авторские свидетельства, печатные статьи, документы о внедрении, макеты и др.).

По каждой специальности организуется единая для всех форм обучения Государственная экзаменационная комиссия в составе председателя и членов. Секретарь ГЭК является членом комиссии и назначается из числа преподавателей выпускающей кафедры. Председатель ГЭК назначается министерством по предложению ректора. Им, как правило, является ведущий специалист в области тракторостроения. В состав ГЭК на правах его членов входит проректор по учебной работе, декан факультета или его заместитель, заведующий выпускающей кафедрой, профессора или доценты этой же кафедры, представители заводов, а также кафедр общественных наук, «Охрана труда», «Экономика и организация автотракторного производства и автомобильного транспорта» и некоторых других.

ГЭК проводит свои заседания в сроки, предусмотренные учебными планами, причем расписание работы доводится до общего сведения не позднее, чем за месяц до начала защиты дипломных проектов. Защита проектов осуществляется на открытых заседаниях ГЭК, проводимых как в институте, так и на предприятиях, для которых тематика защищаемых работ представляет научный и практический интерес.

Общая продолжительность защиты дипломного проекта не должна превышать 45 минут, из которых до 20 минут отводится на доклад студенту. Перед началом защиты зачитываются справка о выполнении студентом учебного плана и его характеристика.

В своем докладе студент-дипломник должен дать обоснование актуальности темы, изложить существо принятых конструктивных решений на основании сравнения с существующими, осветить особенности разработанного технологического процесса и мероприятий, обеспечивающих требования техники безопасности. В заключение необходимо дать оценку экономической эффективности принятых решений. Во время доклада следует широко использовать представленный графический материал. Основными ошибками, которые допускают дипломники во время доклада, являются следующие: либо студент почти не обращается к выполненным чертежам, либо превращает доклад в объяснение последних. После доклада студент отвечает на вопросы, затем зачитывается рецензия на дипломный проект. Дипломнику предоставлено право отвечать по существу высказанных в рецензии замечаний.

При оценке результатов защиты обязательно принимается во внимание уровень идейно-теоретической, научной и практической подготовки дипломника. Результаты объявляются в день защиты.

Студент, обучающийся с отрывом от производства, в случае

получения неудовлетворительной оценки отчисляется из института и направляется на работу согласно распределению. При этом ему выдается академическая справка установленного образца, а ГЭК определяет, может ли студент представить к повторной защите этот же проект с указанными комиссией доработками или же он обязан разработать новую тему, установленную профилирующей кафедрой.

Студент, не защитивший дипломный проект, допускается к повторной защите в течение трех лет после окончания института при условии представления положительной характеристики с места работы, соответствующей профилю подготовки в вузе.

Глава 2. МЕТОДЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И ОБОСНОВАНИЕ РЕШЕНИЙ

2.1. ОСНОВЫ ИНЖЕНЕРНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Выполняя дипломный проект, студент должен предложить и обосновать новые решения и показать способность творчески применять накопленные за годы учебы знания. При этом ему придется использовать основы проектирования, с которыми он ознакомился при прохождении общеинженерных и специальных курсов. С целью облегчения этой работы ниже систематизируются принципы, излагаются приемы целенаправленного использования приобретенных знаний в задачах инженерного проектирования.

Процесс инженерного проектирования может быть разделен на ряд этапов, к важнейшим из которых можно отнести: а) изучение цели проектирования и выяснение конкретной задачи, которая должна быть решена для ее достижения; б) выработка идеи или способа решения задачи и их анализ; в) конкретизация идеи или способа решения. В действительности процесс проектирования может включать неоднократное повторение любого из указанных этапов, возвращение от последнего к первому и т. д.

Рассмотрим конкретный пример. Тема дипломного проекта: «Разработать планетарный механизм поворота гусеничного трактора общего назначения класса 3». В исходных данных указано, что за прототип принят трактор ДТ-75М Волгоградского тракторного завода. Таким образом, цель определена заданием. Известно, что на тракторе ДТ-75М использован планетарный механизм поворота. Значит, необходимо разработать планетарный механизм поворота, отличающийся от применяемого на этом тракторе. Занимаясь во время преддипломной практики сбором материалов для проекта, дипломник более широко должен познакомиться с существующими планетарными механизмами поворота, произвести патентный поиск по теме проекта. Задача, которая должна быть решена для достижения цели задания на дипломный проект, конкретизируется. В данном случае возможными решениями могут быть создание двухступенчатого планетарного механизма поворота (ПМП), одноступенчатого (как у базовой модели) ПМП с установкой усилителей управления ленточными тормозами или одноступенчатого с гидродожимными дисковыми тормозами, работающими в масле, и т. д. Студент должен произвести оценку достоинств и недостатков предлагаемых способов и принять решение. Затем необходимо произвести более подробный анализ принятого пути решения задачи

(прочностные расчеты, оптимизация параметров и т. д.) и с учетом его результатов конкретизировать идею, т. е. разработать необходимые чертежи. При этом может оказаться, что дипломник на этапах получения и анализа идей не учел один или несколько факторов и габариты разрабатываемого устройства выходят за пределы допустимых по условиям задания, сборка механизма сложна или, бывает и такое, совсем невозможна. В таком случае нужно вновь вернуться к этапу разработки и анализа идей, учитывая допущенные ошибки.

Чтобы добиться успехов в работе не только над дипломным проектом, но и во всей последующей инженерной деятельности, необходимо постоянно развивать и совершенствовать изобретательность, техническую эрудицию, умение проводить инженерный анализ, принимать решения, углублять знание математики, технологии производства и т. д. Под изобретательностью понимается способность создавать технические устройства на основе неизвестных прежде идей или принципов. Техническая эрудиция — это глубокие знания в области конкретной инженерной специальности. Важным качеством специалиста является умение передавать информацию о выполненной работе, т. е. способность к четкому выражению своих мыслей в устной и письменной формах.

Одним из основных этапов инженерной деятельности является разработка таких конструкций технических устройств или идей, которые обладали бы новизной, простотой и полезностью. Этот процесс является творческим. Интересное описание основных его этапов дает Дж. Диксон [14, с. 34]: «1. Подготовка: накопление знаний и совершенствование мастерства, формулировка задачи. 2. Концентрация усилий: упорная работа с целью получить решение. 3. Передышка: период умственного отдыха, когда изобретатель отвлекается от решаемой задачи. 4. Озарение: получение новой идеи или видоизменение уже известной, которая является искомым решением. 5. Доведение работы до конца: обобщение, оценка». Такая последовательность не является единственной, но она свидетельствует о том, что изобретательство — это прежде всего напряженный труд. Умению изобретать можно научиться, но нужно помнить о злейшем враге любого изобретателя — психологической инерции, или консерватизме мышления (т. е. игнорировании всех возможностей, кроме единственной, выявленной в самом начале).

Среди приемов, облегчающих формирование новых идей, можно выделить методы «мозгового штурма», инверсии, аналогии, систематического исследования новых комбинаций.

Обычно наше мышление не работает в оптимальном режиме. Люди часто стесняются открыто высказать свое предположение из-за неуверенности в его ценности и из боязни критики. Метод «мозгового штурма» позволяет максимально использовать творческие возможности человека. Суть его состоит в том, что перед группой людей ставится задача, требующая решения. Любой из присутствующих может свободно высказывать свои идеи, предложения, развивать идею предыдущего выступающего, делать добавления.

Но критика и любые суждения (благоприятного или неблагоприятного характера) не допускаются. Коллективный разум должен генерировать непрерывный поток идей. Все высказанные идеи поступают к ведущим специалистам на заключение. Лучшие из предложений реализуются. Метод «мозгового штурма» подходит для решения задач общего типа.

Метод инверсии облегчает процесс конструирования и представляет собой обращение функций, форм и т. д. Так, например, в узлах иногда бывает выгодно изменить роли деталей: ведущую сделать ведомой, неподвижную — подвижной, охватывающую — охватываемой. Иногда дает эффект инвертирование формы деталей (например, выпуклую сферическую поверхность заменяют вогнутой, наружный конус — внутренним). Применяя этот метод, мы сознательно преодолеваем психологическую инерцию, так как стремимся посмотреть на задачу с новой позиции.

Метод аналогии заключается в анализе в целях решения инженерной задачи аналогичных ситуаций, встречающихся в природе, других областях науки. Так, многие инженерные идеи, осуществленные в настоящее время, были заимствованы у живой природы. На этой основе переживает бурное развитие бионика.

Творческие решения могут быть найдены путем комбинирования вещей, процессов или идей, т. е. методом систематического исследования новых комбинаций. Для этого выделяются несколько важнейших направлений решения задачи в зависимости от числа функций разрабатываемой системы. Затем по каждому из направлений предлагаются идеи и составляется как можно больший перечень способов их осуществления. Перечни сводятся в таблицу, позволяющую видеть каждую комбинацию.

Завершая краткий обзор методов формирования новых идей, нужно отметить, что изобретательство — это одна из неотъемлемых частей инженерного проектирования. Не менее важными составляющими являются инженерный анализ и принятие решений. Прежде чем перейти к их рассмотрению, напомним о необходимости системного подхода к конструированию машин. Суть его в том, что при разработке проекта учитывается не только специфика машины, но и особенности условий работы человека-оператора, согласно требованиям инженерной психологии. Надо предусматривать оптимальное распределение функций управления между машиной и оператором за счет автоматизации отдельных операций управления, анализировать методические вопросы профессионального подбора и обучения операторов. При системном подходе учитываются стереотипные реакции человека, основанные на привычках. Так, например, оператор привыкает к тому, что при повороте маховичка крана, регулирующего поток жидкости, по часовой стрелке уменьшается поток, а против — увеличивается. Согласно системному подходу, конструктор должен предпочитать такие инженерные решения, которые позволяют операторам быстрее освоиться с управлением машиной. Учет всех антропологических факторов позволяет создавать легко управляемые машины и механизмы, при использовании

которых не возникают аварийные ситуации и переутомление оператора. При системном подходе на начальной стадии разработки должен производиться анализ компонентов системы человек — машина с целью поиска пути их оптимального совмещения.

2.2. ВВЕДЕНИЕ В ИНЖЕНЕРНЫЙ АНАЛИЗ

Инженерный анализ является составной частью инженерного проектирования и представляет собой детальное изучение одного из вариантов решения задачи. И хотя не существует методики, одинаково пригодной для всех случаев, в целом процесс решения инженерных задач состоит из следующих этапов: формулировки задачи, построения модели, расчета и проверки, оценки и обобщения, выдачи результатов и рекомендаций.

Этап формулировки задачи заключается в переходе от общих положений к конкретным вопросам. При этом необходимо установить, какие параметры определяют или ограничивают функционирование системы или машины, разобраться в физическом смысле происходящих явлений. Так, например, при проектировании привода сцепления (гидравлического, пневматического и т. д.) нужно перейти от вопроса о его работоспособности к конкретным. Каков должен быть размер диафрагмы рабочей камеры при данном давлении рабочего тела? Каково должно быть соотношение плеч рычагов, чтобы уложиться в требования по усилию на педали и по ее ходу? Каков может быть максимальный расход рабочего тела при работе привода с учетом существующего на тракторе источника?

После этого можно заняться построением аналитической модели. В условиях производства иногда используют экспериментальную модель. Дипломник, как правило, имеет дело с аналитической, не являющейся точной копией реальной физической системы. Невозможно, да и нет необходимости принимать во внимание все факторы. В любом случае, решая инженерную задачу, делают допущения и обобщения с учетом требуемой точности решения и времени, отводимого для проведения анализа. То есть для получения имеющих смысл результатов модель должна быть довольно детальной и в то же время достаточно простой. При применении для вычислений ЭВМ можно использовать более сложные модели, в большей степени соответствующие действительному процессу.

Методы построения разнообразных моделей изучаются в специальных и общетехнических дисциплинах. Так, например, в курсе «Теория трактора» приводятся методы построения модели трактора, в курсе «Конструирование и расчет тракторов» — моделей систем, узлов и механизмов, «Автоматика и автоматизация производственных процессов» — моделей автоматических систем. Однако лучше пользоваться физическими законами в их наиболее простом и фундаментальном виде, особенно при решении новых задач, т. е. надо применять непосредственно второй закон Ньютона, принцип Д'Аламбера, первый и второй законы термодинамики, закон сохранения массы и т. д. Уравнениями, полученными из исходных формул,

а также специальными и сложными уравнениями нужно пользоваться в частных конкретных случаях.

После построения теоретической модели задача сводится к получению числовых результатов. Это можно сделать аналитическим и графическим методами. Первый — более точный и при использовании ЭЦВМ позволяет просчитать большое количество вариантов. Успех во многом будет зависеть от того, насколько будущий специалист знает математику и умеет использовать возможности вычислительных машин.

В случае экспериментальной модели необходимо применять методы математического планирования эксперимента, а для обработки опытных данных — методы статистики.

Важным звеном анализа являются проверки, которые проводятся не только в конце работы, но и на каждом этапе (математические и проверки физического смысла). Проверка результатов вычислений выполняется путем: а) повторения расчета; б) изменения последовательности операций; в) применения другого способа получения результата или решения; г) подстановки результата в исходное выражение. Анализ физического смысла результатов включает проверку: а) размерности всех уравнений; б) пределов изменения всех величин; в) тенденции изменения величин (одному или нескольким параметрам задают возрастающие или убывающие значения и проверяют, совпадают ли значения остальных параметров с ожидаемым); г) учета существенных факторов в уравнении; д) смысла полученных числовых результатов.

На этапе оценки проекта проверяет соответствие числовых результатов фактическим и исходным данным. Если экспериментальные данные отсутствуют, можно произвести приблизительную оценку на основе анализа подобных систем. На этом этапе, как правило, принимаются решения о пригодности анализируемого варианта.

При обобщении выявляется возможность применения полученных модели или результатов в аналогичных задачах.

Особым, но весьма важным в практической деятельности инженера этапом является выдача результатов работы и рекомендаций. От специалиста требуется, чтобы он владел эффективными способами передачи информации в устной, письменной и графической формах. Процедура защиты дипломного проекта требует того же и от студента-дипломника. Прежде всего о письменной форме, т. е. о пояснительной записке к проекту. Необходимо четко определять цель каждого раздела записки. Не менее важным является краткое обобщение как результатов каждого раздела, так и проекта в целом.

Устная форма передачи информации за период учебы часто используется при сдаче экзаменов, зачетов, домашних заданий, курсовых проектов, изложении результатов научной работы на студенческих научно-технических конференциях, собраниях и т. д. Имеется большой выбор литературы по вопросу о мастерстве оратора и путях его совершенствования. Поэтому здесь приведены лишь несколько простых советов, позволяющих при их учете повысить эф-

фективность устных сообщений. Прежде всего необходимо точно определять цель своих сообщений и не применять общих и общеизвестных рассуждений. Хорошо иметь краткий план и тезисы сообщения, нельзя перегружать его цифровым материалом. Нужно шире использовать имеющийся иллюстрационный материал (чертежи, графики и т. д.). Выступление необходимо заканчивать краткими выводами о результатах работы.

2.3. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ТЕОРИИ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ

Как указывалось выше, принятие решений — это выбор одного, наиболее рационального варианта. Часто дипломник сразу задается направлением конструирования или принимает за образец серийную конструкцию. Необходимо продумывать все возможные решения. Полная разработка вариантов необязательна, достаточно выполнить карандашные наброски от руки, а также ориентировочные расчеты. Они позволяют получить представление о перспективности и целесообразности того или иного варианта.

Принятие решения предполагает учет всех рассматриваемых факторов. Ситуация, при которой происходит принятие решений, характеризуется [14]: наличием цели, вариантов, учетом существенных факторов. В целом последовательность ее преобразования к виду, когда становится допустимым применение одного из научных методов принятия решения, включает: а) формулировку цели; б) составление списка возможно большего числа вариантов; в) составление полного перечня факторов; г) использование списка факторов для уменьшения числа вариантов; д) сокращение списка факторов (часть из них отнеслась только к отброшенным вариантам, а часть ко всем оставшимся и тоже может быть сокращена).

После проведенных преобразований могут возникнуть следующие ситуации: а) если отвергнуты все варианты, составляется новый их список; б) если исключены все факторы, влияющие на выбор вариантов, выбирают любой из оставшихся вариантов; в) если остается один вариант, значит решение принято субъективно, необходимо вернуться к началу преобразований и более внимательно их повторить; г) если остается только один фактор, можно без труда отыскать лучший вариант. Если позволяют условия, следует всегда применять научные методы принятия решений, но если возможно только субъективный выбор варианта, нужно проанализировать причины исключения различных вариантов, а затем вновь проделать преобразования [14].

Инженерное решение зависит от многих факторов, которые делят на три группы: факторы, связанные с ресурсами; технические и чисто человеческие. К первой группе относятся время, денежные средства, производственные возможности (наличие материалов, деталей, технический и научный уровень кадров, организационные возможности и т. д.). Их, как правило, не учитывают при выполнении дипломных проектов (как и факторы третьей группы).

Технические факторы, связанные непосредственно с разработ-

кой требований к конструкции, являются конкретными и выражаются количественно (габариты, форма, масса, прочность в целом и отдельных звеньев, частота собственных колебаний, потребляемая мощность, долговечность, к. п. д. и т. д.). Технические факторы, учитываемые при принятии инженерных решений, определяют ограничения, налагаемые на решение задачи. Функциональные ограничения задают точные значения необходимых входных и выходных параметров, характеристик и выражаются в виде равенств. Например, «номинальное тяговое усилие трактора — 14 кН», «угловая скорость вращения хвостовика ВОМ — 9 и 16,67 с⁻¹» и т. д. Областные ограничения задают область существования технического фактора и выражаются неравенствами. Например: «усилие на педали управления должно быть не выше 120 Н», «долговечность узла должна быть не ниже 8000 мото-ч» и т. д. Экстремальные ограничения требуют оптимизации какого-либо технического параметра или фактора. Например: «трактор класса 2 с минимальной удельной нагрузкой на почву» и т. д.

Совершенных научных теорий принятия решений пока не существует. Часто при принятии инженерных решений используются математические методы. Целью любой инженерной разработки является обеспечение оптимальных параметров узла, агрегата, машины или наименьших затрат на их создание. Для решения задач такого типа в зависимости от вида ограничений можно применять дифференциальное исчисление, метод двойственных переменных, метод множителей Лагранжа, численные методы, линейное программирование, вариационное исчисление. Когда нужно принять научно обоснованные решения при анализе случайных процессов или когда существенные параметры системы не могут быть известны и контролируемы с достаточной точностью, используются положения теории вероятностей и математической статистики. Теория надежности позволяет при проектировании учитывать влияние вероятностного распределения свойств материалов, действующих нагрузок и т. д. Возможно применение методов оптимизации при выборе параметров проектируемых тракторов, их узлов и агрегатов: установок микроклимата в кабине, ходовой части колесного и гусеничного трактора и их подвесок, подвески и амортизатора сидения тракториста, сцепления, приводов управления и др.

Принятие решения не является заключительным этапом инженерного проектирования и нередко предшествует основной доле работ по созданию узла или машины. Но в любом случае, если решение научно обосновано, можно ожидать положительного результата.

Глава 3. КОНСТРУКТОРСКАЯ ЧАСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТА

3.1. ПАТЕНТНЫЙ ПОИСК ПО ТЕМЕ ПРОЕКТА

3.1.1. Цель и содержание патентных исследований

В условиях научно-технической революции процесс создания и освоения объектов новой техники непрерывно усложняется. Наука, техника, производство все более дифференцируются на отдельные специфические области деятельности, в которых выделяются различающиеся по своему характеру этапы. Некоторые из них, например этапы разработки конструкторской документации, регламентированы стандартами (ГОСТ 2.103—68).

Изобретения — промежуточный продукт в процессе материализации научных идей, одно из средств обеспечения высокого качества новой отечественной продукции. В этих условиях дальнейшее повышение эффективности исследований и разработок новой техники невозможно без проведения комплексных патентных поисков.

При выполнении дипломного проекта анализ описаний отечественных и зарубежных изобретений, а также информации технического характера позволяет выявить конкурирующие направления в автотракторостроении, определить наиболее перспективные из них, оценить новизну и технико-экономическую эффективность разрабатываемого узла, использовать достижения отечественной и мировой техники.

Патентный поиск, являющийся обязательной составной частью дипломного проекта, проводится на всех стадиях разработки новой конструкции, начиная с обоснования темы. Специфика патентных исследований на каждой стадии определяется целью и задачами их проведения и характеризуется различием привлекаемых для исследования документов, методами анализа и выводами. Однако в методике их выполнения имеется ряд общих основных элементов:

1. Изучение исходной документации по теме дипломного проекта (программы, методики и отчеты по научно-исследовательским работам (НИР), технические задания эскизного или технического проектов, рабочая документация и т. д.).

2. Определение целей и задач патентного исследования на каждой стадии разработки (содержание и объем патентных исследований, виды источников информации и ее поиска, методика исследования отобранных информационных материалов и выводы).

3. Составление задания на проведение патентного поиска и научно-технической информации, включающего: разбивку темы дипломного проектирования на основные направления, подтемы и другие составные элементы или объекта проектирования на устрой-

Табл. 3.1. Элементы патентного поиска

Стадия по СТ СЭВ 208—75	Задачи	Цель и содержание	Глубина поиска, лет	Источники информации*
Планирование	Определение тем НИР, ОКР	Обоснование целесообразности включения темы в план рекомендаций по приобретению лицензий	10	Все, кроме 12
Техническое задание	Формулировка цели разработки объекта и его технико-экономических показателей	Определение тенденций развития промышленно освоенной продукции, уровня выполненных разработок и техники в перспективе	15...20	Все, кроме 12
Техническое предложение (ГОСТ 2.118—73)	Формирование идей, выработка решений и предэскизная проработка различных вариантов решений	Обоснование выбора оптимальных по техническому уровню структур объекта, патентоспособности, патентной чистоты, конкурентоспособности, вариантов решения	15...20	Все
Эскизный проект (ГОСТ 2.119—73)	Конструктивная разработка структурной схемы устройства	Определение патентоспособности и других показателей, характеризующих объект в сравнении с промышленно освоенной продукцией и перспективной	50	Все, кроме 2, 6, 7, 9
Технический проект (ГОСТ 2.120—73)	Конструктивная разработка отдельных частей, узлов, деталей объекта	То же, что и на предыдущей стадии, но относительно отдельных элементов объекта	50	1, 2, 3
Разработка рабочей документации	Корректировка решений по результатам испытаний опытного образца. Оформление документации, в том числе патентной (патентный формуляр, справка об исследовании заявляемого объекта и др.)	Окончательное определение тех же показателей, что и на предыдущих стадиях; оформление заявок на предполагаемые изобретения, определение возможностей продажи лицензий	20	1, 2, 3, 5, 11, 12

* Виды источников информации: 1) бюллетень «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки»; 2) сборник «Внедренные изобретения»; 3) бюллетень «Изобретения за рубежом»; 4) реферативные журналы ВИНТИ; 5) описание изобретений; 6) рекламные материалы; 7) издания иностранных фирм; 8) отчеты по НИР и ОКР; 9) отчеты о заграничных командировках; 10) отраслевая информация; 11) перечень действующих в СССР патентов; 12) патентные формуляры и карты технического уровня.

ства, узлы, механизмы по их функциональным признакам (системное представление объекта); установление границ поисковой области; определение видов исследуемых документов и их местонахождения.

4. Поиск и отбор документации.

5. Систематизация отобранных информационных материалов по основным направлениям тематики дипломного проектирования или составным элементам объекта проектирования.

6. Изучение и анализ отобранной и систематизированной информации.

7. Синтез новой информации.

8. Обобщение и выводы.

В табл. 3.1 приведены цели и задачи, а также некоторые другие элементы патентного поиска на конкретных стадиях НИР или опытно-конструкторских работ (ОКР). Анализ таблицы позволяет сделать следующие выводы: патентные исследования на каждой стадии НИР или ОКР должны увязываться с задачами разработчиков и обеспечивать создание разработок, превосходящих лучшие отечественные и мировые достижения; объем исследуемой документации на каждой стадии НИР и ОКР зависит от количества рубрик, глубины поиска, специфики используемых документов; методы анализа информации соответствуют целям и задачам проведения патентного поиска.

Как правило, дипломный проект выполняется на уровне эскизного, цели и содержание которого определяются ГОСТ 2.119—73.

Таким образом, патентные исследования представляют собой комплекс исследований, выполняемых студентом на различных стадиях дипломного проектирования путем сопоставления определенных признаков или показателей разрабатываемого объекта с показателями аналогичных по назначению объектов, содержащимися в патентных и других источниках информации.

3.1.2. Методические указания к выполнению патентных исследований объектов дипломного проектирования

В задании на дипломное проектирование указывается вид патентных исследований, которые должен выполнить проектант, страны или фирмы, по патентной или технической документации которых будет исследоваться объект проектирования. Такого рода указания могут содержать следующие требования: составить карту технического уровня объекта проектирования; исследовать новизну объекта проектирования и составить описание предполагаемого изобретения.

Дипломник должен включить в состав проекта следующую документацию: задание на проектирование с указанием вида или видов патентных исследований; справку-отчет о патентном поиске. Последняя должна содержать: 1) перечень материалов, по которым проведен поиск, с указанием отобранной информации, непосред-

венно относящейся к проектируемому объекту и его элементам; 2) аннотации или рефераты о наиболее существенных технических решениях, изобретениях, отобранных в процессе поиска и подлежащих анализу; 3) выводы и предложения по выполненному патентному поиску.

Для контроля правильности выполнения задания целесообразно использовать унифицированные формы отчета. Например, для перечня материалов могут быть использованы следующие табличные формы (табл. 3.2, 3.3).

Табл. 3.2. Патентные документы

Страна патентования	Класс, подкласс, группа, подгруппа	Название изобретения	Организация (фирма)	Автор изобретения	Номер охранного документа и дата его выдачи
---------------------	------------------------------------	----------------------	---------------------	-------------------	---

Табл. 3.3. Научно-техническая литература

Номер	Наименование источника информации	Авторы	Год и место издания (для отчетов) по НИР или ОКР—дата утверждения
-------	-----------------------------------	--------	---

Формы экспертных заключений зависят от вида исследований, но в первом их разделе всегда приводятся характеристики объекта и перечень использованных технических решений. В следующем разделе даются характеристики аналогичных по назначению объектов, описанных в патентной документации или иных источниках научно-технической информации. Наиболее обстоятельной частью заключения должен быть раздел, в котором производится сопоставительный анализ объекта разработки и эталонов, выбранных для сравнения.

3.2. СОСТАВЛЕНИЕ КАРТЫ ТЕХНИЧЕСКОГО УРОВНЯ

Для оценки технического уровня разрабатываемого в дипломном проекте трактора или его узла необходимо сопоставить показатели создаваемой конструкции с показателями отечественных и зарубежных образцов, а также возможной при данном уровне научно-технических достижений конструкции, представление о которой можно составить на основе анализа патентной литературы и результатов НИР прогностического характера.

Сопоставление конструкций тракторов производится на основе показателей, рекомендованных ГОСТ 22851—77 и ГОСТ 4.40—84, которые подразделяются на показатели назначения, надежности, технологические, эргономические, эстетические, стандартизации и унификации, патентно-правовые, экономические и конструктивные.

Технический уровень трактора или узла оценивается разностью показателей проектируемой конструкции и модели, построенной на основании данных перспективного технического уровня. Под перспективным техническим уровнем техники понимается наивыс-

шая ступень ее развития, характеризуемая совокупностью наиболее прогрессивных технических решений, реализация которых могла бы придать такой технике наилучшие свойства. Прогрессивные технические решения отражают закономерности развития техники, включают применение новых материалов, унификацию, типизацию и стандартизацию элементов, автоматизацию и т. д. Фактический технический уровень объекта — достигнутая степень его развития, характеризуемая наиболее прогрессивными техническими решениями, реализованными в отечественных и зарубежных образцах.

В качестве примера по определению фактического технического уровня рассмотрим основные показатели тракторов Т-150 и Т-150К в сравнении с зарубежными (табл. 3.4). Из таблицы следует, что функциональные качества семейства тракторов Харьковского тракторного завода удовлетворяют требованиям сельского хозяйства и по заложенным технико-экономическим параметрам в основном соответствуют уровню тракторостроения как у нас в стране, так и за рубежом. Следует также отметить, что гусеничный трактор Т-150 не имеет прямых аналогов ни в стране, ни за рубежом, а следовательно, определяет перспективный технический уровень гусеничных сельскохозяйственных тракторов общего назначения подобного класса.

Работа по определению перспективного технического уровня трактора или его узла сводится к выявлению новых технических решений, способствующих улучшению свойств разрабатываемой

Табл. 3.4. Основные показатели тракторов Т-150 и Т-150К

Показатели	Гусеничные тракторы			Колесные тракторы		
	ХТЗ, СССР	Аллис Чалмерс, США	Фиат, Италия	ХТЗ, СССР	Кейс, США	Джон Дир, США
Марка	Т-150	НД-6Е	Фиат-70С	Т-150К	2470	7520
Номинальная мощность двигателя, кВт	110	62	62	121	140	140
Диапазон скоростей, м/с	0,8...4,4	0,7...2,6	0,6...2,3	0,9...8,3	0,9...6,7	0,8...10
Число передач (вперед—назад)	12—4	5—1	5—1	12—4	12—4	16—4
Масса трактора конструктивная, кг	6825	5820	5900	7535	8110	8125
Материалоемкость, кг/кВт	62	105	106	62	58	57
Энергонасыщенность, кВт/т	16	9,6	9,2	16	17,2	17,6
Удельный расход топлива двигателем, г/(кВт·ч)	251	—	—	251	251	258
Производительность за технологическое время (на пахоте), %	—	—	—	100	103	142
Расход топлива на 1 га, %	—	—	—	100	80	90

Табл. 3.5. Определение уровня качества изделия

Показатели качества изделия		Базовый показатель качества					Относительный показатель качества			
		по стандарту	перспективного образца	аналогов			к перспективному образцу		к аналогу	
наименование	единица измерения			3	4	5	6	7	Д	К (С)
		8	9						10	11
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11

техники. Такая работа включает следующие этапы: поиск соответствующей патентной документации; условную (мысленную) реализацию найденных решений в технике, фактический уровень которой уже определен; сопоставление свойств полученного таким путем условного образца с перспективным техническим уровнем развития и краткое описание его с указанием возможных эксплуатационных качеств.

Оценка перспективного или фактического технического уровня производится с помощью карты технического уровня (ГОСТ 2.116—71), включающей шесть разделов: 1) общие сведения; 2) определение уровня качества изделия; 3) патентная чистота; 4) планируемые показатели качества изделия; 5) источники информации; 6) выводы и предложения. В дипломном проекте отражаются 1, 2, 5 и 6 разделы.

В первом разделе приводятся назначение, краткая характеристика и область применения разрабатываемой конструкции. Раздел 2 оформляется в виде таблицы (табл. 3.5).

В графе 1 указываются наименования и единицы измерения показателей качества изделия. Номенклатура показателей качества выбирается по ГОСТ 22851—77. В графе 2 приводятся значения показателя качества по данным технического задания, технических условий или другой конструкторской документации на данное изделие либо по среднестатистическим данным производства и эксплуатации изделия. В графах 3...7 даются значения базовых показателей качества в соответствии с требованиями ГОСТ 15467—70 и соответствующие номера источников информации, записанных в разделе 5. В том числе в графе 3 указываются значения показателей качества по стандартам на данное изделие, если они существуют, в графе 4 — показателей качества перспективного образца, в графах 5...7 — показателей качества лучших отечественных и зарубежных аналогов, освоенных в течение последних трех лет. В графах 8...11 приводятся значения относительных показателей качества изделия в сравнении с показателями перспективного образца (графы 8 и 9) и аналогов (графы 10 и 11), при этом в графах 8 и 10 указываются значения относительных показателей для дифференцированного (Д) метода, а 9 и 11 — для комплексного (К) и смешанного (С) методов определения уровня качества по ГОСТ 16431—70.

В разделе 5 описываются источники информации в соответствии с ГОСТ 7.1—84.

В разделе 6 записываются данные, относящиеся к общей оценке уровня качества изделия, а также приводятся обоснованные предложения о целесообразности изготовления или модернизации изделия.

3.3. ВЫБОР И ОБОСНОВАНИЕ ПРОЕКТИРУЕМОГО ОБЪЕКТА

На основании литературного и патентного поисков дипломник определяет ряд аналогов проектируемой машины или узла. Следующей задачей является выбор из их числа схемы или конструкции, наиболее полно удовлетворяющей предъявляемым требованиям. Выбор производится на основе рассмотрения существенных и дополнительных признаков, характеризующих тот или иной объект. Если существенные признаки у всех аналогов близки или одинаковы, отбор ведут по дополнительным. Затем выполняется эскизная проработка объекта и дается краткое описание его устройства и регулировок. Чем меньше регулировок и операций технического обслуживания требуется для конструкции, тем она совершеннее. Описание должно включать кинематическую схему (для коробок передач, кроме того, схему получения передач и т. д.) В записке приводятся основные технико-экономические показатели узла или машины, дается карта технического уровня. К основным технико-экономическим показателям можно отнести:

а) для трактора — область применения, массо-геометрическую характеристику, результаты тягово-экономического расчета, параметры трансмиссии, движителя и др.;

б) для станда — назначение, массо-геометрические и мощностные показатели, характеристики измерительной аппаратуры и т. д.;

в) для узла — массо-геометрические, силовые, мощностные и другие показатели, характеризующие разрабатываемую конструкцию.

Для всех проектируемых объектов должны быть определены показатели уровня унификации по количеству унифицированных деталей (или узлов для трактора или станда) и уровня автоматизации (приблизительно его можно оценить отношением числа автоматизированных процессов управления объектом к общему их количеству). Кроме того, дается оценка технологичности изготовления, сборки и разборки, а также приспособленности к диагностированию и техническому обслуживанию.

После проведения необходимых прочностных расчетов (см. гл. 5) и доработки конструкции дается оценка ее надежности.

Раздел должен заканчиваться краткими выводами, отражающими объем выполненной работы, степень новизны и существенные положительные качества, отличающие разработанную конструкцию от существующих.

Глава 4. КОНСТРУКТИВНАЯ РАЗРАБОТКА ЭЛЕМЕНТОВ МАШИН

4.1. ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Зубчатые передачи, применяемые в тракторах и автомобилях, отличаются большим конструктивным разнообразием. Конструкции зубчатых колес обусловлены методами получения их заготовок, химико-термической обработки, условиями компоновки, работы и т. д. Так, например, в парах зубчатых колес со значительным передаточным отношением велика разница между диаметрами шестерни и колеса. Поэтому шестерни часто выполняются сплошными, так как диаметр окружности впадин между зубьями бывает не на много больше диаметра посадочного отверстия, а колеса в целях экономии металла и снижения инерционных сил — с тонкими дисками и окнами в них.

Отношение чисел зубьев колеса и шестерни не должно быть кратным. Это исключает возможность возникновения в передаче гармонических колебаний и как следствие снижает в ней уровень динамических нагрузок и шума.

Многообразие конструктивных исполнений зубчатых передач не препятствует возможности унификации их элементов. Так, независимо от числа зубчатых колес в редукторе и расчетных напряжений зубьев разных колес следует стремиться к минимальному числу модулей, что приводит в свою очередь к унификации режущего инструмента, снижению стоимости производства и повышению производительности труда.

Многие детали и элементы не рассчитываются на прочность, их размеры выбираются по конструктивным соображениям. Причем учитываются не столько прочностные показатели, сколько механическая и термическая жесткость.

Под термической жесткостью понимают способность детали сохранять первоначальные формы и размеры после операций по термической или химико-термической обработке. Твердость и жесткость деталей, находящихся в печи, снижается в результате нагрева. По этой причине под действием веса верхних деталей стопки происходит пластическая деформация расположенных ниже, что особенно часто имеет место при разгрузке печи. К термической деформации относят также изменение размеров деталей в результате физико-химической перестройки кристаллической решетки металла. Например, размеры шлицевых отверстий деталей при термической обработке в некоторых случаях увеличиваются, а в других уменьшаются, что зависит от марки стали, от ее легирующих ком-

понентов. Если бы эти изменения были стабильны, то для получения шлицевых отверстий нужной точности можно было бы ввести корректировку термической обработки. Но в одних случаях они больше (для одних плавок), а в других меньше (для других плавок). Это обусловлено нестабильностью химического и физического состава стали. Изменение размеров деталей при термообработке зависит прежде всего от содержания углерода. Известно, что для конструкционной стали допустимый интервал изменения содержания углерода составляет $\pm 0,05\%$. Например, марки стали 20, 20Х, 20ХН означают, что в них содержится 0,2% углерода, хотя в действительности 0,15...0,25% углерода. Это и является основной причиной изменения размеров при термохимических преобразованиях кристаллической решетки стали.

Для особо ответственных деталей требуются селективные стали, т. е. стали с уменьшенным в два раза интервалом изменения содержания углерода. В этих сталях углерода содержится 0,18...0,23%. Их марки записываются следующим образом: 20А, 20ХА, 20ХНА. Металлургический процесс получения таких сталей более трудоемкий.

Нередко уменьшение размеров шлицевых отверстий деталей выходит за пределы допусков и их монтаж на валы становится невозможным. В таких случаях после термообработки специальными протяжками делают калибровку шлицевых отверстий. Этой операции должна предшествовать тщательная защита шлицевого отверстия от цементации. Если при термообработке цементация хотя бы отдельными пятнами проникла в отверстие, калибровка становится невозможной.

Под механической жесткостью понимается отсутствие ощутимых упругих деформаций деталей под воздействием сил, возникающих при их механической обработке. При появлении упругих деформаций затрудняется получение точных размеров, соответствующих чертежам.

Рассмотрим некоторые типовые соотношения размеров зубчатого колеса (рис. 4.1). Толщина обода (размеры a_1 и a_2) из условия термической жесткости должна составлять 1...1,5 высоты зуба, толщина стенки (b) соответствовать высоте зуба. Толщина стенок ступицы колеса (d_1 и d_2) может быть при необходимости разной, но не меньше 1...1,5 высоты зуба. Ступицы с тонкими стенками не обладают достаточной механической жесткостью. Поэтому при протягивании отверстий они деформируются (растягиваются). После прохода протяжки под действием упругих сил прежний размер восстанавливается, поэтому диаметр отверстия уменьшается, особенно у торцов. Это затрудняет получение параметров шлицевого отверстия в пределах заданных допусков.

Предпочтение отдают симметричным относительно средней плоскости зубчатым колесам с размерами $a_1 = a_2$, $c_1 = c_2$, $d_1 = d_2$. Это позволяет монтировать колесо на вал любой стороной. Симметричность детали облегчает ее производство в кузнечном и механическом цехах. Длина шлицевой ступицы (l) должна составлять один-пол-

тора диаметра шлицевого отверстия. При меньшей длине снижается надежность крепления колеса на валу, а при большей затрудняется процесс протягивания шлицевого отверстия. Ширина зубчатого обода может быть любой, но не более 5...6 высот зубьев.

Формы зубчатых колес по условиям общей компоновки узла могут быть самыми разнообразными, но во всех случаях необходимо учитывать указанные выше соотношения их размеров.

Для изготовления зубчатых колес используются качественные малоуглеродистые легированные стали, большей частью с присадками хрома, никеля, вольфрама, марганца, титана и содержанием углерода 0,12...0,25% (18ХГТ, 25ХГТ, 12ХНЗА, 18ХНВА и др.). Такие стали обладают хорошей сопротивляемостью динамическим нагрузкам. Для повышения износостойкости зубьев детали после механической обработки подвергаются термической обработке — цементации, представляющей собой поверхностное насыщение зубьев углеродом. Глубина слоя цементации — примерно 0,2 модуля. Последующая закалка зубчатых колес обеспечивает поверхностное упрочнение металла и высокую твердость рабочей поверхности зубьев HRCэ 56...62.

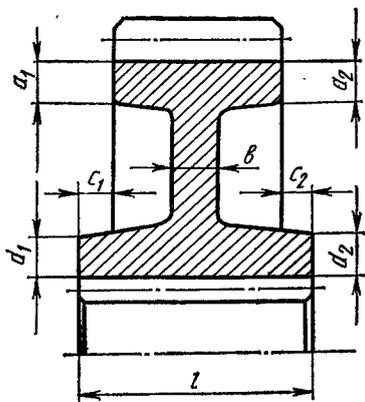


Рис. 4.1. Конструкция зубчатого колеса

При кратном отношении одни и те же зубья колеса будут сопрягаться через каждый оборот при передаточном числе $i=1$, через два оборота при $i=2$ и т. д. При некрatном отношении пары сопрягаемых зубьев постоянно меняются. Цикл повторяемости сопряжений становится значительно больше. Это положительно сказывается на равномерности приработки и изнашивания зубьев и на долговечности передачи в целом.

Рассмотренные закономерности справедливы и для других передач, в частности и для гусеничных движителей. При разработке гусеничного движителя стараются подобрать такие соотношения чисел зубьев звездочки и звеньев гусеницы, чтобы одни и те же зуб и звено сопрягались как можно реже. Здесь вопросы износостойкости и долговечности ставятся особо остро, поскольку движитель постоянно работает в абразивной среде. Для примера рассмотрим движитель трактора Т-100М Челябинского тракторного завода. На его звездочке 27 зубьев, а в гусенице 33 звена. Звено зацепляется со звездочкой через один зуб, так как шаг звена в два раза больше шага зубьев звездочки. При таком соотношении чисел зубьев звездочки и звеньев гусеницы одни и те же зуб и звено будут сопрягаться через каждые 22 оборота звездочки и 9 оборотов гусеницы.

4.2. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ

Проектирование подшипниковых узлов зависит от результирующих реакций опор вала, действующих вдоль оси вращения и перпендикулярно к ней. Они обуславливают выбор типоразмеров подшипников и способов фиксации вала от осевых перемещений.

Вал фиксируется во всех случаях, даже если согласно расчету на него не действует осевая сила (в реальных условиях всегда могут появиться случайные силы). Фиксация осуществляется относительно корпуса (картера) редуктора с помощью подшипников.

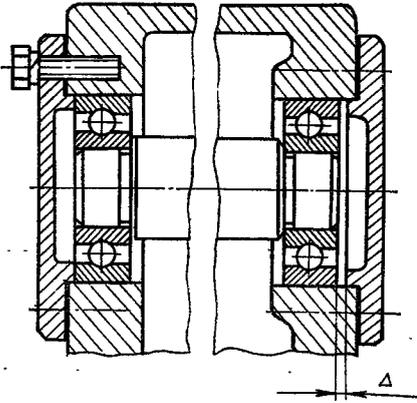


Рис. 4.2. Шариковые подшипниковые узлы с фиксацией крышками

Выбор способа фиксации связан с типом используемых подшипников и общими компоновочными решениями узла.

Особенностью конструкции узла, представленного на рис. 4.2, является установка вала с подшипниками между двумя крышками с зазором Δ , равным, как правило, 0,5...1,5 мм. Зазор необходим для беспрепятственной сборки узла из деталей, отличающихся размерами из-за наличия допусков, а также для предотвращения заклинивания подшипников.

Ограничение перемещения вала в осевом направлении должно предусматриваться всегда. При этом зазор, обеспечивающий перемещение вала, определяют при расчете размерной цепи.

В тракторостроении чаще всего фиксация валов осуществляется одним подшипником, одной крышкой и разрезным стопорным кольцом, устанавливаемым в канавке корпуса редуктора. При этом наружная обойма подшипника закрепляется в отверстии корпуса крышкой и стопорным кольцом, а внутренняя — на валу с помощью гайки и фасонной шайбы, как показано на рис. 4.3, а. Второй подшипник подобно первому крепится на валу, но может свободно перемещаться вдоль оси отверстия в корпусе редуктора в пределах зазора Δ (рис. 4.3, в, правый подшипник).

На рис. 4.3, б представлен вариант со стопорным кольцом, устанавливаемым в канавке наружной обоймы подшипника и фиксируемым относительно корпуса редуктора крышкой. При применении разных по диаметру подшипников возможно использование вместо стопорного кольца буртика в корпусе (рис. 4.3, в). Это целесообразно при $D_2 \geq D_1$.

В случае, когда компоновка агрегата требует посадки шарикового подшипника в корпус через стакан, применяют подшипниковые узлы и способы фиксации вала, показанные на рис. 4.4. Одна опора вала фиксируется посредством буртика (рис. 4.4, а) или

буртика и стопорного кольца (рис. 4.4, б), а вторую оставляют плавающей (см. рис. 4.3, в).

Если на вал действует большая радиальная нагрузка, то одна из опор выполняется с роликовым подшипником. При этом шариковый подшипник, фиксирующий вал, устанавливается на менее нагруженной опоре, а роликовый, воспринимающий большие радиальные нагрузки, — на более нагруженной. Поскольку у роликовых подшипников в большинстве случаев наружная и внутренняя обоймы могут перемещаться в осевом направлении независимо друг от друга, возникает необходимость в их стопорении. Некоторые способы стопорения обойм роликовых подшипников приведены на рис. 4.5.

Наличие значительной осевой силы, действующей на вал, требует усиления крепления обойм шарикового подшипника. При этом

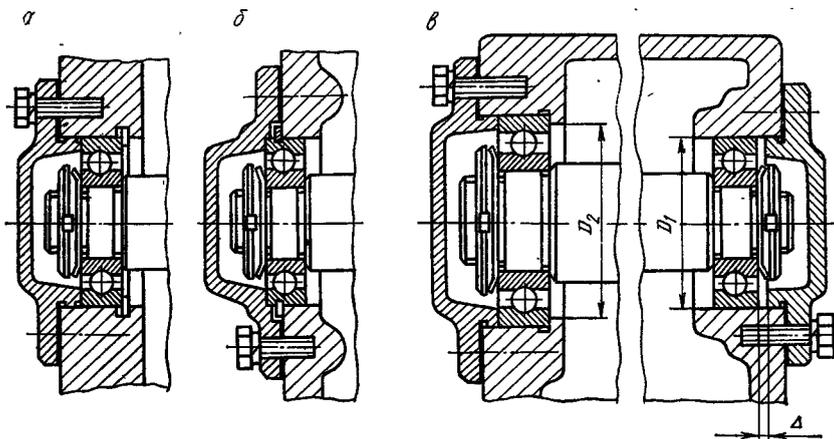


Рис. 4.3. Шариковые подшипниковые узлы:

а, б — с фиксацией крышки и пружинным кольцом; в — с фиксацией крышки и буртом картера

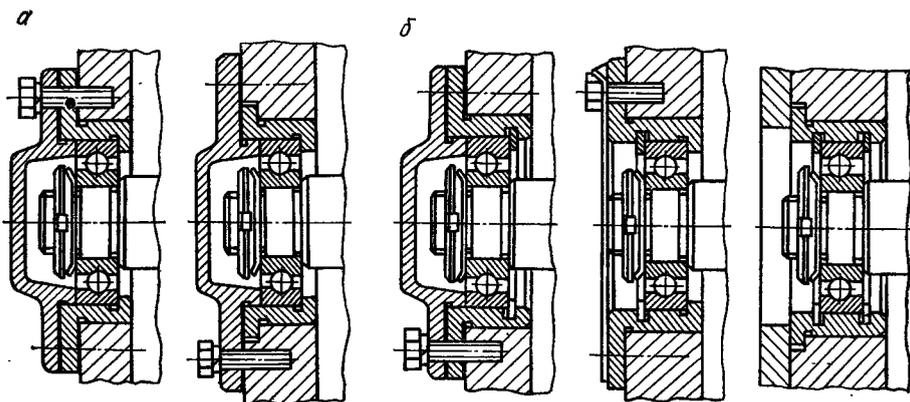


Рис. 4.4. Шариковые подшипниковые узлы:

а — с фиксацией крышки и буртом стакана; б — с фиксацией крышками и пружинными кольцами в стакане

желательно избегать применения стопорных колец как для фиксации наружной обоймы в отверстии корпуса, так и внутренней на валу. Пример усиленного крепления подшипника приведен на рис. 4.4, а.

Между шариками (роliками) и дорожками обойм подшипников в радиальном направлении предусматривается нерегулируемый зазор для обеспечения нормальной работы узла. Этот зазор весьма

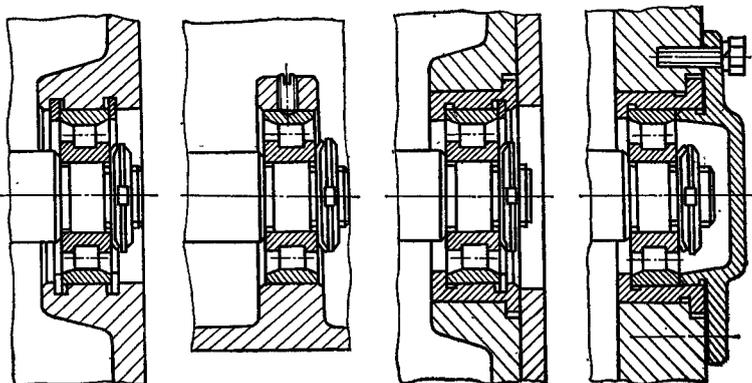


Рис. 4.5. Роликовые подшипниковые узлы

мал и при посадке подшипника в отверстие и на вал с большим натягом, что бывает при неудачном выборе или несоблюдении требуемых допусков, из-за деформации обойм может исчезнуть. Шарик (роliки) оказываются зажатыми между обоймами, вследствие чего подшипник перегревается и быстро изнашивается или вовсе выходит из строя. Чтобы этого не происходило, необходимо тщательно подбирать посадки и допуски на размеры посадочных мест подшипника.

Когда в передаче используются косозубые цилиндрические и конические зубчатые колеса, на вал действуют особо большие осевые и радиальные нагрузки. Для работы в таких условиях требуются подшипники большой грузоподъемности. К ним относятся роликоподшипники сферические двухрядные (рис. 4.6) и радиально-упорные роликовые, или конические (рис. 4.7). Первые, с бочкообразными телами вращения, воспринимают наряду с осевыми

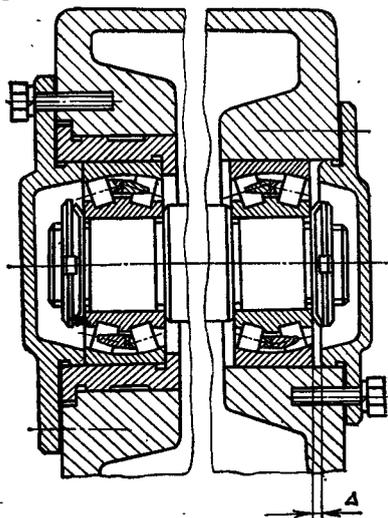


Рис. 4.6. Узлы со сферическими двухрядными роликоподшипниками, бочкообразными телами вращения

воспринимают наряду с осевыми

значительные радиальные нагрузки, не боятся перекоса и прогиба вала. Однако в автотракторостроении используются редко из-за высокой стоимости. Вторые воспринимают большие радиальные и односторонние осевые, а в паре — значительные осевые нагрузки переменного направления. Попытка использовать одиночный конический подшипник в случае, когда направление осевой силы не

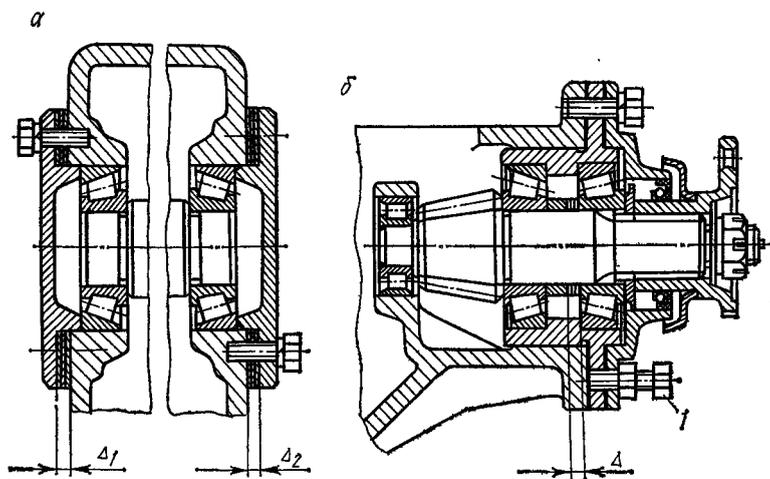


Рис. 4.7. Конические подшипниковые узлы:

а—с регулировкой через наружные обоймы; б—с регулировкой через внутренние обоймы

меняется, не оправдывает себя. В автотракторостроении конические подшипники получили самое широкое распространение. Их применяют в раздаточных коробках с косозубыми цилиндрическими и коническими зубчатыми колесами; в центральных передачах и редукторах задних, а также передних ведущих мостов с коническими зубчатыми колесами; в колесных редукторах и приводах, а также в других агрегатах трансмиссии. Ступицы ходовых колес, как правило, устанавливаются на конических подшипниках, так как и здесь действуют большие радиальные и осевые нагрузки.

Особенностью конических подшипников является то, что они требуют регулировки. Зазор между телами качения и беговыми дорожками обойм, обеспечивающий надежную работу и долговечность подшипника, регулируется в процессе сборки узла (агрегата). Еще недавно в технических требованиях отмечалось, что после регулировки подшипников вал должен легко вращаться, но не иметь ощутимого люфта. Это требование выполнялось вручную опытным слесарем-сборщиком. В настоящее время оно обеспечивается специальными динамометрическими устройствами. Любой способ регулировки зазора обеспечивает одинаковые силы затяжки в обоих подшипниках, так как вал всегда находится в плавающем положении относительно наружных обойм конических подшипников.

Рассмотрим некоторые типовые схемы регулировки зазоров в конических подшипниках. На рис. 4.7, а показана схема, при которой наружные обоймы подшипников упираются в буртики боковых крышек. Регулировка подшипников осуществляется подбором необходимой толщины пакета регулировочных прокладок под каждой из крышек. При этом сами крышки жестко крепятся к картеру с

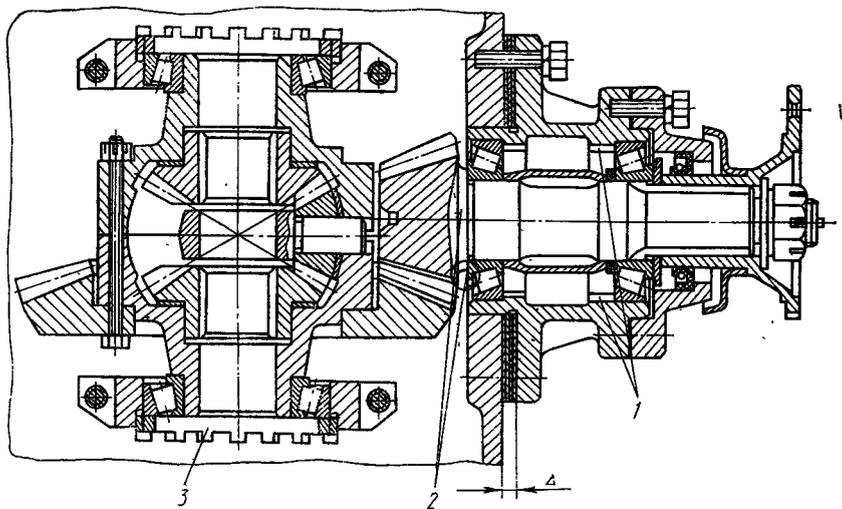


Рис. 4.8. Схема регулировки подшипников и конической зубчатой передачи

помощью группы болтов. На рис. 4.7, б представлена схема регулировки для наиболее ответственных узлов. Ее, как правило, используют на валу-шестерне центрального редуктора ведущего моста автомобилей и тракторов. Особенностью этого узла является относительно близкое расположение подшипников и консольное расположение шестерни. И то и другое нежелательно. Если позволяет пространство, консольность может быть частично компенсирована установкой дополнительной опоры с небольшим роликовым подшипником (см. рис. 4.7, б). Зазор в подшипниках рассматриваемого узла обеспечивается подбором регулировочных прокладок, расположенных между торцом распорной втулки и внутренней обоймой одного из подшипников.

Отметим некоторые особенности монтажа и демонтажа элементов конструкций рассматриваемых узлов. Как видно из рис. 4.8, торцы наружных обойм обоих подшипников вала-шестерни упираются в буртики стакана, а внутренней одного из них — в буртик шестерни. Для облегчения выпрессовки (демонтажа) наружных обойм в буртиках стакана делают по два диаметрально противоположных паза 1. Они частично открывают торец обоймы, за который можно зацепить захваты демонтажного устройства. Для снятия с шейки вала внутренней обоймы подшипника следует открыть доступ к ее торцу, обращенному к буртику шестерни. Это можно осуществить, сделав диаметр буртика шестерни несколько меньшим,

чем наружный диаметр внутренней обоймы подшипника (см. 2 рис. 4.8). Если диаметр уменьшить нельзя, на буртике делают две диаметрально противоположные прорези.

На рис. 4.7, б показан вариант, когда конические подшипники вмонтированы в специальный стакан, плотно посаженный в картер редуктора. В нем предусмотрены два болта, ввинченных в отверстия стакана и упирающихся в торец картера. Для демонтажа стакана необходимо отвинтить контргайки и равномерно заворачивать оба демонтижных болта.

Подшипники вала ведомого зубчатого конического колеса (корпуса дифференциала), как правило, регулируются с помощью двух больших торцевых гаек 3 (см. рис. 4.8). В узлах с конической зубчатой передачей регулируются не только зазоры в подшипниках, но и зацепление шестерни и колеса. Пара конических зубчатых колес должна быть установлена так, чтобы они зацеплялись на полной длине зуба, и между зубьями, входящими в зацепление, был определенный боковой зазор, равный $0,15 \dots 0,3$ мм. Часто регулировка зацепления зубчатых колес совмещается с регулировкой зазоров в подшипниках. Так, например, с помощью больших торцевых гаек регулируется зацепление пары конических зубчатых колес центральной передачи автомобиля. Вывинчиванием на некоторый угол одной гайки и завинчиванием на такой же угол другой осуществляется осевое перемещение ведомого зубчатого колеса (дифференциала). После окончательной регулировки подшипников и зазора в зацеплении торцевые гайки стопорятся пластинками и болтами. При этом в первую очередь регулируют зазор в подшипниках, а затем в зацеплении. Осевое перемещение ведущего конического колеса (шестерни) осуществляется изменением толщины пакета Δ регулировочных прокладок (см. рис. 4.8). Для увеличения зазора в зацеплении пакет прокладок делают больше и, наоборот, для уменьшения — меньше.

Конические подшипники двухопорного вала обычно принимают одного размера. Однако в тех случаях, когда нагрузки на опоры значительно отличаются, используются подшипники разных размеров (например, на ведущих конических зубчатых колесах мостов). Связано это с консольным приложением сил в зацеплении зубчатых колес. Применение разных подшипников одного вала иногда диктуется компоновочными особенностями узла.

Рассмотрим еще один получивший широкое распространение метод регулировки зазоров в конических подшипниках, в частности в ролико-подшипниках ступиц колес автомобилей и тракторов (рис. 4.9). Регули-

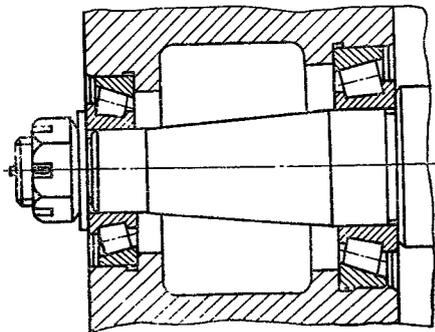


Рис. 4.9. Схема регулировки конических подшипников ступиц колес

ровка выполняется следующим образом. Вначале гайку на ступице затягивают до отказа, а затем для получения требуемого зазора в паре подшипников ее отвинчивают на $15...20^\circ$ и стопорят шплинтом.

В ГОСТах и ведомственных каталогах предусматриваются подшипники специальных конструкций, которые применяются в тех случаях, когда обычные подшипники не представляется возможным использовать по следующим причинам: ограниченное пространство для их размещения, недостаточность их грузоподъемности, особенности компоновки узла и др.

При разработке редукторов с зубчатыми передачами стремятся применять только двухопорные валы. Использование валов с тремя опорами и более может привести к появлению дополнительных монтажных нагрузок, снижению долговечности узла. И все же в отдельных случаях, когда валы неизбежно получаются длинными, применяют три опоры (коробка передач трактора «Кировец»). Но при этом необходимо предусматривать такие технологические операции по механической обработке картеров, которые обеспечили бы максимальную соосность трех опор (например, расточку трех гнезд в картере под подшипники с одной установки).

4.3. ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ РЕДУКТОРОВ НЕКОТОРЫХ ТИПОВ

В автотракторостроении нередко находят применение однорядные редукторы («гитары»). Это вызывается необходимостью изменения направления вращения выходного вала (рис. 4.10, а) или смещения координат его оси в плоскости вращения (рис. 4.10, б). Для разработки надежного крепления такого редуктора необходимо знать направление и значение реактивного момента, действующего на корпус. В первом случае (рис. 4.10, а) он равен сумме мо-

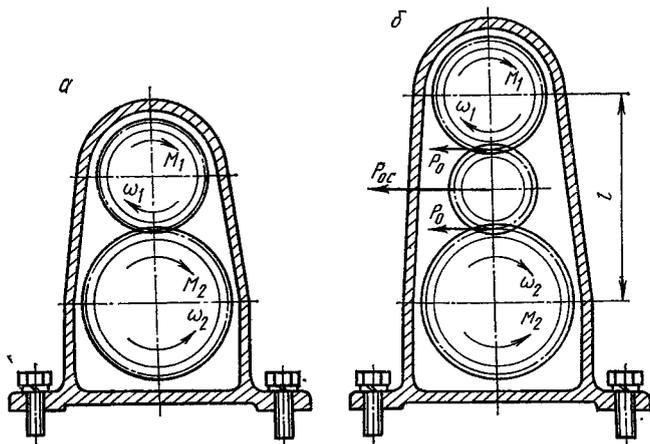


Рис. 4.10. Схемы сил и моментов редукторов:
а—двухвального; б—трехвального

ментов M_1 и M_2 , во втором (рис. 4.10, б) — их разности. Таким образом, в отношении реактивного момента редуктор, выполненный по второй схеме, предпочтительнее. Однако в таком редукторе слабым местом является подшипниковый узел промежуточного вала. Поскольку всегда стремятся получить минимальное межосевое расстояние l , пространство для размещения подшипников промежуточного вала значительно сужается за счет наличия подшипни-

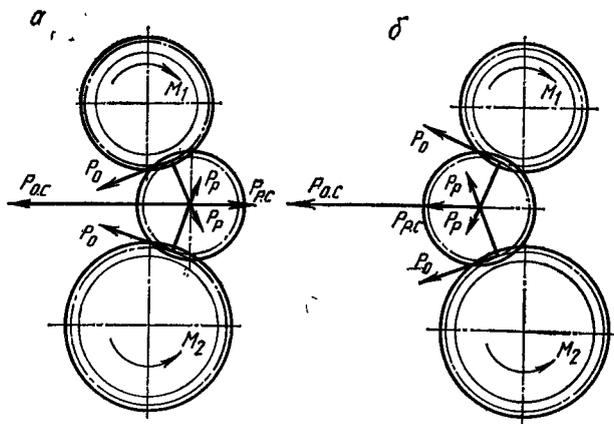


Рис. 4.11. Схемы сил и моментов зубчатой передачи:

а—с правым расположением промежуточного колеса; б—с левым расположением промежуточного колеса

ков входного и выходного валов. Поэтому подшипники промежуточного вала всегда небольших размеров с заведомо малой долговечностью. Это обстоятельство требует очень внимательного и точного расчета указанных подшипников, поскольку нагрузка на них очень большая (равна сумме двух окружных сил).

Стремление к уменьшению межосевого расстояния привело к появлению схем редукторов, представленных на рис. 4.11. Эти схемы неравноценны. В местах контакта зубьев ведущего и ведомого зубчатых колес с промежуточным возникают окружные и радиальные силы. Каждая пара этих сил дает результирующие силы $P_{0.c}$ и $P_{p.c}$, причем $P_{0.c} > P_{p.c}$ (по схеме на рис. 4.11, а они составляют разность, а на рис. 4.11, б — сумму). Подшипниковый узел промежуточного вала по схеме на рис. 4.11, а менее нагружен. Однако хотя общая результирующая сила в первом случае меньше, чем во втором, ее действие направлено на затягивание промежуточного зубчатого колеса между ведущим и ведомым. В результате такого вклинивания в опорах выбираются зазоры, деформируются валы и при малых перемычках между отверстиями под подшипники может произойти разрушение картера, что и наблюдалось на практике. Это однако не означает, что первая схема вообще неприемлема. Ее можно использовать, но при этом следует делать большие зазоры в зацеплении зубчатых колес.

Рассмотренные условия нагружения подшипников промежуточных валов однорядных редукторов имеют место и в многорядных зубчатых передачах.

При разработке редукторов для уменьшения их габаритов и массы иногда предусматривают очень малые зазоры между зубьями колес и стенками картеров. Это может привести, во-первых, к уменьшению вместимости картера, предназначенного для масла, во-вторых, ограничивает модификацию узла. Например, возникает необходимость увеличить передаточное число при сохранении межцентровых расстояний. При этом увеличение размеров одного из пары зубчатых колес может оказаться невозможным из-за малых зазоров между зубьями и стенками картеров. Поэтому в редукторах необходимо предусматривать такой зазор, который допускал бы изменение передаточных чисел.

4.4. ВЫБОР СХЕМЫ КРЕПЛЕНИЯ АГРЕГАТА К ОСТОВУ МАШИНЫ

Рассмотрим некоторые особенности крепления агрегатов к раме или полуреаме машины. Рамы (полуреамы) не всегда обладают достаточной жесткостью при скручивании, особенно у машин с большой продольной базой. В процессе эксплуатации таких машин, главным образом вне дорог, в местах крепления агрегатов возникают большие силы, вызываемые деформацией рамы. Чтобы предотвратить их передачу на агрегаты, применяют конструкции опор с резиновыми элементами. Одна из таких конструкций показана на рис. 4.12. Они используются для крепления к раме или полуреаме двигателей, коробок передач, кабин и других агрегатов. Кабина крепится при помощи опор с резиновыми элементами на достаточно жестком остова машины, чтобы не допустить передачу вибрации от двигателя и агрегатов трансмиссии водителю.

Наиболее распространено трехопорное крепление агрегатов, особенно к недостаточно жестким основаниям. При жестких основаниях, какими являются остовы тракторов, состоящие из корпусных деталей, применяют четырехточечные, шеститочечные и другие крепления агрегатов.

При движении машины с относительно упругой рамой по неровным дорогам имеют место линейные и угловые перемещения агрегатов относительно друг друга. В этих случаях редукторы, отдельно монтируемые на раме, соединяются карданной передачей. Шлицевое телескопическое соединение такой передачи 2 (рис. 4.13)

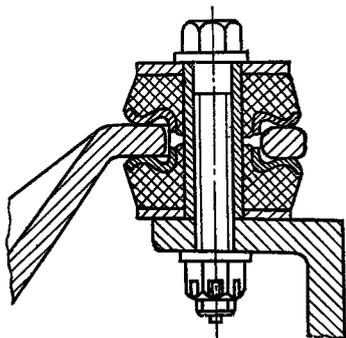


Рис. 4.12. Эластичная опора агрегата

компенсирует линейные перемещения, а карданные шарниры — угловые. Поскольку линейные перемещения происходят при одновременной передаче карданным валом крутящего момента, возникают осевые силы. При больших их значениях возможно преждевременное изнашивание, повреждение или даже разрушение опор редукторов. Во избежание этого следует соблюдать следующие правила. При одинаковых нагрузках на подвижное и неподвижное

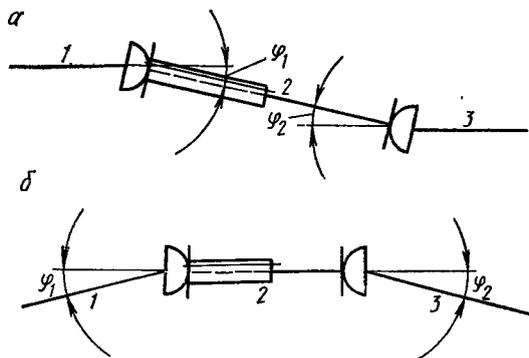


Рис. 4.13. Схемы карданных передач

соединения карданной передачи удельная нагрузка на шлицы первого должна быть в 2...3 раза меньше, чем на шлицы второго. Это предотвращает выдавливание смазочного материала. Подвижный шлицевый вал карданной передачи должен иметь момент сопротивления кручению в 1,5...2 раза больший, чем у неподвижного. Это необходимо для того, чтобы не допустить его угловой деформации и заклинивания в сопряженной шлицевой втулке неподвижного вала. Заклинивание карданной передачи может привести к ее поломке.

При разработке сборочных чертежей вилки шарниров одного карданного вала следует вычерчивать в одной плоскости, а в технических требованиях на сборку давать соответствующее указание, чтобы исключить возможность неправильной сборки карданной передачи. Если вилки шарниров одного карданного вала окажутся во взаимно перпендикулярных плоскостях, ведомый вал передачи будет вращаться с переменной скоростью, что недопустимо. Компоновочное расположение элементов карданной передачи должно соответствовать схемам, приведенным на рис. 4.13. Нужно стремиться к тому, чтобы ведущий 1 и ведомый 3 валы размещались параллельно, а углы φ_1 и φ_2 были равны. В этом случае достигается полное равенство скоростей ведущего и ведомого валов. При частоте вращения карданных валов 25...50 с⁻¹ компоновочные углы φ_1 и φ_2 должны составлять 3...10°. Не рекомендуются нулевые углы во избежание явления бринеллирования и углы больше 10° ввиду больших колебаний частоты вращения карданного вала. Допускается кратковременное изменение этих углов до 15° за счет относительного перемещения агрегатов машины, связанных карданной

передачей. Предельно допустимые углы карданных валов, расположенных между мостами тележек многоосных автомобилей и тягачей, составляют 30°. При этом разрабатываются специальные удлиненные вилки шарниров. Такие предельные углы между валами карданной передачи тележки обусловлены возможной эксплуатацией многоосной машины на местности, перерезанной канавами.

Чтобы предельно допустимые изменения углов расположения карданных валов не нарушались в период эксплуатации, нужно при разработке карданной передачи проводить кинематический анализ и в необходимых случаях корректировать размещение агрегатов (коробок передач, ведущих мостов и др.).

Карданные валы следует всегда проверять по критической частоте вращения, так как не единичны случаи их разрушения из-за пренебрежения этим критерием. Критическая частота вращения карданного вала должна в 2...3 раза превышать предельно возможную при эксплуатации.

4.5. НЕКОТОРЫЕ ОСОБЕННОСТИ ЛИТЫХ ДЕТАЛЕЙ

Детали сложных форм (картеры агрегатов, ступицы колес, всевозможные кронштейны и другие) изготавливаются методами литья. Их конструкции во многом зависят от материала. Так, картеры узлов трансмиссии, подвергающиеся воздействию относительно небольших динамических нагрузок, изготавливаются из недорогого серого чугуна. Он обладает в расплавленном состоянии хорошей текучестью, что позволяет проектировать сложные корпусные детали тонкостенными. Серый чугун достаточно прочен, но хрупок и слабо сопротивляется ударным нагрузкам. Хорошей стойкостью против ударных нагрузок отличается ковкий чугун. Поэтому из него изготавливают детали ходовой системы, картера ведущих мостов и т. д.

Многие детали сложной формы, подверженные особо большим динамическим нагрузкам, в том числе ударным, изготавливают из литейных сталей. Это картеры ведущих и балки ведомых мостов, балансиры тележек, рычаги системы навески, катки, звездочки, звенья гусеничной цепи и др. Однако сталь обладает плохой жидкотекучестью, из-за чего получаемые из нее детали проектируют толстостенными для лучшего заполнения формы жидким металлом. Это приводит к увеличению их массы.

Разработка рабочих чертежей литых деталей, особенно таких сложных, как картеры редукторов, требует от конструктора высокой квалификации и большого опыта. Он должен отлично знать правила формовки детали, свойства материала, хорошо представлять себе переходы и сопряжения отдельных ее элементов, правильно отображать их на чертежах. Основное внимание при разработке литых деталей должно быть уделено обеспечению плавности переходов одних стенок в другие. Чем плавнее переход, тем лучше движение расплавленного металла и заполнение формы. Малые радиусы закруглений могут быть только в случае крайней необходи-

мости. Минимальный радиус обычно равен толщине стенки картера. При разной толщине стенок металл скапливается в отдельных местах, что приводит к неравномерному охлаждению детали после отливки и как следствие — к образованию раковин, снижающих прочность деталей и образующих сверхтвердую оболочку, обработка которой режущим инструментом представляет известные трудности. Это особенно относится к деталям из стального литья. Чем грамотнее разработан чертеж детали, тем меньше брак по литью.

Для изготовления деталей узлов пневмо- и гидросистем, а также арматуры машин, имеющих сложную форму, используют цинковые сплавы или бронзы. За последние годы в целях снижения массы машин чугуны стали заменять алюминиевыми сплавами. При этом масса уменьшается примерно в два раза. Из алюминиевых сплавов получают поршни и блоки двигателей, колеса гидротрансформаторов, ступицы ходовых колес, картеры узлов, различные кронштейны и т. д. Детали из алюминиевых сплавов обладают весьма малой твердостью. Так, отверстие гнезда подшипника в картере из такого материала после двух-трех монтажно-демонтажных операций увеличивается в размере. То же происходит и с отверстием под болт. Для устранения этого недостатка при разработке чертежа картера и других деталей, изготавливаемых из алюминиевых сплавов, в местах посадки подшипников и расположения отверстий под болты следует предусматривать стальные вставки, закрепляемые в отливке в процессе литья.

Картер представляет собой остов, в который монтируются и на котором крепятся все детали узла. В связи с этим в нем предусматриваются монтажные окна, гнезда под опоры и большое количество крепежных резьбовых отверстий. Во многих случаях резьбовое и другие отверстия располагают в бобышке, специально предусматриваемой на картере. На чертеже бобышку и отверстие изображают концентрично (рис. 4.14, а). Однако в реальных условиях при отливке картера концентричность по многим причинам нарушается, и стенка бобышки может оказаться недопустимо тонкой у одного из оснований (в месте ее перехода в стенку картера). Во избежание этого в технических требованиях на отливку оговаривается, что толщина стенки бобышки не должна ни в одном месте быть тоньше двух третей номинальной. Это требование не всегда может быть выполнено, что заставляет искать новые более технологичные конструктивные решения. Одним из них может быть простое увеличе-

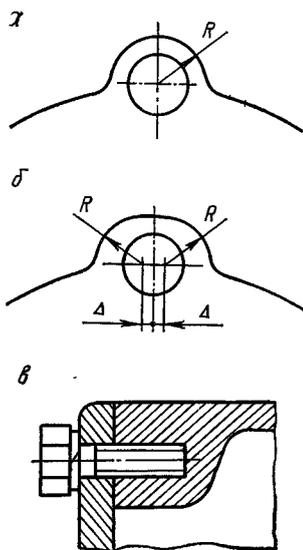


Рис. 4.14. Конструктивные схемы бобышек литых деталей

ние радиуса бобышки. Наиболее распространенным и эффективным является построение бобышки радиусами из двух центров, разнесенных относительно центра отверстия на $\Delta=2...3$ мм (рис. 4.14, б).

Резьбовое отверстие в картере не должно быть сквозным, так как при этом неизбежны утечки масла. Поэтому бобышки делают удлиненными, а резьбовые отверстия в них — глухими (рис. 4.14, в).

В стенках картера иногда предусматривают каналы для снабжения маслом мест трения, изолированных по каким-либо причинам от общей масляной ванны. Если при этом предполагают подавать масло к месту смазки самотеком, в картере необходимо предусматривать и специальные маслосборные карманы. Они должны размещаться выше мест трения, к которым подводится масло. Каналы в картере делают также для отвода масла из мест его скапливания, например, у маслоуплотняющих устройств.

4.6. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

При сборке агрегатов из деталей и машины из агрегатов используются многочисленные резьбовые соединения. Необходимо решить две очень важные задачи: обеспечить надежность соединения и свести к минимуму номенклатуру резьб.

На рис. 4.15, а, б показаны два варианта самого простого, широко распространенного и наименее трудоемкого в изготовлении соединения, состоящего из болта, гайки и пружинной шайбы. Его недостатком является ослабление затяжки болтов или гаек под воздействием вибраций в процессе эксплуатации. Поэтому в инструкциях всегда указывают на необходимость их периодической проверки и подтяжки. В то же время при затяжке болта или гайки возможна поломка пружинной шайбы. Такие соединения внутри картеров, особенно при наличии в них зубчатых передач, не используются, так как обломки пружинной шайбы или разъединившиеся детали соединения могут попасть между зубьями колеса и шестерни и вызвать поломку передачи. Кроме того, периодический осмотр и подтяжка внутри картера затруднены.

Для обеспечения беспрепятственной сборки в присоединяемой (рис. 4.15, а) и соединяемых (рис. 4.15, б) деталях диаметры отверстий должны быть на 0,5...1 мм больше, чем диаметр стержня болта. Болты и гайки изготавливаются из малоуглеродистых сталей на высокопроизводительных станках-автоматах.

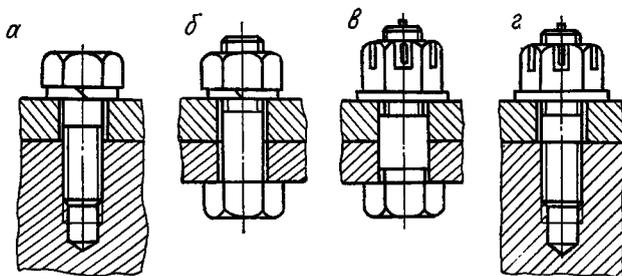


Рис. 4.15. Болтовые соединения

Соединение, показанное на рис. 4.15, в, состоит из болта, корончатой гайки и стопорного шплинта. Оно относится к наиболее ответственному, поэтому резьба в нем мелкая, а болт повышенной точности из качественной стали. Чаще всего такие болты встречаются во фланцевых вращающихся соединениях, передающих крутящие моменты. Когда нет возможности применить такое крепление, используют шпильное соединение (рис. 4.15, г). Шпилька ввертывается в картер по тугой посадке.

Корончатые гайки больших размеров применяются для фиксации в осевом направлении зубчатых колес, внутренних обоев подшипников, распорных втулок и других деталей на валах (см. рис. 4.7...4.9). При этом надежность фиксации обеспечивается стопорением гайки шплинтом. Благодаря прорезям (короне) можно производить регулировку зазоров в конических подшипниках и зацеплении зубчатых колес.

При ограниченном компоновочном пространстве для фиксации деталей на валу применяют вместо корончатой круглую шлицевую гайку, которая стопорится при помощи фасонной шайбы (рис. 4.16). Стопорение шлицевой гайки осуществляется следующим образом. Внутренний зуб шайбы входит в продольный паз на конце вала, а один из наружных отгибается во впадину между шлицами гайки после ее затяжки. Совпадение зуба и впадины обуславливается тем, что угол между наружными зубьями фасонной шайбы зависит от количества впадин на гайке и шага резьбы. При четырехшлицевой гайке он составляет 30° , при шестишлицевой — 20° . На рис. 4.16 показаны конструкции фасонных шайб. Примеры использования круглых шлицевых гаек с фасонными шайбами приведены на рис. 4.3...4.6.

Помимо рассмотренных выше методов стопорения одиночных гаек и болтов, существуют методы парного стопорения болтов при помощи пластинки (рис. 4.17, а) и проволоки (рис. 4.17, б), а также группового при помощи проволоки. В случае стопорения проволокой направление ее натяжения при связывании концов в узел должно совпадать с направлением затяжки болтов (рис. 4.17, в).

Рассмотрим наиболее характерные конструкции крепления одиночных зубчатых колес. На рис. 4.18 показано крепление колеса на консольной оси-пальце и самого пальца к картеру. Надежность этой системы обеспечивается комплексом конструктивных мер. Во-первых, стремятся к уменьшению размера l_1 насколько это воз-

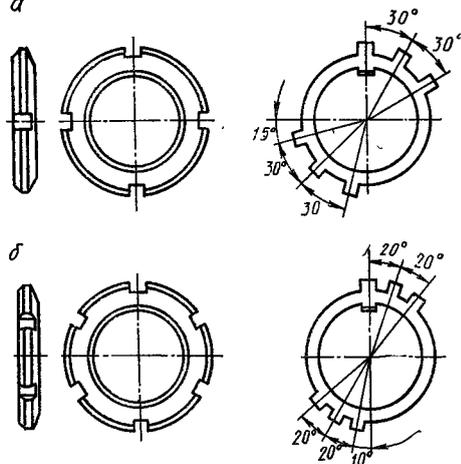


Рис. 4.16. Круглая шлицевая гайка с фасонной стопорной шайбой

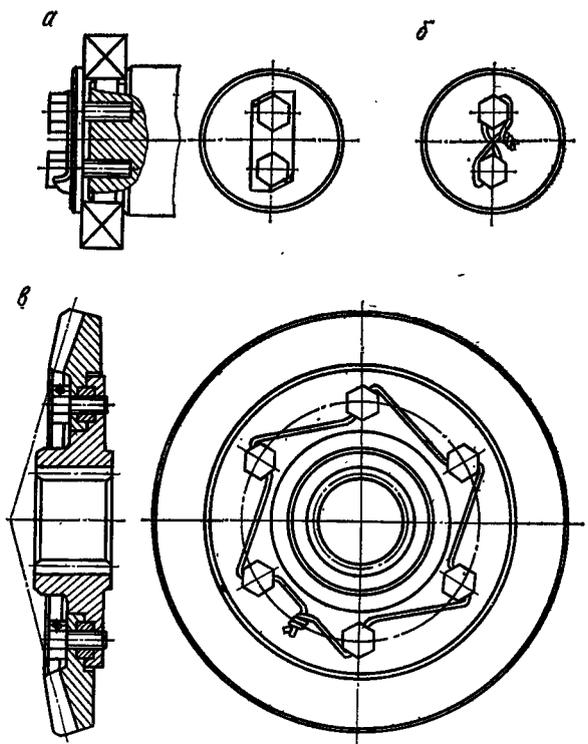


Рис. 4.17. Проволочные и пластинчатые стопные устройства

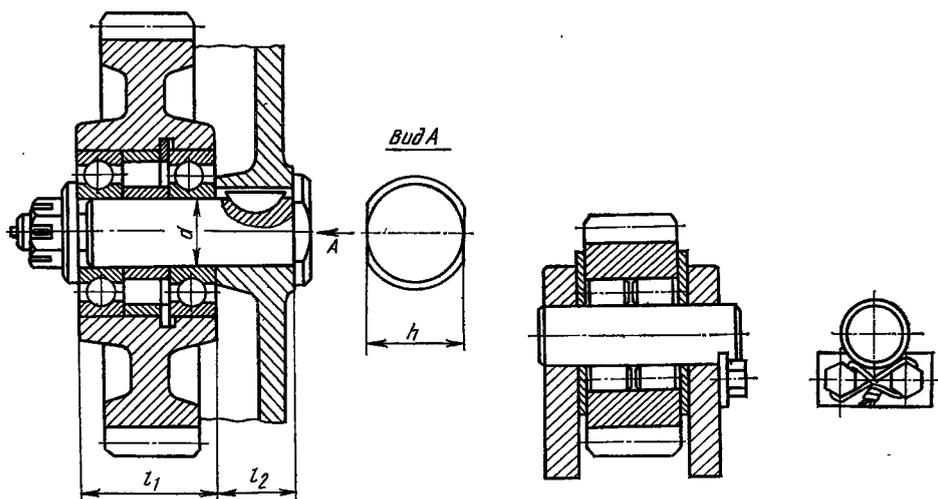


Рис. 4.18. Схема крепления консольной оси

Рис. 4.19. Схема фиксации оси сателлита планетарной передачи

можно и увеличению l_2 . Во-вторых, l_2 в любом случае делают не меньше диаметра пальца d . Палец вместе с деталями присоединяют к картеру корончатой гайкой и получают жесткий узел. Для затяжки гайки на головке пальца делают две параллельные лыски под ключ размером h . Во избежание проворачивания пальца в отверстии картера применяют шпонку.

Большие трудности возникают при фиксации пальцев спутников планетарной передачи. На рис. 4.19 показан один из наиболее распространенных методов. Достоинство его в том, что палец спутника получает осевую фиксацию сразу в двух направлениях, при этом предотвращается его проворачивание.

Угловые и осевые фиксации консольных осей и пальцев спутников всегда обязательны, а выбор метода осуществления определяется требованиями общей компоновки узла.

4.7. ЭЛЕМЕНТЫ СИСТЕМЫ СМАЗКИ АГРЕГАТОВ

Для снижения потерь мощности на трение и уменьшения скорости изнашивания соприкасающихся поверхностей деталей применяют смазку трущихся поверхностей и отвод от них теплоты с помощью масла. Температура масла в системе не должна превышать 80°C , так как при более высоких температурах происходит старение масла и обугливание органических материалов сальников и разного рода прокладок.

При создании систем смазки решают две задачи: а) подвод масла к местам трения и его отвод; б) охлаждение масла до нужной температуры. В агрегатах значительных габаритов со сложной компоновкой механизмов применяется принудительная система смазки, а в более простых — система смазки разбрызгиванием и подачи масла самотеком, для чего, как уже отмечалось, в картере предусматриваются особые карманы и каналы. Последнее осуществляется за счет выбора материала картера и его объема. Объем и форма картера определяют объем и уровень масла в нем. От объема масла, вида материала и площади поверхности картера зависит количество отводимой от агрегата теплоты. В большинстве случаев объем и форма картера выбираются по аналогу. Если его нет, прибегают к теплотехническому расчету. Когда нет необходимости в большом картере, а отвод теплоты должен быть интенсивным, применяют систему охлаждения масла. Для улучшения отвода теплоты в атмосферу картеры делают из алюминиевых сплавов, снабжая их ребрами, служащими одновременно ребрами жесткости.

Картер должен быть герметичным. Все отверстия в нем закрываются крышками, которые ставятся на прокладки из картона толщиной 0,2...0,8 мм. Ширина прокладок, а соответственно и привалочных поверхностей на крышках и картере, обычно составляет 12...20 мм. Для равномерного прижатия прокладки крышкой по всему периметру отверстия крепежные болты располагают на расстоянии 60...80 мм друг от друга. При этом качество уплотнения

зависит от точности (плоскостности) привалочных поверхностей.

При эксплуатации машины необходимо следить за уровнем масла и производить его замену. С этой целью в картере предусматривают заливные, контрольные и сливные отверстия. Все они, особенно заливное, должны быть достаточно больших диаметров для сокращения времени заливки и слива масла. Сливное отверстие располагают в самой нижней части картера, чтобы обеспечить полный слив масла. Отверстия, закрытые пробками, должны находиться в доступных местах. В целях герметичности часто применяют пробки с конической резьбой. При метрической резьбе пробку ставят с медно-асбестовой прокладкой.

Полная герметичность обуславливает повышение давления внутри картера при нагревании агрегата и выдавливание масла через уплотнения, особенно через сальники и манжеты. Для предотвращения этого в верхней части картера (чаще всего в заливной пробке) устанавливают сапун.

При проектировании машин высокой проходимости, а также предназначенных для работы как на суше, так и на воде, типа тракторов «Онежец», сапуны устанавливают обязательно на всех картерах трансмиссии и выводят их посредством трубок на уровень кабины водителя. Необходимость этих конструктивных мероприятий диктуется тем, что нагревающиеся при работе в воздушной среде картеры быстро охлаждаются в воде. При этом резко понижается давление в их полости, и через сальниковые уплотнения начинает проникать вода, которая смешивается с маслом. Поэтому наряду с установкой сапуна уплотняют отверстия между картером и выходящими из него валами двумя спаренными сальниками, развернутыми на 180°. Один не дает маслу вытекать из картера, второй — воде проникать внутрь.

При разработке системы смазки следует стремиться сделать ее централизованной. Это приводит к уменьшению числа пробок в конструкции, сокращению номенклатуры применяемых масел. Однако сделать это не всегда возможно. В таких случаях приходится разрабатывать индивидуальную систему с применением как жидких, так и густых (консистентных) масел. Индивидуально смазываются подшипники направляющих и опорных колес, а также поддерживающих роликов гусеничного трактора; подшипники ступиц ходовых колес колесных машин; подшипники шарниров карданных передач и т. д. В индивидуальной системе чаще всего применяют консистентные смазки. Для их ввода в систему на соответствующих корпусах вместо заливных отверстий устанавливают пресс-масленки.

4.8. УПЛОТНЕНИЯ

Уплотнения в узлах и агрегатах тракторов служат для предотвращения: потерь масла или предупреждения его течи из емкости (картера) и оттока от места смазки; попадания в систему извне пыли и других абразивных частиц, а также воды; перетекания мас-

ла из одной полости в другую, из системы высокого в систему низкого давления; смещения разных типов масел, а также масла с другими жидкостями и т. д.

В автотракторостроении наиболее распространенным элементом уплотнения является сальник. Рассмотрим особенности его конструкции и установки.

На рис. 4.20 приведены конструкции двух типов сальников. Один из них имеет две кромки — рабочую (уплотняющую) и противо-

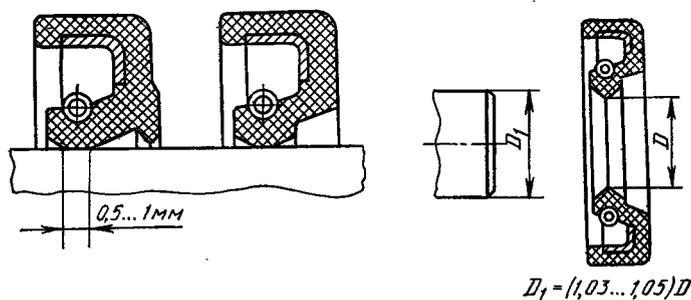


Рис. 4.20. Устройство сальников

пыльную, второй — только рабочую. Изготавливаются из маслостойкой резины, которая наваривается на стальной Г-образный каркас с целью надежной запрессовки их в гнездо или сквозное отверстие картера (крышки, стакана). Для плотного прижатия уплотняющей кромки к поверхности вращающегося вала на тыльной ее стороне устанавливаются кольцевую пружину.

Сальники необходимо подбирать исходя из зависимости $D_1 = (1,03...1,05)D$, где D_1 — диаметр шейки вала в местах установки сальника, D — диаметр рабочей кромки сальника в свободном состоянии. Если сальник подобран правильно, ширина его кромки, соприкасающейся с поверхностью вала в процессе работы, должна составлять 0,5...1 мм. При ширине, большей 1 мм, кромка начинает обгорать даже в случае небольшой скорости вращения вала. Шейку вала, которую охватывают сальник, пыльник и другие детали уплотнения, выполняют по высшему качеству (здесь недопустима в первую очередь овальность).

На рис. 4.21, а показана установка однокромочного сальника в комбинации с пыльником, который состоит из войлочного кольца и стальной обоймы. Пыльник предотвращает попадание абразивных частиц под уплотнительную кромку сальника, что способствует повышению его долговечности. Схема конструкции двухкромочного сальника показана на рис. 4.21, б. Он сконструирован с лабиринтным уплотнением, образованным двумя пылеотражательными щитками и кольцеобразным выступом крышки подшипника. Лабиринтное уплотнение предохраняет кромки сальника от повреждения крупными частицами грязи, камешками и прочими твердыми включениями. Высокая частота вращения вала и обильное смазывание

приводят к тому, что конический роликовый подшипник начинает работать как центробежный насос с небольшим напором и подачей масла в направлении большего торца конического ролика. Это приводит в случае его компоновки с уплотнением (рис. 4.21, в) к образованию некоторого подпора масла в зоне сальника. В целях снижения подпора в узле уплотнения ставят маслоотражательную шайбу 1 или делают канал 2 для отвода масла в картер, а чаще всего применяют и то и другое.

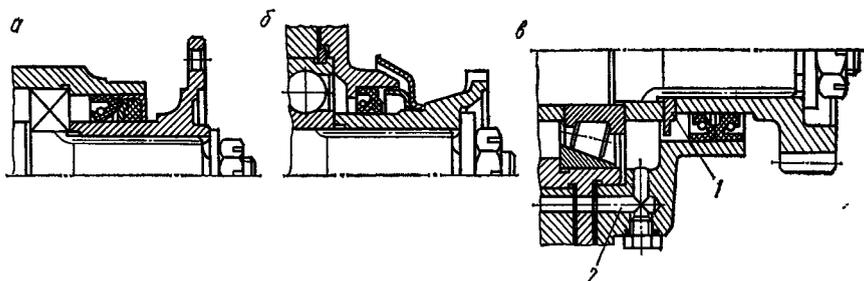


Рис. 4.21. Комбинированные уплотнения:

а—сальник с войлочным кольцом; б—сальник с лабиринтным уплотнением; в—спаренные сальники с маслоотражательным кольцом

Выше уже упоминалось о том, что для предотвращения течи масла из картера и попадания воды в его полость в машинах высокой проходимости и тракторах-амфибиях ставят два сальника, развернутых на 180° так, как показано на рис. 4.21, в. Когда их рабочие кромки оказываются ближе друг к другу, это приводит к большей концентрации теплоты, возникающей от трения в более узкой полосе, что ухудшает ее отвод через материал вала особенно от кромки наружного сальника, которая к тому же не омывается маслом.

Задача разработки надежных уплотнений узлов ходовой части гусеничных тракторов, работающих всегда в перенасыщенной абразивом среде, особенно сложна. Нужны уплотнения, которые могут хорошо противостоять в первую очередь механическим воздействиям и проникновению абразивных частиц. Поэтому они часто представляют собой сложную комбинацию из торцевого и других относительно простых уплотнений. Два варианта конструкций таких уплотнений приведены на рис. 4.22. Первое — наиболее сложное из них. Его конструкция состоит из лабиринтного 1 и торцевого 2...4 уплотнений, пыльника 5 и сальника 6. Торцевое уплотнение состоит из: вращающегося вместе со звездочкой пластмассового кольца 2, прижимающегося к его торцу при помощи пружин, стального среднего кольца 3 и связанного с последним посредством штифтов стального неподвижного кольца 4. Неподвижное удерживает среднее от проворачивания и служит опорой для пружин, а также выполняет роль обоймы войлочного пыльника. Образующаяся между неподвижным и средним кольцами щель уплотняется резиновым чехлом. Надежность любого торцевого уплотнения зависит от ше-

роховатости и приработки контактирующих друг с другом торцов вращающегося и прижимающегося к нему колец. На рис. 4.22, б представлен вариант наиболее простого торцевого уплотнения, состоящего из неподвижного 11 и вращающегося 10 колец. Последнее прижимается к неподвижному пружиной, закрытой гофрированным резиновым чехлом. Особенность конструкции в том, что в местах неподвижных соединений применены резиновые кольца 7...9.

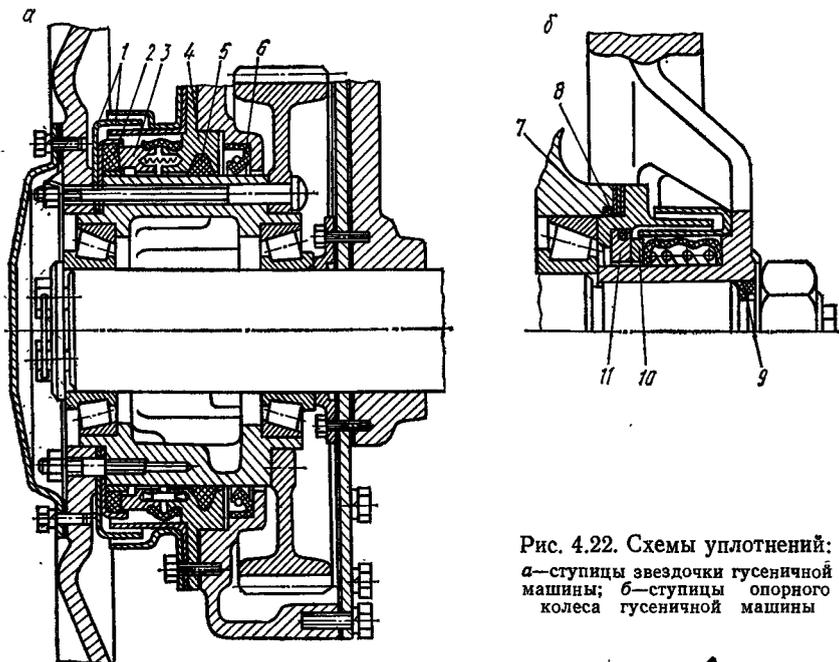


Рис. 4.22. Схемы уплотнений:
 а—ступицы звездочки гусеничной машины; б—ступицы опорного колеса гусеничной машины

Не меньшие трудности представляет устройство уплотнений в различного рода механизмах, в которых в качестве рабочего тела используется жидкость. К ним относятся силовые цилиндры гидронавесных систем тракторов, усилители тормозов и рулевого управления, гидрообъемные и гидродинамические передачи и др. Здесь влияние абразива ничтожно, зато значительны перепады давления, например от 10 МПа в гидроусилителе рулевого управления до 20 МПа в силовом цилиндре навесной системы.

В силовом цилиндре гидроусилителя руля трактора МТЗ-80/82 применены для уплотнения неподвижных и подвижных соединений резиновые кольца (рис. 4.23. а). Они используются, как правило, между неподвижными деталями, а иногда для уплотнения подвижных соединений, если при этом давление в системе относительно невелико и утечки рабочей жидкости незначительны.

Канавки под уплотнительные кольца выполняются, как правило, на охватываемых поверхностях. Это облегчает монтаж — демонтаж колец и обеспечивает их правильную укладку в канавках. Диаметр канавок делают несколько ббльшим внутреннего диаметра

ра колец, чтобы последние садились на охватываемые поверхности с натягом. Это предотвращает закручивание колец в процессе работы, а следовательно, и преждевременный выход уплотнения из строя.

При давлении в цилиндрах 10 МПа и более в целях предотвращения выдавливания резиновых колец в зазор между поверхностями цилиндра и поршня рекомендуется применять более жесткие

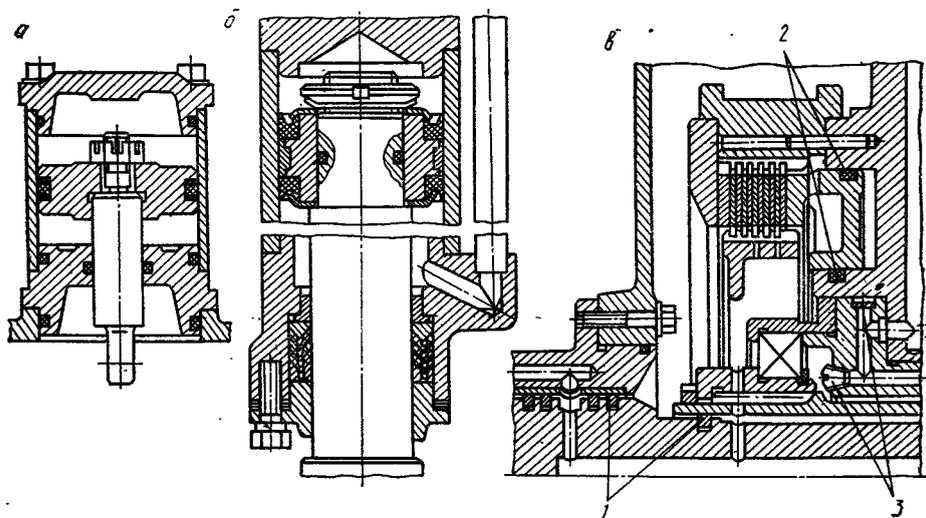


Рис. 4.23. Уплотнительные устройства гидравлических систем тракторов и автомобилей

(часто кожаные) защитные кольца прямоугольного сечения. Они устанавливаются либо с одной, либо с двух сторон резинового кольца в зависимости от количества рабочих полостей в цилиндре. Если рабочая полость одна, одиночное уплотнительное кольцо ставится ближе к ней. Применение защитных колец в уплотнении поршня показано на рис. 4.23, а.

В силовых цилиндрах навесной системы трактора или в цилиндре механизма подъема платформы самосвала для уплотнения взаимно подвижных деталей, имеющих возвратно-поступательное движение, применяют различного рода манжеты. Они используются в конструкциях уплотнений в виде манжет-одиночек и в виде пакетов. Особенность уплотнений этого типа в том, что плотность их прижатия к поверхностям можно регулировать. Так, в цилиндре, показанном на рис. 4.23, б, затяжка, а следовательно, и прижатие пакета шевронных манжет к поверхности штока и корпуса осуществляется набором прокладок, расположенных между корпусом и крышкой. В этом же цилиндре используются одиночные П-образные манжеты для уплотнения поршня. Они не регулируются, но фиксируются на поршне при помощи фасонных шайб круглой шлицевой гайкой.

В гидротрансмиссиях тракторов и автомобилей используются уплотнения самых разнообразных типов. На рис. 4.23, в показан фрагмент современной трансмиссии с гидроподжимными муфтами, в которой применены уплотнения трех типов: резиновые кольца 2, металлические разрезные упругие кольца 1 и заглушки 3. Резиновые кольца используются для уплотнения поршня и концентричного выступа кольцевого цилиндра бустера фрикциона. Они в отличие от рассматривавшихся ранее имеют прямоугольное сечение. К ним предъявляются такие же требования, как к резиновым кольцам с круглым сечением.

В рассматриваемой трансмиссии для уплотнения стыков жидкостных магистралей системы управления между валом и охватывающими его деталями используются металлические уплотнительные кольца. Они применяются, когда давление в системе находится в пределах 1...2 МПа, а незначительные утечки жидкости не влияют на ее работу. Металлические кольца отличаются малой работой трения, большой долговечностью и теплостойкостью. Все это предопределяет их установку главным образом на валах с большой частотой вращения.

При использовании для уплотнения металлических колец канавки должны выполняться только на охватываемых поверхностях деталей, а их размеры — с учетом возможных температурных изменений в процессе работы узла. В связи с этим на чертеже всегда следует показывать зазор между внутренним диаметром металлического кольца и диаметром канавки, как это сделано на рис. 4.23, в.

Многие каналы сложной формы в деталях гидротрансмиссий получают сверлением. Это неизбежно приводит к образованию излишних отверстий, называемых технологическими. Чтобы жидкость не вытекала через эти отверстия, их закрывают заглушками 3 (рис. 4.23, в). Если не требуется вскрывать канал для его очистки в процессе обслуживания машины, отверстие закрывают заглушкой из мягкой листовой стали путем запрессовывания ее в специально выполненное гнездо. В противном случае применяют пробку с конической резьбой.

4.9. ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ КАЧЕСТВА МАШИН И ИХ АГРЕГАТОВ

Большинство вопросов по организации технического обслуживания и ремонта, обеспечению безопасности при сборочно-разборочных работах и пожарной безопасности решается уже в процессе конструирования машин и их агрегатов. Каждый раз, разработав чертеж, нужно проверить, можно ли собрать или разобрать спроектированный агрегат, и тщательно продумать последовательность операций, поставив себя мысленно на место слесаря-сборщика (ремонтника) или водителя машины.

Чтобы агрегат, машина были удобны для сборки или разборки, на деталях и корпусах агрегатов следует предусматривать мон-

тажно-демонтажные выступы, площадки, лыски, резьбовые и простые отверстия (лючки), пазы, скобы, ушки и другие конструктивные элементы. Все перечисленные устройства должны быть, по возможности, рассчитаны на типовое монтажно-демонтажное оборудование.

Одновременно в процессе проектирования необходимо тщательно продумывать вопросы охраны труда и пожарной безопасности. В сборочных чертежах и инструкциях по эксплуатации машины должны быть оговорены правила сборки и разборки, а также даны рекомендации по использованию монтажно-демонтажного устройства, обеспечивающего безопасное выполнение операции. Разрабатывая чертеж компоновки машины в целом, необходимо тщательно продумывать размещение элементов топливной аппаратуры и электрооборудования, маслопроводов и электропроводки, чтобы избежать возникновения пожаров. При выполнении чертежей внешних видов тракторов и автомобилей не следует забывать о фарах, подфарниках, габаритных катафотах, указателях поворота, стеклоочистителях и др. Все это элементы безопасной эксплуатации машины.

Ремонт машин всегда связан с проблемой запасных частей. Ее решение — в унификации деталей. Проектируя машину или агрегат, необходимо стремиться к сокращению номенклатуры крепежных деталей, подшипников, типоразмеров шлицевых соединений, модулей зубчатых колес, а также самих агрегатов: коробок, мостов, кабин и др.

Сокращению сроков запуска новой машины в производство способствует использование в ней хорошо себя зарекомендовавших, отработанных узлов, деталей и их элементов машин-предшественниц. При массовом производстве заимствование элементов детали не требует модернизации хорошо освоенных инструмента и станка, заимствование детали — целой станочной линии с отработанной технологией, а заимствование узла — производственного участка или даже цеха. При этом снижаются затраты на проектирование и производство, значительно уменьшается трудоемкость изготовления машины.

4.10. РАЗМЕРНЫЕ ЦЕПИ

Согласно заданию на проектирование, разрабатывают эскизно несколько вариантов компоновки агрегата. Один из них, максимально удовлетворяющий требованиям технического задания, дорабатывают, и он становится основным документом — контрольным сборочным чертежом. На его основе делают детализовку, назначают посадки, определяют номинальные размеры деталей и допустимые их отклонения. Эта работа весьма ответственна, так как недостаток или избыток размеров детали затрудняет ее изготовление, а допуски — возможность изготовления именно на данном предприятии и взаимозаменяемость ее с однотипной. Назначенные допуски на отклонение размеров отдельных деталей

должны быть уточнены расчетом размерных цепей сборочной единицы, состоящей из соединяемых в один узел нескольких деталей.

Допуски записывают в два «этажа». Верхний допуск устанавливает больший предельный размер, а нижний — меньший (например, $50_{-0,15}^{+0,35}$; $50_{-0,05}^{+0,15}$; $50_{-0,35}^{-0,15}$). Если верхний и нижний допуски имеют разные знаки, но значения их одинаковы, они записываются одной цифрой со знаками плюс-минус рядом с номинальным размером ($50 \pm 0,10$). Когда один из допусков равен нулю, номинальный размер записывается с одним допуском, при этом плюсовой ставится вверху, а минусовой внизу ($50_{-0,20}^{+0,20}$; $50_{-0,20}$). Допуск не проставляется совсем, если номинальный размер детали не сопрягается ни с каким другим размером и не влияет на сборку узла.

В расчете всегда участвуют две размерные цепи. Первая из них (внутренняя) представляет сумму предельных размеров сопряженных между собой деталей сборочной единицы, вторая (внешняя) — сумму предельных размеров деталей, охватывающих сборочную единицу.

Рассмотрим последовательность и алгоритм расчета этих размерных цепей на примерах.

На рис. 4.24, а показан типичный узел и его размерные цепи. Запишем размеры каждой цепи с их допусками, как показано ниже, и сложим их (номинальные размеры и допуски складываются независимо друг от друга, так же складываются верхние и нижние допуски).

<p>1-я цепь:</p> $\begin{array}{r} 20,0_{-0,10} \\ 24,0_{-0,05} \\ 60,0_{-0,10} \\ 24,0_{-0,05} \\ \hline 128,0_{-0,30} \end{array}$	<p>2-я цепь:</p> $\begin{array}{r} 86,0_{-0,20}^{+0,20} \\ 0,4 \text{ (прокладка)} \\ 30,0_{-0,20} \\ 0,4 \text{ (прокладка)} \\ 11,8_{-0,10} \\ \hline 128,6_{-0,30}^{+0,20} \end{array}$
--	--

Размеры подшипников и допуски на них берутся из каталога. Размеры 0,4 мм получаются после обжатия прокладок, первоначальная толщина которых 0,5 мм.

Получив предельные размеры цепей, следующим образом находят их предельные отклонения от суммарного номинального размера. Вычитают номинальный размер первой цепи из номинального размера второй, записывают полученную разность и находят ее верхний и нижний допуски. Для этого изменяют знаки допусков первой цепи на обратные (в рассматриваемом случае только нижнего, так как верхний равен нулю) и находят алгебраическую сумму нижнего допуска первой цепи и верхнего второй. Эта сумма записывается как верхний допуск полученной разности. Нижний ее допуск находится как алгебраическая сумма верхнего допуска первой цепи (с измененным знаком на обратный) и нижнего допуска второй. Таким образом получают предельное отклонение цепи, которое представляет собой зазор Δ ,

имеющий два значения: максимальное при минимальных размерах сопряженных в цепи деталей и минимальное при максимальных размерах тех же деталей.

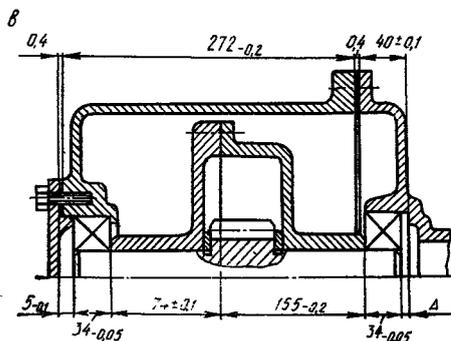
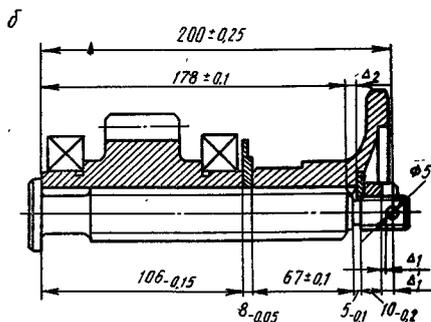
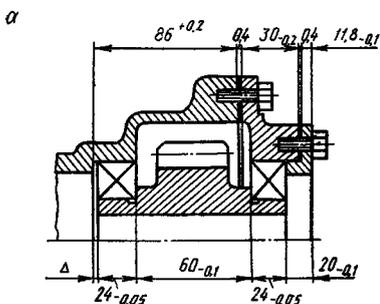
Выполненная операция записывается так:

$$\begin{array}{r} 128,6^{+0,20}_{-0,30} \\ - \\ 128,0_{-0,30} \\ \hline 0,6^{+0,50}_{-0,30} \end{array} \quad \Delta = \begin{array}{|c|} \hline 1,10 \\ \hline 0,30 \\ \hline \end{array}$$

Зазор может быть удовлетворительным, если он достаточен по условию сборки и для компенсации возможного теплового расширения деталей в процессе эксплуатации. Если он мал (велик), его изменяют корректировкой допусков на размеры сопряженных деталей. Иногда корректируют размер одной детали.

В рассматриваемом примере оба полученных зазора можно считать удовлетворительными. Если возникает необходимость в корректировке допусков, лучше изменять допуски одного размера, например, размера (одной детали) 11,8.

Рассмотрим расчет размерных цепей более сложного варианта рассмотренного выше узла (рис. 4.24, в).



$$\begin{array}{r} \text{1-я цепь:} \\ 5,0_{-0,10} \\ 34,0_{-0,05} \\ 74,0 \pm 0,10 \\ 165,0_{-0,20} \\ 34,0_{-0,05} \\ \hline 312,0^{+0,10}_{-0,50} \end{array}$$

$$\begin{array}{r} \text{2-я цепь:} \\ 0,4 \text{ (прокладка)} \\ 272,0_{-0,20} \\ 0,4 \text{ (прокладка)} \\ 40,0 \pm 0,10 \\ \hline \end{array}$$

$$\hline 312,8^{+0,10}_{-0,30}$$

Рис. 4.24. Схемы к расчету размерных цепей

Для определения зазоров вычитаем предельные значения размеров цепей:

$$\begin{array}{r} 312,8_{-0,30}^{+0,10} \\ - \\ 312,0_{-0,50}^{+0,10} \\ \hline 0,8_{-0,40}^{+0,60} \end{array} \quad \Delta = \begin{array}{|c|} \hline 1,40 \\ \hline 0,40 \\ \hline \end{array}$$

Полученный результат можно считать удовлетворительным.

Для обеспечения сборности узла нужно, чтобы было два зазора Δ_1 и Δ_2 (рис. 4.24, б). Первый должен обеспечить вход в отверстие шплинта, второй — исключить упор шайбы в заплешико шлицевого вала. В связи с этим здесь используются две пары расчетных цепей. Определим, из каких размеров состоит первая из них. Во внутреннюю ее цепь входит ширина ступицы зубчатого колеса, толщина маслоотражательного кольца, длина шлицевого отверстия фланца, толщина шайбы и высота корончатой гайки от ее основания до прорези. Внешняя цепь этой пары состоит из одного размера — расстояния между головкой вала и центром отверстия под шплинт. Проведем расчет рассмотренной пары цепей.

$$\begin{array}{r} \text{1-я цепь: } 106,0_{-0,15} \\ \quad 8,0_{-0,05} \\ 67,0 \pm 0,10 \\ \quad 5,0_{-0,10} \\ \quad 10,0_{-0,20} \\ \hline 196,0_{-0,60}^{+0,10} \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{2-я цепь: определяется} \\ \text{одним размером} \\ 200,0 \pm 0,25 \end{array}$$

Определим их разность:

$$\begin{array}{r} 200,0 \pm 0,25 \\ - \\ 196,0_{-0,60}^{+0,10} \\ \hline 4,0_{-0,35}^{+0,85} \end{array} \quad \Delta'_1 = \begin{array}{|c|} \hline 4,85 \\ \hline 3,65 \\ \hline \end{array}$$

Чтобы найти искомый зазор Δ_1 , нужно полученные значения Δ'_1 уменьшить на радиус отверстия под шплинт, т. е. на 2,5 мм. Тогда

$$\Delta_1 = \begin{array}{|c|} \hline 2,35 \\ \hline 1,15 \\ \hline \end{array}$$

Полученный результат вполне удовлетворителен.

Внутреннюю цепь второй пары составляет только один размер — расстояние от головки вала до конца его шлицевой поверхности, а внешнюю — ширина ступицы зубчатого колеса, толщина маслоотражательного кольца и длина шлицевого отверстия фланца. Рассчитаем эти цепи и установим пределы зазора Δ_2 .

$$\begin{array}{r} \text{1-я цепь: определяется} \\ \text{одним размером} \\ 178 \pm 0,10 \end{array} \quad \begin{array}{r} \text{2-я цепь: } 106,0_{-0,15} \\ \quad 8,0_{-0,05} \\ 67,0 \pm 0,10 \\ \hline 181,0_{-0,30}^{+0,10} \end{array}$$

Определим их разность:

$$\begin{array}{r} 181,0^{+0,10}_{-0,30} \\ - \\ 178,0 \pm 0,10 \\ \hline 3,0^{+0,20}_{-0,40} \end{array} \quad \boxed{\Delta_2 = \begin{array}{l} 3,20 \\ 2,60 \end{array}}$$

Полученные значения можно было бы увеличить на 1...1,5 мм. Однако значительное увеличение зазора ведет к уменьшению рабочей длины шлиц. Поэтому необходимо остановиться на полученных значениях.

Расчет размерных цепей производится не только для обеспечения сборности узлов, но и стыковки целых агрегатов между собой, а также включения и выключения различного рода муфт, подвижных зубчатых колес коробок передач и т. д. В любом случае расчет цепей остается аналогичным рассмотренному. В условиях массового производства контрольная проверка таким расчетом предупреждает возможность поступления в работу чертежей, содержащих неувязанные и ошибочные размеры.

Глава 5. ВЫБОР РАСЧЕТНЫХ НАГРУЗОК И ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЭЛЕМЕНТОВ ТРАКТОРА

5.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

В тракторостроении, как и в других отраслях машиностроения, различают два вида расчета — проектировочный и проверочный. При проектировочном количестве неизвестных величин, как правило, превышает число расчетных уравнений. Поэтому приходится задаваться многими величинами, а также применять расчеты по приближенным и эмпирическим формулам. Для проверочного расчета принятой конструкции необходимые размеры берутся из чертежа. Работоспособность конструкции оценивается сравнением напряжений, возникающих в деталях от действующих механических нагрузок и тепловых полей, с напряжениями, соответствующими предельному состоянию этих деталей. Критерии предельного состояния зависят от условий работы конструкции, механических свойств материалов, теплового режима и режима нагружения. Поэтому выполняется несколько проверочных расчетов одной и той же детали с учетом особенностей работы, возможных поломок и износов, называемых расчетами по предельным состояниям.

Основные виды расчетов по предельным состояниям связаны с проверкой выносливости, прочности, жесткости, устойчивости конструкции либо с анализом особых случаев ее напряженного состояния.

Зубчатые колеса, зубчатые соединения и подшипники трансмиссий тракторов рассчитываются на выносливость (износостойкость для шлицевых соединений) и прочность, валы трансмиссии — на выносливость с проверкой жесткости (длинные карданные валы рассчитываются на устойчивость по критической частоте вращения).

5.2. РАСЧЕТНЫЕ НАГРУЗКИ

Проектировочный расчет деталей трансмиссии трактора выполняют на максимальную длительно действующую нагрузку, в качестве которой принимается меньший из двух моментов: крутящий M_d , определяемый по номинальному моменту двигателя, или момент M_φ , определяемый по сцеплению движителей с почвой:

$$M_d = M_{en} \eta_{д.р} \eta_{д.п}; \quad M_\varphi = \frac{G_{сц} \varphi r_k}{u_{р.к} \eta_{р.к} \eta_r}$$

где M_{eN} — номинальный крутящий момент двигателя, Н·м; $u_{д.р}$, $\eta_{д.р}$ — соответственно передаточное число и к.п.д. передачи от двигателя до рассчитываемой детали; $G_{сц}$ — сцепной вес трактора (с учетом веса навесных машин), Н; φ — коэффициент сцепления; $r_{к}$ — расчетный радиус ведущих колес трактора, м; $u_{р.к}$, $\eta_{р.к}$ — соответственно передаточное число и к.п.д. передачи от вала рассчитываемой детали до ведущих колес; $\eta_{г}$ — к.п.д. ведущего участка гусеницы, $\eta_{г} = 0,97$ (для колесного трактора $\eta_{г} = 1$).

Коэффициент сцепления колесного движителя с грунтом принимается в зависимости от основных размеров шины:

$$\varphi = 0,4 + 1,34 B_{ш} \sqrt{B_{ш} D_{ш}} \leq 0,75,$$

где $B_{ш}$, $D_{ш}$ — соответственно ширина профиля и диаметр шины, м.

Для гусеничных тракторов $\varphi = 1$.

Для тракторов с четырьмя ведущими колесами расчетный момент до разветвления потока мощности следует определять таким же образом, причем M_{φ} рассчитывается по формуле

$$M_{\varphi} = \frac{\varphi_1 G_1 r_{к1}}{u_{р.к1} \eta_{р.к1}} + \frac{\varphi_2 G_2 r_{к2}}{u_{р.к2} \eta_{р.к2}},$$

где φ_1 , φ_2 — коэффициенты сцепления соответственно передних и задних ведущих колес; G_1 , G_2 — нормальная нагрузка соответственно на передние и задние колеса, Н; $r_{к1}$, $r_{к2}$ — расчетные радиусы соответственно передних и задних колес, м; $u_{р.к1}$, $\eta_{р.к1}$, $u_{р.к2}$, $\eta_{р.к2}$ — передаточное число и к.п.д. передачи от вала рассчитываемой детали соответственно до передних и задних колес.

Если в приводе к передним ведущим колесам установлены муфты свободного хода, то расчетный момент от точки ответвления до задних ведущих колес равен меньшему из двух моментов:

$$M_{д2} = M_{eN} u_{д.р} \eta_{д.р} \quad \text{или} \quad M_{\varphi 2} = \frac{\varphi_2 G_2 r_{к2}}{u_{р.к2} \eta_{р.к2}},$$

т. е. детали кинематической цепи от точки ответвления до задних колес могут нагружаться полным приведенным моментом двигателя.

Расчетный момент от точки ответвления до передних ведущих колес в этом случае равен меньшему из двух:

$$M_{д1} = \lambda M_{eN} u_{д.р} \eta_{д.р} \quad \text{или} \quad M_{\varphi 1} = \frac{\varphi_1 G_1 r_{к1}}{u_{р.к1} \eta_{р.к1}},$$

$$\text{где } \lambda = \frac{\varphi_1 G_1}{\varphi_1 G_1 + \varphi_2 G_2}.$$

Если в трансмиссии трактора с колесной формулой 4×4 нет муфты свободного хода или межосевого дифференциала, кинематические цепи к переднему и заднему мостам рассчитываются по моментам $M_{\varphi 1}$ и $M_{\varphi 2}$.

Для гидромеханических трансмиссий определение расчетного момента по двигателю ведется исходя из крутящего момента на

валу турбины M_T , соответствующего минимальному значению к.п.д. гидротрансформатора в рабочей зоне ($\eta \approx 0,8$):

$$M_d = M_T u_{тр} \eta_{тр},$$

где $u_{тр}$ — передаточное число от турбины до рассчитываемой детали; $\eta_{тр}$ — к.п.д. передачи от турбины до рассчитываемой детали.

При расчетах на выносливость деталей, испытывающих циклические напряжения нестационарного уровня, весь комплекс нагрузок может заменяться одной расчетной.

Для определения максимальных динамических моментов необходимо рассчитать динамическую схему машинного агрегата трактора и затем по специальной программе на ЭВМ — динамические нагрузки на его отдельных звеньях [24, 35]. В первом приближении их определяют следующим образом.

Для колесных тракторов максимальный динамический момент на первичном валу коробки передач равен меньшему из двух: при однодисковом сцеплении

$$M_{\max} = 1,5 M_c \text{ или } M_{\max} = \frac{1,4 G_{сц} r_k}{u_o \eta_m};$$

при двухдисковом

$$M_{\max} = 1,2 M_c \text{ или } M_{\max} = \frac{1,4 G_{сц} r_k}{u_o \eta_m};$$

при многодисковом

$$M_{\max} = 1,1 M_c \text{ или } M_{\max} = \frac{1,4 G_{сц} r_k}{u_o \eta_m},$$

где M_c — момент трения сцепления, Н·м; u_o — общее передаточное число трансмиссии на данной передаче; η_m — механический к.п.д. трансмиссии.

Динамический момент на первичном валу гусеничных тракторов определяется по моменту трения во фрикционном сцеплении: однодисковом $M_{\max} = 1,5 M_c$; двухдисковом $M_{\max} = 1,2 M_c$; многодисковом $M_{\max} = 1,1 M_c$.

В гидромеханических трансмиссиях максимальный динамический момент $M_{\max} = M_{T \max}$, где $M_{T \max}$ — максимальный момент на турбине гидротрансформатора при передаточном отношении $i = 0$.

Максимальный динамический момент на отдельных валах определяют по максимальному динамическому моменту на первичном валу коробки передач.

5.3. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О РАСЧЕТАХ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ НАГРУЖЕНИИ

Расчеты на выносливость производятся для деталей, испытывающих циклические нагружения.

Уравнение наклонной ветви кривой усталости Велера (рис. 5.1) в степенной форме:

$$\sigma_i^m N_{iп} = \text{const}, \quad (5.1)$$

где σ_i — напряжение при i -м режиме нагружения; m — показатель степени уравнения кривой усталости; $N_{iн}$ — число циклов нагружения до разрушения при i -м режиме.

Для технических расчетов на изгиб деталей из нормализованных и улучшенных сталей обычно принимают $m = 6$, из закаленных — $m = 9$. При контактных нагружениях для сталей независимо от термообработки $m = 6$ или $m = 3$, если вместо контактного напряжения σ_H по Герцу в расчетах зубчатых колес используются зависимости с коэффициентом контактных напряжений:

$$\Pi_H = \left(\frac{\sigma_H}{Z_M} \right)^2,$$

где Z_M — коэффициент, учитывающий механические свойства сопряженных зубчатых колес (ГОСТ 21354—75).

Длительно действующие нагрузки в трансмиссии трактора, по которым производится расчет на выносливость, и соответствующие им циклические напряжения в деталях имеют переменный уровень. Чтобы оценить усталостную прочность детали с помощью диаграммы при нестационарном режиме нагружения (см. рис. 5.1), обычно пользуются линейным

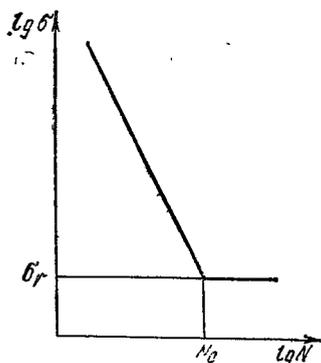


Рис. 5.1. Кривая усталости в логарифмических координатах:

σ_r — предел выносливости; N_0 — базовое число циклов

законом суммирования усталостных повреждений:

$$\sum N_i / N_{iн} = 1, \quad (5.2)$$

где N_i — общее число циклов за время действия i -й нагрузки, при которой число циклов до разрушения равно $N_{iн}$.

Например, если деталь выработала при напряжении σ_1 половину своего ресурса $N_{1н}$, а потом стала работать при напряжении σ_2 , ее оставшийся ресурс равен половине $N_{2н}$.

Умножая числитель и знаменатель уравнения (5.2) на σ_i^m и учитывая равенство (5.1), получаем

$$\sum \sigma_i^m N_i = \text{const.}$$

На основании этой формулы весь комплекс нагрузок (напряжений) заменяется действием одной, обычно максимальной с эквивалентным числом циклов нагружений:

$$N_0 = 60 \sum \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_1} \right)^m n_i T_i, \quad (5.3)$$

где σ_1 — напряжение, по отношению к которому определяется N_0 ; n_i — число циклов в минуту при i -м режиме нагружения; T_i — время работы детали при i -м режиме, ч.

Эквивалентное число циклов N_a нагружений связано с нормируемым временем T_H (ч) работы детали соотношением

$$N_a = 60n_1 T_H K_B, \quad (5.4)$$

где K_B — коэффициент приведения.

Из равенств (5.3) и (5.4) следует:

$$K_B = \sum \left(\frac{\sigma_i}{\sigma_1} \right)^m \cdot \frac{n_i}{n_1} \cdot \frac{T_i}{T_H}.$$

Поскольку напряжения в деталях трансмиссии пропорциональны моментам, при расчетах на выносливость деталей трансмиссии коэффициенты приведения времени могут определяться по формуле

$$K_B = \sum \left(\frac{M_i}{M_1} \right)^m \left(\frac{n_i}{n_1} \right) \alpha_i,$$

где M_i , n_i и α_i — соответственно крутящий момент, частота вращения вала и относительное время работы на i -м режиме; M_1 , n_1 — крутящий момент и частота вращения в расчетном режиме.

5.4. ВЫБОР НАГРУЗОЧНОГО РЕЖИМА ПРИ РАСЧЕТЕ ДЕТАЛЕЙ ТРАНСМИССИИ ТРАКТОРОВ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ

Расчетный нагрузочный режим деталей трансмиссий определяется на основе совокупности данных об использовании тракторов по видам работ. Распределение времени работы тракторов на типичных сельскохозяйственных операциях приведено в табл. 5.1.

Табл. 5.1. Характеристика времени использования колесных и гусеничных тракторов

Вид работы	Относительная продолжительность работы (в процентах от общего времени использования за год) тракторов					
	колесных класса			гусеничных класса		
	1, 4	3	5	2	3	4
Пахота	—	25	35	20	23	40
Боронование	—	—	—	—	10	15
Дискование	—	5	—	—	10	—
Культивация	6	15	10	20	10	10
Междурядная обработка	7	—	—	15	—	—
Сев	—	—	10	—	—	10
Сенсорборочные работы	13	—	—	—	10	—
Уборка картофеля и корнеплодов	5	—	—	10	—	—
Уборка зерновых и силосных культур	5	—	—	5	—	—
Транспорт	50	50	35	15	15	10
Внесение удобрений	7	—	—	15	5	—
Бульдозерные и погрузочные работы	7	5	10	—	15	15

Табл. 5.2. Распределение относительной продолжительности работы трактора по видам работ и интервалам касательной силы тяги

Виды работ	Интервалы касательной силы тяги трактора, кН							
	менее P_{K1}	$P_{K1} \dots P_{K2}$	$P_{K2} \dots P_{K3}$	$P_{K3} \dots P_{K4}$	$P_{K4} \dots P_{K5}$	$P_{K5} \dots P_{K6}$	$P_{K6} \dots P_{K7}$...
Пахота	α_1	α_2	α_3	α_4	α_5	α_6	α_7	...
Боронование
Дискование
И т. д.								

Табл. 5.3. Распределение относительной продолжительности работы трактора по передачам и интервалам касательной силы тяги

Номер передачи	Интервалы касательной силы тяги трактора, кН							
	менее P_{K1}	$P_{K1} \dots P_{K2}$	$P_{K2} \dots P_{K3}$	$P_{K3} \dots P_{K4}$	$P_{K4} \dots P_{K5}$	$P_{K5} \dots P_{K6}$	$P_{K6} \dots P_{K7}$...
1	α_{11}	α_{12}	α_{13}	α_{14}	α_{15}	α_{16}	α_{17}	
2	α_{21}	α_{22}	α_{23}	α_{24}	α_{25}	α_{26}	α_{27}	
...								
j	α_{j1}	α_{j2}	α_{j3}	α_{j4}	α_{j5}	α_{j6}	α_{j7}	
...								
n	α_{n1}	α_{n2}	α_{n3}	α_{n4}	α_{n5}	α_{n6}	α_{n7}	

Из анализа условий эксплуатации, технической характеристики трактора и энергетических характеристик машин и орудий, агрегируемых с ним, устанавливается относительная продолжительность работы трактора α по видам работ и интервалам касательной силы тяги (табл. 5.2). Затем с учетом технических характеристик машин, агрегируемых с трактором, на основании табл. 5.2 определяется относительная продолжительность работы трактора в каждом интервале касательной силы тяги по передачам (табл. 5.3).

Диапазон изменения крутящего момента на первичном валу коробки передач представляется на каждой j -й передаче в виде k ступеней:

$$M_{ji} = \frac{P_{Ki} r_K}{u_i \eta_j},$$

где M_{ji} — момент на первичном валу коробки передач, соответствующий j -й ступени регулирования и i -му интервалу касательной силы тяги, Н·м; P_{Ki} — верхнее в i -м интервале значение касательной силы тяги, Н; u_i , η_j — соответственно передаточное число и к.п.д. трансмиссии от первичного вала коробки передач до ведущих колес.

При гидромеханической трансмиссии по выходной характеристике силовой установки «двигатель — гидротрансформатор» определяется частота вращения n_{ji} первичного вала коробки передач, со-

ответствующая крутящему моменту M_{ji} . В качестве расчетного на j -й ступени регулирования принимается наибольший момент $M_j = M_{ji \max}$. Он не должен превышать номинальный момент двигателя в механической трансмиссии или момент на валу турбины при допустимом снижении к.п.д. гидротрансформатора в гидромеханической трансмиссии.

Расчетная частота вращения первичного вала коробки передач на j -й ступени регулирования принимается равной номинальной частоте вращения n_H коленчатого вала двигателя в механических или частоте вращения вала турбины при расчетном моменте M_j в гидромеханических трансмиссиях.

Относительная продолжительность работы трактора на j -й передаче

$$\alpha_j = \sum_{i=1}^k \alpha_{ji}.$$

Коэффициенты приведения времени для каждой передачи вычисляются по следующим формулам:

$$(K_{BF})_j = \frac{1}{\alpha_j} \sum_{i=1}^k \left(\frac{M_{ij}}{M_j} \right)^9 \frac{n_{ij}}{n_j} \alpha_{ij};$$

$$(K_{BH})_j = \frac{1}{\alpha_j} \sum_{i=1}^k \left(\frac{M_{ij}}{M_j} \right)^3 \frac{n_{ij}}{n_j} \alpha_{ij};$$

$$(K_{BP})_j = \frac{1}{\alpha_j} \sum_{i=1}^k \left(\frac{M_{ij}}{M_j} \right)^{3,33} \frac{n_{ij}}{n_j} \alpha_{ij}.$$

Параметры нагрузочного режима окончательно представляют в виде табл. 5.4.

Табл. 5.4. Параметры нагрузочного режима при расчете на выносливость деталей трансмиссии трактора

Передача	Момент на первичном валу коробки передач, Н·м	Частота вращения первичного вала коробки передач, с ⁻¹	Относительная продолжительность работы при данном моменте	Расчетный момент на первичном валу, Н·м	Расчетная частота вращения первичного вала, с ⁻¹	Относительная продолжительность работы на данной передаче	Коэффициенты времени		
							K_{BF}	K_{BH}	K_{BP}
j	M_{j1}	n_{j1}	α_{j1}	M_j	n_j	α_j	$(K_{BF})_j$	$(K_{BH})_j$	$(K_{BP})_j$
	M_{j2}	n_{j2}	α_{j2}						
						
	M_{ji}	n_{ji}	α_{ji}						
						
	M_{jk}	n_{jk}	α_{jk}						

При известном M_j расчетный момент на любом валу трансмиссии на данной передаче определяют по общей формуле:

$$M_{pj} = \lambda M_j u_{pj} \eta_{pj},$$

где λ — коэффициент, показывающий, какая часть момента передается данным валом; u_{pj} — передаточное отношение от первичного вала коробки передач до данного вала при работе на j -й передаче; η_{pj} — к.п.д. передачи между первичным валом коробки передач и данным валом.

В гидромеханической трансмиссии рассматриваются два участка: 1) двигатель — вал насосного колеса гидротрансформатора; 2) вал турбины гидротрансформатора — ведущие колеса трактора. Для первого участка расчетным является номинальный крутящий момент двигателя, для второго он определяется по максимальному в рабочей зоне моменту на турбинном валу гидротрансформатора.

Для механической и второго участка гидромеханической трансмиссий расчетная частота вращения вала

$$n_{pj} = n_j / u_{pj}.$$

При расчетах согласующего редуктора, установленного на первом участке гидромеханической трансмиссии, расчетную частоту вращения определяют исходя из номинальной частоты вращения вала двигателя.

5.5. ОЦЕНКА ВЫНОСЛИВОСТИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПОДШИПНИКОВ

Расчет на выносливость зубчатых колес состоит из следующих основных этапов: 1) определения напряжения σ_F изгиба зуба и параметра Π_H контактного напряжения активной поверхности зуба; 2) определения ресурса R_{1F} выносливости при изгибе и ресурса R_{1H} контактной выносливости, которые расходуются зубчатым колесом за 1 ч работы; 3) оценки выносливости.

Расчет подшипников качения на выносливость включает: 1) определение эквивалентной нагрузки подшипника; 2) определение ресурса выносливости подшипника, расходующегося за 1 ч работы; 3) оценку выносливости.

Из возможных способов оценки выносливости зубчатых колес и подшипников ниже рассматривается оценка по сроку службы.

Пусть нагрузочный режим задан одним значением расчетного крутящего момента M_{pj} и расчетной частотой вращения n_{pj} , относительной продолжительностью работы машины на данной ступени регулирования α_j и коэффициентами приведения времени $(K_{вF})_j$, $(K_{вH})_j$, $(K_{вP})_j$.

Требуемый ресурс выносливости зубчатого колеса, т. е. ресурс, который расходует за 1 ч работы машины (в условных единицах),

$$R_{1H} = 60 a n_{pj} \alpha_j (K_{вH})_j \Pi_H^{mH};$$

$$R_{1F} = 60 a n_{pj} \alpha_j (K_{вF})_j \sigma_{Fj}^{mF},$$

где a — фактор цикличности; mH — показатель кривой контактной усталости зуба; mF — показатель кривой усталости зуба при изгибе.

Предварительно найденные значения Π_{Hj} и σ_{Fj} необходимо сравнить с предельным напряжением (контактным Π_{HPO} и при изгибе σ_{FPO}), соответствующим определенному технологическому комплексу обработки зубьев, характеру нагружения и базовому числу циклов напряжения. Если $\Pi_{Hj} < 0,9 \Pi_{HPO}$ или $\sigma_{Fj} < 0,9 \sigma_{FPO}$, соответствующее значение R_{1H} или R_{1F} не определяется.

Требуемый ресурс выносливости подшипника шарикового

$$R_{1ш} = 60n_{pj}\alpha_j(K_{вH})_j P_j^{mH};$$

роликового

$$R_{1рп} = 60n_{pj}\alpha_j(K_{вF})_j P_j^{mP},$$

где P_j — приведенная нагрузка на подшипник.

Если в детали циклические напряжения переменны на нескольких ступенях регулирования машины, то нагрузочный режим может быть задан для каждой ступени регулирования в отдельности. В этом случае каждой ступени регулирования соответствует одно значение расчетного момента M_{pj} , одна расчетная частота вращения n_{pj} , относительная продолжительность работы α_j и коэффициенты $(K_{вH})_j$, $(K_{вF})_j$ и $(K_{вP})_j$.

Ресурс, расходуемый деталью за 1 ч работы,

$$R_{1H} = 60a (\Pi_{H1}^{mH} \alpha_1 n_{p1} K_{вH1} + \Pi_{H11}^{mH} \alpha_{11} n_{p11} K_{вH11} +$$

$$+ \Pi_{H111}^{mH} \alpha_{111} n_{p111} K_{вH111} + \dots);$$

$$R_{1F} = 60a (\sigma_{F1}^{mF} \alpha_1 n_{p1} K_{вF1} + \sigma_{F11}^{mF} \alpha_{11} n_{p11} K_{вF11} +$$

$$+ \sigma_{F111}^{mF} \alpha_{111} n_{p111} K_{вF111} + \dots);$$

$$R_{1ш} = 60 (P_{ш1}^{mH} \alpha_1 n_{p1} K_{вH1} + P_{ш11}^{mH} \alpha_{11} n_{p11} K_{вH11} +$$

$$+ P_{ш111}^{mH} \alpha_{111} n_{p111} K_{вH111} + \dots);$$

$$R_{1рп} = 60 (P_{рп1}^{mP} \alpha_1 n_{p1} K_{вP1} + P_{рп11}^{mP} \alpha_{11} n_{p11} K_{вP11} +$$

$$+ P_{рп111}^{mP} \alpha_{111} n_{p111} K_{вP111} + \dots).$$

При расчете зубчатых колес и подшипников, работающих на всех передачах, нагрузочный режим может быть задан одним значением расчетного крутящего момента $M_{рп}$, одним значением расчетной частоты вращения $n_{рп}$ и коэффициентами приведения общего времени

$$K_{вНО} = \sum_{j=1}^n (K_{вH})_j \alpha_j \frac{n_{pj}}{n_{п1}} \left(\frac{M_{pj}}{M_{п1}} \right)^{mH};$$

$$K_{BFO} = \sum_{j=1}^n (K_{BF})_j \alpha_j \frac{n_{pj}}{n_{pI}} \left(\frac{M_{pj}}{M_{pI}} \right)^{mF};$$

$$K_{BPO} = \sum_{j=1}^n (K_{BP})_j \alpha_j \frac{n_{pj}}{n_{pI}} \left(\frac{M_{pj}}{M_{pI}} \right)^{mP}.$$

В этом случае

$$R_{IH} = 60a\Pi_{HI}^{mH} n_{pI} K_{BHO};$$

$$R_{IF} = 60a\sigma_{FI} n_{pI} K_{BFO};$$

$$R_{Iш} = 60P_{ш}^{mH} n_{pI} K_{BHO};$$

$$R_{Iпн} = 60P_{пн}^{mP} n_{pI} K_{BPO}.$$

Когда найден ресурс, расходуемый деталью за 1 ч работы машины, рассчитывают общий ресурс выносливости, которым располагает данная деталь.

Общий ресурс контактной выносливости зубчатого колеса

$$R_{H \text{ lim}} = \Pi_{HPO}^{mH} N_{HO},$$

где N_{HO} — базовое число циклов нагружения при расчете на выносливость.

Общий ресурс выносливости при изгибе зубчатого колеса

$$R_{F \text{ lim}} = \sigma_{FPO}^{mF} N_{FO},$$

где N_{FO} — базовое число циклов нагружения при работе на изгиб.

Общий ресурс выносливости подшипника качения

$$R_{ш \text{ lim}} = C_{ш}^{mH} \cdot 10^6;$$

$$R_{пн \text{ lim}} = C_{пн}^{mP} \cdot 10^6,$$

где C — динамическая грузоподъемность подшипника, Н.

Продолжительность работы (ч) машины до появления прогрессирующего выкрашивания активных поверхностей зубьев

$$H_H = R_{H \text{ lim}} / R_{IH},$$

до усталостной поломки зуба

$$H_F = R_{F \text{ lim}} / R_{IF}.$$

Продолжительность работы (ч) машины до выхода из строя подшипника качения

$$H_{ш} = R_{ш \text{ lim}} / R_{Iш}, \quad H_{пн} = R_{пн \text{ lim}} / R_{Iпн}.$$

Методы расчета выносливости зубчатых колес приведены в ГОСТ 21354—75 и в руководствах [11, 35], расчета динамической грузоподъемности подшипников качения и приведенной нагрузки — в ГОСТ 18855—82, ОСТ 23.1.339—78 и руководствах [3, 8, 11].

5.6. РАСЧЕТ ВАЛОВ И ОСЕЙ

Валы и оси рассчитывают на прочность и выносливость с проверкой их жесткости.

Расчет валов (осей) на статическую прочность ведут по наибольшей динамической нагрузке. Анализ эпюр изгибающих и крутящих моментов позволяет установить, какие сечения вала являются опасными и подлежат расчету. Для этих сечений определяют напряжение от изгиба σ и от кручения τ .

Коэффициенты запаса прочности составляют:

по нормальным напряжениям $n_{T\sigma} = \sigma_T/\sigma$; по касательным напряжениям $n_{T\tau} = \tau_T/\tau$.

Коэффициент запаса прочности по пределу текучести определяют из соотношения

$$n_T = \frac{n_{T\sigma} n_{T\tau}}{\sqrt{n_{T\sigma}^2 + n_{T\tau}^2}}.$$

Минимальные значения коэффициентов запаса прочности $n_T = 1,7 \dots 2,2$. Если действительные нагрузки не могут быть достаточно точно определены расчетом, коэффициенты запаса прочности следует увеличивать на 20...50%.

Расчет вала на выносливость ведут по наибольшей длительно действующей нагрузке с учетом режима нагружения. Первый этап сводится к определению номинальных напряжений по общеизвестным формулам. В большинстве случаев трудно установить действительный цикл нагружения машины в период эксплуатации. Тогда расчет выполняется по номинальной нагрузке, а цикл напряжений принимается симметричным для напряжений изгиба и отнулевым для напряжений кручения. Согласно этому условию,

$$\sigma_a = \sigma = M_H/W_H; \quad \tau_a = \tau = M_K/W_K,$$

а средние напряжения цикла

$$\sigma_m = 0; \quad \tau_m = \tau_a/2.$$

В расчете используется эквивалентная амплитуда напряжений:

$$(\sigma_a)_{\text{пр}} = \sigma_a K_{\sigma\sigma}, \quad (\tau_a)_{\text{пр}} = \tau_a K_{\sigma\tau},$$

где K_{σ} — коэффициент эквивалентности.

Коэффициент эквивалентности в случае изгиба

$$K_{\sigma\sigma} = \sqrt[9]{\frac{60 n_{pI} T_H}{10^7} \sum \left(\frac{\sigma_j}{\sigma_I} \right)^9 (K_{\sigma F})_j \alpha_j \frac{n_{pj}}{n_I}},$$

где n_{pI} — частота вращения вала (расчетная) на низшей ступени регулирования, мин^{-1} ; T_H — нормируемый срок службы трансмиссии, ч; σ_I — напряжение, соответствующее расчетной нагрузке на низшей ступени регулирования, Па.

Для валов, расположенных за коробкой передач,

$$K_{\text{вс}} = \sqrt[9]{\frac{60n_{\text{д}} T_H}{10^7} K_{\text{ВГО}}}.$$

Из-за отсутствия, как правило, данных о числе циклов изменения напряжения кручения принимают приближенно.

$$K_{\text{вк}} = K_{\text{вс}}.$$

Значения $K_{\text{вс}}$ и $K_{\text{вк}}$ ограничиваются: $0,6 \leq K_{\text{в}} \leq 1$.

Дальнейший расчет вала на выносливость сводится к определению пределов выносливости и вычислению запаса прочности.

Пределы выносливости вала в сечении D

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma})_D}; \quad (\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_{\tau})_D}.$$

Коэффициенты концентрации напряжений $(K_{\sigma})_D$ и $(K_{\tau})_D$ для данного сечения вала определяются согласно рекомендациям, изложенным в справочных пособиях [27].

Коэффициенты запаса прочности по пределу выносливости при изгибе n_{σ} и при кручении n_{τ} (с учетом τ_m)

$$n_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{K_{\text{вс}} \sigma_a}; \quad n_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_D}{K_{\text{вс}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m},$$

где ψ_{τ} — коэффициент, учитывающий влияние асимметрии цикла; для углеродистых сталей $\psi_{\tau} = 0,05 \dots 0,1$, для легированных $\psi_{\tau} = 0,10 \dots 0,15$.

Общий запас прочности по пределу выносливости

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq 1,5 \dots 1,8.$$

5.7. РАСЧЕТ СЦЕПЛЕНИЯ

Размеры сцепления рассчитывают исходя из необходимости передачи крутящего момента M_G , превышающего номинальный момент M_{eN} двигателя:

$$M_G = \beta M_{eN}.$$

Выбор коэффициента запаса сцепления β зависит от условий работы трактора и конструкции сцепления. Его значения, по данным НАТИ, приводятся в табл. 5.5. Размеры фрикционных накладок соответствуют ГОСТ 1786—80.

Допустимая сила нажатия на поверхности трения (H) определяется по формуле

$$Q = p \frac{\pi}{4} (D_{\text{н}}^2 - D_{\text{в}}^2),$$

где p — допустимое давление, МПа; $D_{\text{н}}$, $D_{\text{в}}$ — соответственно наружный и внутренний диаметры фрикционной накладки, мм.

Табл. 5.5. Типоразмерный ряд тракторных сцеплений

Типоразмер сцепления	Наружный диаметр ведомого диска, мм	Число ведомых дисков	Размер фрикционных накладок, мм		Коэффициент запаса сцепления, не более	Номинальный момент двигателя, Н·м	Допустимая частота вращения, мин ⁻¹
			Внутренний диаметр	Толщина			
I	190	1	130	3,5	2	14,7...39,2	4000
II	280	1	180	4,0	2,6	69,7...137	2500
III	300	1	200	4	2,8	168...196	2500
IV	325	1	200	4	2,8	208...245	2500
V	340	1	195	4	2,8	253...284	2500
VI	350	2	210	4	2,8...3,2*	294...441	2500
VII	400	2	220	4...5	3,2	466...589	2500
VIII	450	2	240	5,5	3,5	716...1100	2000

* Больше значение коэффициента запаса — для трелювочного трактора.

Для накладок из асбестовой композиции $p = 0,15...0,3$ МПа.

Статический момент трения (Н·м), соответствующий допустимому давлению,

$$M_c = \mu Q R_{cp} z,$$

где μ — коэффициент трения; R_{cp} — средний радиус накладок, м; z — число пар поверхностей трения.

Для накладок из асбестовых композиций, работающих по чугуну, $\mu = 0,3...0,5$.

Критериями работоспособности сцепления являются удельная работа трения $A_{уд}$, наибольшая поверхностная плотность теплового потока q_{max} , увеличение температуры Δt стального диска за одно включение, а также средняя расчетная долговечность.

В результате решения системы дифференциальных уравнений, которые описывают движение машины при буксовании сцепления, находят зависимости от времени угловых скоростей ведущих и ведомых частей фрикциона и определяют полную работу трения A_T и максимальный тепловой поток Φ_{max} .

На основании схематизации процесса разгона машинно-тракторного агрегата (рис. 5.2) получено выражение для расчета полной работы трения

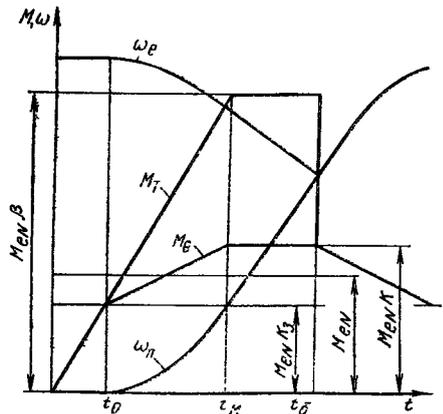


Рис. 5.2. Теоретическая диаграмма процесса разгона машинно-тракторного агрегата

фрикционного сцепления [7]:

$$A_T = \frac{M_{eN}}{2} \omega_{ex} \beta (2t_6 - t_m) - \frac{M_{eN}^2}{24\beta^2} [(\beta - K_a)(3\beta + K_a)t_m^2 + 12\beta^2(t_6 - t_m)(\beta t_6 - K_a t_m)] \left(\frac{\beta - K}{J_d} - \frac{\beta - K_a}{J_n} \right),$$

где A_T — работа трения, Дж; ω_{ex} — угловая скорость вала двигателя на холостом ходу, рад/с; t_m — время включения сцепления, с; t_6 — время буксования сцепления, с; K_a — коэффициент загрузки двигателя, $K_a \leq 1$; K — коэффициент приспособляемости двигателя; J_d, J_n — приведенные к валу двигателя моменты инерции соответственно двигателя и агрегата, кг·м².

Время буксования рассчитывается по формуле:

$$t_6 = \frac{\omega_{ex}}{M_{eN} \left(\frac{\beta - K}{J_d} - \frac{\beta - K_a}{J_n} \right)} + \frac{t_m (\beta + K_a)}{2\beta}.$$

В инженерном расчете A_T время включения сцепления рекомендуется принимать равным 1,5 с.

Можно также рассчитать максимальный тепловой поток (Вт):

$$\Phi_{max} = \beta M_{eN} \omega_{ex} - \frac{M_{eN}^2}{2} (\beta - K_a) \left(\frac{\beta - K}{J_d} - \frac{\beta - K_a}{J_n} \right).$$

Параметры $A_{уд}$ и q_{max} находят путем деления значений соответствующих полных параметров A_T и Φ_{max} на суммарную площадь поверхностей всех пар трения сцепления. Для надежно работающих сцеплений $A_{уд} = 0,5 \dots 0,6$ МДж/м², $q_{max} = 2$ МВт/м².

В однодисковых сцеплениях наиболее теплонагруженным является нажимной диск, в многодисковых — стальные диски без накладок. При одном включении повышение температуры диска не должно превышать 10...15 °С.

Кроме указанных выше, при проектировании сцепления выполняются еще ряд расчетов: пружин, рычажков и их осей и т. д. Если в механизм сцепления встраивается гаситель крутильных колебаний, производятся расчеты, связанные с определением характеристик демпфера, и расчеты его элементов [2].

Проектирование привода сцепления производится с учетом следующих ограничений: 1) максимальное усилие на педали при выключенном сцеплении составляет 120 Н (ГОСТ 12.2.019—76); 2) предельный полный ход педали по условиям удобства управления не должен превышать 180 мм; 3) в выключенном сцеплении осевой зазор между поверхностями трения должен быть в пределах 0,8...1 мм (в многодисковых — 0,3...0,4 мм); 4) во включенном сцеплении осевой зазор между подшипником муфты выключения и плоскостью концов рычажков выключения должен составлять 2,5...4,5 мм.

5.8. РАСЧЕТ МЕХАНИЧЕСКИХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Основные размеры и параметры главных деталей коробки передач определяют при проектировочном расчете. Предварительно выбранные значения уточняют по результатам проверочных расчетов. Ориентировочно межосевое расстояние (мм) определяют по формуле, рекомендуемой ГОСТ 21354—75:

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{M_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_{ba} \sigma_{HP}^2}},$$

где K_a — вспомогательный коэффициент; u — передаточное число пары; M_2 — расчетный момент, передаваемый зубчатым колесом, Н·м; $K_{H\beta}$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца; ψ_{ba} — коэффициент ширины зубчатого венца; σ_{HP} — допускаемое контактное напряжение, МПа.

Значения коэффициентов рабочей ширины зубчатого венца для цилиндрических зубчатых колес тракторов:

Наименование узла	ψ_{ba}
Коробки передач с неподвижными осями валов	0,15...0,22
Планетарные коробки передач	<u>0,32...0,4</u>
Прочие планетарные механизмы трансмиссий	0,35...0,5
Конечные рядные передачи тракторов:	
колесных	0,16...0,2
гусеничных	0,2...0,3

Значения $K_{H\beta}$ и σ_{HP} принимают по ГОСТ 21354—75. Для прямозубых передач $K_a = 495$, для косозубых $K_a = 430$.

В коробках передач с постоянным зацеплением могут применяться косозубые цилиндрические зубчатые колеса с углом наклона линии зуба $\beta_n = 20...30^\circ$, зависящим от нормального m_n и окружного m_t модулей:

$$\cos \beta_n = m_n / m_t.$$

Рабочая ширина зубчатых венцов

$$b_w = \psi_{ba} a_w.$$

Нормальный модуль m_n выбирают в соответствии с ГОСТ 9563—60, ориентируясь на рекомендации, выработанные практикой:

$$m_n = \frac{2a_w \cos \beta_n}{z_1 (u + 1)},$$

где z_1 — количество зубьев ведущей шестерни; u — передаточное число данной пары.

Минимальное число зубьев шестерни в передаче без смещения $z_{\min} = 17 \cos \beta_n$. Суммарное количество зубьев пар переднего хода современных тракторов $z_c = z_1 (u + 1) = 55...75$.

Для получения стандартного m_n уточняются значения z_1 и u . Необходимость в таком уточнении возникает, если применяется передача со смещением или при изменении угла наклона линии зуба.

Смещение зубчатых колес используется в целях повышения прочности и износостойкости зубьев, устранения подреза зубьев при $z_1 < 17 \cos \beta_n$, обеспечения заданного межосевого расстояния. Коэффициенты смещения исходного контура χ_1 и χ_2 цилиндрических передач внешнего зацепления приводятся в приложении 2 к ГОСТ 16532—70.

Если при выбранном значении β_n

$$a = \frac{m_n z_c}{2 \cos \beta_n} < a_w,$$

то для обеспечения заданного межосевого расстояния a_w должен быть найден коэффициент суммы смещений χ_Σ .

Коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = (a_w - a)/m_n.$$

Угол профиля зубчатых колес

$$\alpha_t = \arctg (\tg \alpha / \cos \beta_n).$$

Угол зацепления передачи, зубчатые колеса которой изготовлены со смещением,

$$\alpha_{tw} = \arccos \left(\frac{a}{a_w} \cos \alpha_t \right).$$

Необходимый коэффициент суммы смещений

$$\chi_\Sigma = z_c (\text{inv } \alpha_{tw} - \text{inv } \alpha) / 2 \tg \alpha.$$

Допускаемые значения χ_Σ и рекомендации по разбивке суммы смещений на составляющие χ_1 и χ_2 приведены в приложении 2 к ГОСТ 16532—70.

Степень точности изготовления передачи выбирается по табл. 5.6 в зависимости от окружной скорости.

Виды сопряжения зубьев и соответствующие им значения бокового зазора для цилиндрических зубчатых колес приведены в ГОСТ 1643—81. При выборе сопряжения зубьев требуемый боковой зазор можно найти по формуле

$$j_{n \min} = C a_w \cdot 10^{-6} + k_{v0} m \cdot 10^{-3},$$

где C — коэффициент для стальных колес и корпуса, $C=0,197$, для стальных колес и чугунного корпуса $C=217$; k_{v0} — коэффициент, зависящий от окружной скорости v_1 шестерни, $k_{v0}=7,5+0,83 v_1$ для $v_1 \leq 15$ м/с.

Геометрический расчет цилиндрических зубчатых колес внешнего зацепления производится в соответствии с ГОСТ 16532—70. Технические требования к зубчатым колесам трансмиссий тракторов приведены в ГОСТ 2794—80.

При расчете жесткости валов их диаметры получаются больше,

Т а б л. 5.6. Ориентировочные значения предельных окружных скоростей (м/с) в зависимости от степени точности и вида зубьев

Вид зубьев	Вид передач	Степени точности по ГОСТ 1643—81 и ГОСТ 1768—81				
		5	6	7	8	9
Прямые	Цилиндрические	Более 15	Не более 15	Не более 10	Не более 6	Не более 2
	Конические	Более 14	Не более 14	Не более 10	Не более 5	Не более 2
Непрямые	Цилиндрические	Более 30	Не более 30	Не более 15	Не более 10	Не более 4
	Конические	Более 25	Менее 25	Менее 16	Менее 8	Менее 4

чем при расчете на прочность, и они работают преимущественно с невысокими напряжениями. Поэтому проектный расчет валов ведут упрощенно, определяя диаметр d (мм) вала по формуле:

$$d = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_p}{0,2[\tau]}}$$

где M_p — расчетный крутящий момент, Н·м; $[\tau]$ — допускаемое напряжение кручения, $[\tau] = 20 \dots 30$ МПа.

Проверку жесткости и выносливости валов выполняют согласно отраслевому стандарту ОСТ 23.1.341—72.

Шлицевые и шпоночные соединения рассчитывают на смятие. Для шлицевых соединений, нагруженных поперечными силами, рекомендуется выполнять проверочный расчет на износостойкость по ОСТ 23.1.458—78 и ОСТ 23.1.459—78. Общие технические условия на шлицевые тракторные валы приведены в ГОСТ 2796—81. Размеры, допуски и профиль зубьев (шлицев) валов стандартизованы (ГОСТ 1139—80 и ГОСТ 6033—80).

Основные размеры подшипников устанавливают при эскизном проектировании. Проверочные расчеты подшипников качения на динамическую и статическую грузоподъемность проводят в соответствии с ГОСТ 18855—82 и ГОСТ 18854—82. Радиальные подшипники скольжения рассчитывают по давлению $p = 1 \dots 3$ МПа и величине $pv = 6 \dots 12$ МВт/м² (v — окружная скорость на шейке вала, м/с). Ориентировочно принимают $l/d = 0,8 \dots 1,2$ (l — длина подшипника, d — диаметр).

Характерной особенностью коробок передач с переключением на ходу является наличие в их составе фрикционов включения передач. Рекомендуемое число поверхностей трения в одном фрикционе — не более 12. Относительная скорость скольжения дисков на периферии не должна превышать 30 м/с при длительном режиме работы трансмиссии и 60 м/с при кратковременном. В каждой паре выключенного фрикциона должен обеспечиваться зазор 0,2...0,5 мм (большие значения для больших диаметров). В качестве пар трения чаще всего применяются чередующиеся стальные диски без накладок и покрытые металлокерамикой. В зависимости от диаметра толщина стальных дисков составляет 1...3 мм, металлокерамики

0,5...1,5 мм. При расчете момента трения фрикциона принимают коэффициент запаса 2...2,5, коэффициент трения 0,08...0,12. В целях повышения последнего используется граничная смазка. Для этого давление на поверхности трения должно быть не менее 0,6...0,7 МПа и не более 1,5...2,5 МПа. В ряде конструкций после включения фрикциона оно доводится до 3...4 МПа. Площадь поршня гидравлического цилиндра выбирают так, чтобы статическое давление масла находилось в пределах 0,8...1,6 МПа.

5.9. РАСЧЕТ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ

Гидромеханическая трансмиссия (ГМТ) состоит из последовательно соединенных гидротрансформатора (ГТ) или гидромукты и механической передачи.

На промышленных тракторах широкое распространение получили одноступенчатые комплексные ГТ с центростремительным турбинным колесом. Их характеристика (рис. 5.3) представляет собой графическую зависимость коэффициента момента насосного колеса (λ), коэффициента трансформации (K) и к.п.д. (η) гидротрансформатора от передаточного отношения i :

$$i = n_T/n_H; K = M_T/M_H;$$

$$\lambda = \frac{M_H}{\rho g D^5 n_H^2}; \eta = Ki,$$

где n_T, n_H — частота вращения соответственно турбины и насоса, мин^{-1} ; M_T, M_H — момент на валу соответственно турбины и насоса, $\text{Н} \cdot \text{м}$; ρ — плотность рабочей жидкости, $\text{кг}/\text{м}^3$; D — активный диаметр, м.

Нагружающие свойства гидротрансформатора оцениваются коэффициентом момента насосного колеса λ_M при $K=1$ (при переходе на режим гидромукты) и коэффициентом прозрачности $\Pi = \lambda_{\text{max}}/\lambda_M$.

Зона регулирования ГТ при $\eta > 0,8$ (от $i_{0,8}$ до i_M) называется рабочей. Средняя мощность на турбинном валу, а следовательно, и производительность трактора зависят от способа совмещения характеристик ГТ и двигателя, особенно у непрозрачных тракторных ГТ. Исследования, выполненные в НАТИ, показали, что передаточное отношение i_0 при оптимальном совмещении находится между i^* и i_M [30]. Совмещение, близкое к оптимальному, обеспечивается путем выбора ГТ с соответствующими активным диаметром и энергонасыщенностью, устанавливаемым по ГОСТ 20228—74.

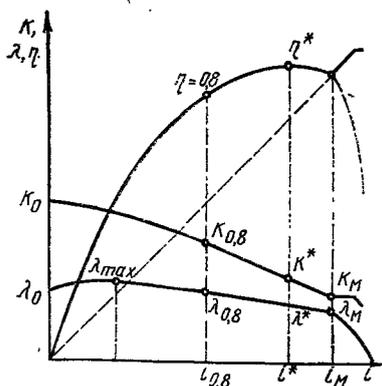


Рис. 5.3. Характеристика комплексного гидротрансформатора

Активный диаметр ГТ зависит от класса трактора и мощности его двигателя. При выбранном диаметре D модификация ГТ по энергонасыщенности устанавливается по коэффициенту λ_c , соответствующему режиму совмещения ($\text{мин}^2/\text{м}$):

$$\lambda_c = \frac{M_{eN}}{\rho g D^5 n_{eH}^2},$$

где M_{eN} — момент двигателя, работающего в номинальном режиме, Н·м; n_{eH} — номинальная частота вращения вала двигателя, мин^{-1} .

$$n = \frac{\lg P_{k \max} - \lg P_{k \min}}{\lg K_{0,8}},$$

где $P_{k \max}$, $P_{k \min}$ — максимальное и минимальное значения касательной силы тяги трактора, Н; $K_{0,8}$ — коэффициент трансформации на границе рабочей зоны ГТ при $\eta = 0,8$.

Расчетным значениям $P_{k \max}$ и $P_{k \min}$ соответствуют передаточные числа механической части трансмиссии:

$$u_{\max} = \frac{P_{k \max} r_k}{M_{T(0,8)} \eta_{M,r}}; \quad u_{\min} = \frac{P_{k \min} r_k}{M_{T,M} \eta_{M,r}},$$

где r_k — расчетный радиус ведущего колеса, м; $M_{T(0,8)}$, $M_{T,M}$ — моменты на турбине, соответствующие границам рабочей зоны ГТ, Н·м; $\eta_{M,r}$ — к.п.д. механической части трансмиссии (с учетом к.п.д. ведущего участка гусеницы трактора).

Передаточные числа на промежуточных передачах подбирают так, чтобы образовался геометрический ряд передаточных чисел со знаменателем

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{u_{\min}}{u_{\max}}}.$$

Работа трения гидроподжимной муфты коробки передач при трогании и разгоне трактора с ГМТ меньше по сравнению с работой трения сцепления трактора с механической трансмиссией. Для оценки работы трения фрикционной муфты в ГМТ при трогании можно использовать формулу, предложенную в работе [23].

Гидросистема ГМТ обеспечивает управление гидроподжимными фрикционными муфтами ГМТ, смазку и охлаждение элементов механического редуктора и охлаждение масла в ГТ, создание в ГТ избыточного давления для исключения кавитации. На рис. 5.4 приведена схема гидросистемы ГМТ трактора-погрузчика.

Давление масла в главной магистрали должно быть минимальным с целью снижения потерь, но достаточным для передачи крутящего момента фрикционными ГМТ на всех режимах ее работы. В большинстве конструкций ГМТ главное давление составляет от 0,8 до 1,6 МПа (чаще 0,9...1,2 МПа). Давление подпитки (на входе в гидротрансформатор) — 0,2...0,45 МПа, на большинстве моделей тракторов с ГМТ — 0,25...0,35 МПа. В системе смазки давление составляет 0,07...0,15 МПа (чаще 0,09...0,11 МПа).

Подача насоса объединенной системы маслопитания ГМТ связана с мощностью двигателя корреляционной зависимостью:

$$Q_H = 9,1N_{eN},$$

где Q_H — подача насоса, $\text{см}^3/\text{с}$; N_{eN} — эксплуатационная мощность двигателя, кВт.

В настоящее время распространены системы с нерегулируемым главным давлением. Однако для сохранения постоянного коэффи-

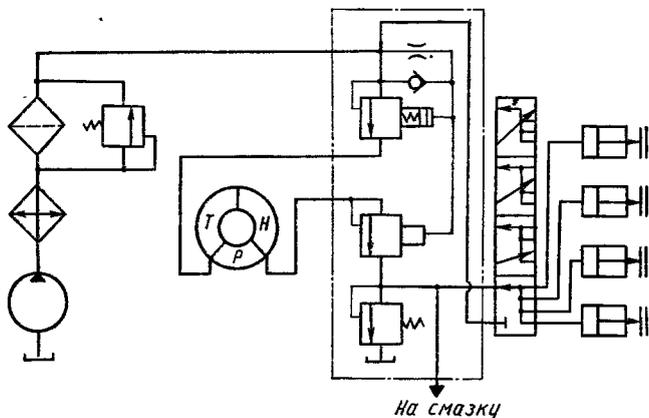


Рис. 5.4. Система маслопитания гидромеханической трансмиссии трактора

циента запаса фрикционной муфты ГМТ на данной передаче необходимо регулировать его так, чтобы обеспечивалось условие [13]

$$p_H / (M_T u_{Tj}) = \text{const},$$

где M_T — момент на валу турбины; u_{Tj} — передаточное число на j -й передаче между валом турбины и валом, на котором установлен фрикцион.

При включении другой ступени может изменяться положение фрикциона в кинематической схеме ГМТ относительно вала турбины. В этом случае необходимо осуществлять ступенчатое изменение главного давления пропорционально изменению u_{Tj} .

5.10. РАСЧЕТ КАРДАНЫХ ПЕРЕДАЧ

В плоской карданной передаче геометрические оси вращения ведущего, карданных и ведомого валов расположены в одной плоскости. Однако возможны случаи, когда оси ее валов не лежат в одной плоскости. Такие передачи можно назвать пространственными карданными.

Для того чтобы в плоской двухшарнирной карданной передаче с шарнирами неравных угловых скоростей обеспечивалось синхронное вращение конечных валов, углы γ_1 и γ_2 между карданным валом и соединяемыми им валами должны быть равными, а вилки

шарниров на концах карданного вала при сборке должны устанавливаться в одной плоскости.

В пространственной двухшарнирной карданной передаче (рис. 5.5) плоскость передачи Π_1 , в которой расположен первый карданный шарнир, проходит через ось вращения ведущего 1 и карданного 3 валов, а плоскость передачи Π_2 для второго карданного шарнира — через оси вращения карданного 3 и ведомого 2 валов.

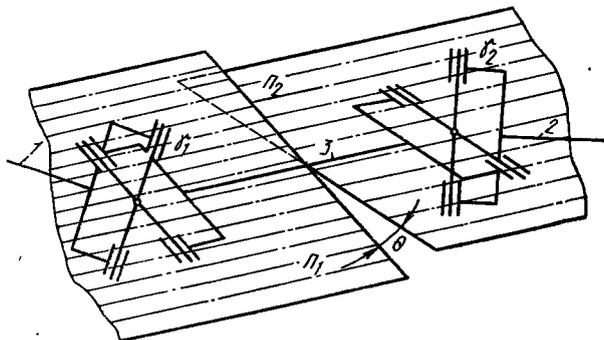


Рис. 5.5. Пространственная двухшарнирная карданная передача

Для уменьшения в пространственной двухшарнирной передаче крутильных колебаний необходимо прежде всего вилки карданного вала установить параллельно соответствующим плоскостям передачи Π_1 и Π_2 карданных шарниров, т. е. развернуть на угол Θ . При развернутых вилках оптимальные углы установки карданных шарниров пространственной двухшарнирной карданной передачи можно выбрать по тем же условиям, что и для плоской карданной передачи.

Угол Θ можно определить аналитически по формуле:

$$\cos \Theta = \frac{\cos \gamma_3 - \cos \gamma_1 \cos \gamma_2}{\sin \gamma_1 \sin \gamma_2},$$

где γ_3 — угол между осями ведущего и ведомого валов.

Если результат окажется со знаком «минус», то ведущую вилку второго карданного шарнира следует развернуть на угол Θ в направлении вращения карданной передачи. Если результат со знаком «плюс», ведущую вилку второго карданного шарнира следует развернуть на угол Θ против вращения карданной передачи.

Промежуточная опора в карданной передаче делается в случае, если это обусловлено компоновкой и ограничением длины карданного вала критической частотой вращения. Последнее относится к карданным валам длиной более 1 м. В пространственной карданной передаче с промежуточной опорой вилки на отдельных передачах можно развернуть последовательно исходя из соответствующих углов установки карданных шарниров данного вала и угла между ведущим и ведомым валами.

После того как принято решение по составу карданной передачи, выполняют масштабную схему установки валов. Основные размеры крестовины и вилок карданного шарнира стандартизованы и должны выбираться из числа указанных в отраслевом стандарте ОСТ 37.001.068—76.

Размеры сечения трубы карданного вала определяются не только требованиями прочности, но также и критической частотой вращения, которая должна превышать максимальную в 2—3 раза. Напряжение кручения при расчетном моменте на низшей передаче не должно превышать 120...130 МПа.

Предварительный выбор параметров шлицевого соединения можно произвести, принимая допускаемые напряжения смятия в выполненных конструкциях в пределах 15...25 МПа. Выбранные параметры должны соответствовать ГОСТ 6033—80. После выбора размеров карданной передачи производятся проверочные расчеты игольчатых подшипников, крестовины, вилки шарнира, трубы карданного вала.

5.11. РАСЧЕТ ЦЕНТРАЛЬНЫХ ПЕРЕДАЧ

Заданными при проектировании центральной передачи являются наибольший расчетный крутящий момент M_1 на ведущей шестерне и передаточное число u .

По заданному расчетному моменту находят внешний окружной модуль (мм):

$$m_{te} = \frac{K_m}{z_1} \sqrt{\frac{M_1}{u}},$$

где $K_m = 16,5 \pm 2$; z_1 — число зубьев шестерни; M_1 — расчетный момент по сцеплению движителей с почвой на ведущей шестерне, Н·м.

Полученное значение m_{te} округляют до стандартного по ГОСТ 9563—60.

Число зубьев шестерни z_1 выбирают по табл. 5.7. Число зубьев колеса $z_2 = z_1 u$. Ширина зубчатого венца b берется в пределах

$$5m_{te} \leq b \leq 0,3R_e,$$

где $R_e = 0,5m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$ — внешнее конусное расстояние.

Конические шестерни с круговыми зубьями выполняются с параметрами исходного контура по ГОСТ 16202—81.

Табл. 5.7. Наименьшее число зубьев шестерни

Передаточное число	Наименьшее число зубьев шестерни при угле наклона средней линии зуба β_n		
	0...15°	20...25°	30...40°
1,5	15	15	14
2	13	12	11
3	12	10	8

В передачах с $u > 1$ при разности твердости рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса менее 100 НВ шестерню рекомендуется выполнять с положительным смещением, а колесо с равным ему отрицательным смещением: $X_{n2} = X_{n1}$. При $u > 2,5$ и $m_n > 2$ мм зубчатые колеса выполняют не только со смещением, но и с различной толщиной зуба исходного контура, увеличенной по сравнению с расчетной шестерни и соответственно уменьшенной колеса [3].

Проверочные расчеты на выносливость и прочность можно производить по методике, приведенной в книге [35].

5.12. РАСЧЕТ ДИФФЕРЕНЦИАЛОВ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

Внешний окружной модуль m_e (мм) конических зубчатых колес дифференциалов рекомендуется выбирать по аналогии с конструкциями дифференциалов современных колесных тракторов. Можно использовать формулу:

$$m_e = \frac{K_m}{z_1} \sqrt[3]{\frac{M_0}{2n_c u^2}},$$

где K_m — эмпирический коэффициент, $K_m = 22,1 \pm 1,9$; z_1 — число зубьев сателлита; M_0 — расчетный момент на корпусе дифференциала, Н·м; n_c — число сателлитов; $u = z_2/z_1$; z_2 — число зубьев полуосевого зубчатого колеса.

Отношение z_2/z_1 для конических дифференциалов, как правило, составляет 20/11, 22/11, 26/14, 32/14.

Во всех случаях должно соблюдаться условие сборности: $2z_2/n_c = \gamma$ (γ — целое число).

Ширина зубчатого венца $b = (0,25 \dots 0,3) R_e$, где R_e — внешнее конусное расстояние, мм;

$$R_e = 0,5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

Параметры исходного контура принимаются по ГОСТ 13754 — 81. Допускается использовать следующие параметры: угол профиля $\alpha = 22^\circ 30'$, коэффициент высоты головки $h_a^* = 0,8$, коэффициент радиального зазора $c^* = 0,25$.

Коэффициенты смещения χ_1 и χ_2 принимаются равными, но с разными знаками: для сателлита положительный, для полуосевой шестерни отрицательный.

При исходном контуре по ГОСТ 13754 — 81 ($h_a^* = 1$ и $\alpha = 20^\circ$) $\chi_1 = 0,46 (1 - 1/u^2)$. При $h_a^* = 0,8$ и $\alpha = 22^\circ 30'$ $\chi_1 = 0,37 (1 - 1/u^2)$.

Эти формулы не применимы к зубчатым колесам, нарезаемым методом кругового протягивания.

Коэффициент изменения толщины зуба для зубчатых колес с исходным контуром по ГОСТ 13754 — 81 $\chi_1 = \chi_2 = 0$. Для зубчатых

колес с $h_a^* = 0,8$ и $\alpha = 22^\circ 30'$, нарезаемых методом обката, принимают следующие значения:

u	1,5	1,75	2	2,25	2,5
χ_1	0,058	0,063	0,063	0,05	0,057

На колесных тракторах находят применение межколесные дифференциалы, блокируемые с помощью гидронажимной фрикционной муфты. Размеры дисковой фрикционной муфты блокируемого межколесного дифференциала определяются схемой блокировки. Если фрикционная муфта блокирует полуоси дифференциала, момент трения муфты

$$M_M = (0,17 \dots 0,19) \varphi Gr_K / (u_6 \eta),$$

где φ — коэффициент сцепления; G — нормальная нагрузка на ведущую ось, Н; r_K — расчетный радиус ведущего колеса, м; u_6, η — соответственно передаточное число и к. п. д. конечной передачи.

Если фрикционная муфта блокирует полуось с корпусом дифференциала, то

$$M_M = (0,34 \dots 0,38) \varphi Gr_K / (u_6 \eta).$$

По условиям компоновки выбирают размеры дисков трения, а по допустимой удельной нагрузке находят силу сжатия дисков и число пар трения. Задавшись давлением жидкости (или газа) в системе блокировки, определяют диаметр бустера муфты.

При выборе допустимых давлений на диски необходимо учитывать, что при буксовании муфты блокировки (включение при буксующем колесе, движение на повороте с включенной блокировкой) скорость скольжения дисков для первого случая в два раза больше, чем для второго.

Наибольший момент, передаваемый муфтой самоблокирующегося дифференциала с двумя одинаковыми муфтами трения, в первом приближении оценивается без учета трения в остальных элементах:

$$M_M = \frac{(K_6 - 1) \varphi Gr_K}{2K_6 u_6 \eta},$$

где K_6 — коэффициент блокировки, как правило $K_6 = 3 \dots 4$.

Выбирают материалы пары трения и, исходя из допустимого давления и коэффициента трения, находят число пар трения и силу сжатия муфты. В зависимости от силы сжатия муфты выбирают геометрические параметры элементов, создающих это усилие.

После того как разработана компоновка блокируемого или самоблокирующегося дифференциала, выполняют проверочный расчет. При этом уточняются коэффициент блокировки, давление и напряжения смятия на элементах дифференциала и проверяется работоспособность фрикционных муфт [1].

5.13. РАСЧЕТ ТОРМОЗОВ КОЛЕСНЫХ И ГУСЕНИЧНЫХ ТРАКТОРОВ

Эффективность рабочего тормоза характеризуется тормозным путем, проходимым трактором за время снижения скорости от начальной до полной остановки. Тормозной путь и среднее замедление отражаются в ГОСТ 12.2.019—76. Требуемый тормозной момент определяется по сцеплению колес с сухой бетонированной дорогой ($\varphi=0,9$).

Эффективность стояночного тормоза характеризуется предельным углом продольной устойчивости (если нет оговорки в техническом задании, то принимают $\alpha_T=35^\circ$). Требуемый тормозной момент (Н·м)

$$M_T = \frac{Gr_K}{zu_T} (\sin \alpha_T - f \cos \alpha_T),$$

где G — вес трактора, Н; z — число тормозов; u_T — передаточное число от тормоза к колесам.

Тормоза механизмов поворота гусеничных тракторов рассчитываются на тормозной момент, который определяется назначением тормоза. Необходимый тормозной момент рабочего тормоза

$$M_T \geq \frac{0,5 \varphi Gr_K}{u_6}, \quad \varphi = 1.$$

В качестве расчетного момента для тормоза, управляющего планетарным механизмом поворота, принимают больший из двух M'_T или M''_T :

$$M'_T = 0,5 \beta' M_{eN} u_K u_{Ц} u', \quad \beta' = 3,5 \dots 5;$$

$$M''_T = \frac{0,5 \beta'' Gr_K}{u_6 u''}, \quad \beta'' = 2,5 \dots 4,$$

где u_K , $u_{Ц}$, u_6 — передаточные числа соответственно коробки передач, центральной передачи и бортового редуктора; u' , u'' — передаточные числа планетарного механизма от входного вала до вала тормоза и от вала тормоза до выходного.

При определении размеров тормозов ориентируются на допустимое давление. Работоспособность тормозных механизмов оценивают поверхностной плотностью теплового потока и повышением температуры его элементов за одно торможение.

Механизмы управления тормозами должны обеспечивать следящее действие, а усилия на рычагах управления соответствовать ГОСТ 12.2.019—76.

5.14. РАСЧЕТ ХОДОВОЙ ЧАСТИ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

Выбор шин производится по максимальной допустимой нагрузке при заданном внутреннем давлении. При этом необходимо учитывать, что в работе шины догружаются за счет крюковой нагрузки и веса навесной машины.

Размеры и основные технические требования на профили ободьев колес тракторов установлены ГОСТ 10410—82. Способы крепления, диаметры ступиц дисков колес и отверстий под детали крепления, основные размеры болтов и шпилек колес тракторов приведены в ГОСТ 11646—82. Общие технические требования на полуоси (валы) ведущих колес даны в ГОСТ 6212—81.

Расчет деталей переднего моста на прочность следует производить для следующих случаев нагружения:

1) занос трактора, когда поперечное усилие достигает максимального значения, а продольное усилие отсутствует (коэффициент сцепления при боковом скольжении $\varphi=1$);

2) движение по неровностям, когда вертикальное усилие максимально, а поперечные и продольные усилия отсутствуют (коэффициент динамичности $k_d=2...2,5$);

3) наличие непреодолимого препятствия перед передними колесами, когда толкающее усилие достигает максимального значения по сцеплению ведущих колес с почвой (поперечное усилие отсутствует).

Во всех трех случаях рассчитывается балка переднего моста, поворотная цапфа и шкворень поворотной цапфы. Подшипники передних колес, устанавливаемые на поворотной цапфе, должны рассчитываться на динамическую грузоподъемность по ГОСТ 18855—82 с учетом частоты вращения при различных скоростях движения трактора. Детали переднего ведущего моста (зубья шестерен, валы, подшипники, шлицевые соединения, карданные передачи и др.) рассчитываются как на выносливость, так и на прочность.

5.15. РАСЧЕТ ХОДОВОЙ ЧАСТИ ГУСЕНИЧНЫХ ТРАКТОРОВ

Основные размеры гусеничного обвода определяют, принимая длину опорной поверхности гусениц, ширину и шаг звена гусеницы, тип подвески по известным рекомендациям [2, 29].

Основные параметры звеньев гусениц сельскохозяйственных тракторов выбирают в зависимости от конструктивной массы трактора, имея в виду и ранее выполненные конструкции. При определении размеров ходовых систем промышленных тракторов можно пользоваться корреляционными зависимостями [29].

Наибольшие напряжения в раме тележек гусениц имеют место при: переезде трактора через канаву, когда только ведущее и направляющее колеса являются опорными или на почву опираются только крайние опорные катки; повороте трактора на горизонтальном участке; переезде трактора через сосредоточенное препятствие. При этом принимается условно, что вес механизмов гусеничного движителя распределяется на раму равномерно.

Зуб ведущего колеса рассчитывается на контактную прочность. Ведущие колеса должны удовлетворять требованиям ГОСТ 9328—75.

Расчет оси направляющего колеса проводится при условии действия на колесо: силы предварительного натяжения гусеницы; касательной силы тяги при движении трактора задним ходом; реакции со стороны почвы; боковой силы, возникающей при повороте.

Расчет натяжного устройства производится в зависимости от его конструктивного устройства по усилию натяжения гусеницы. Упругие элементы амортизирующего устройства должны обеспечивать ход натяжного колеса в пределах 60...130 мм, но не должны срывать при движении трактора задним ходом.

При расчете опорных катков принимают, что на каток действует вертикальное усилие и боковая реакция при повороте трактора. При этом считают, что у тракторов с полужесткой подвеской вертикальное усилие достигает максимума при переезде через сосредоточенное препятствие, а у тракторов с балансирной подвеской, когда вес, приходящийся на один борт, воспринимается одной кареткой.

5.16. РАСЧЕТ РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ

Для нормальной работы рулевого управления необходимо, чтобы передаточное число рулевого привода было одинаковым при повороте управляемых колес как вправо, так и влево. Траектория перемещения шарового пальца поворотного рычага относительно шарового пальца сошки должна, по возможности, совпадать с траекторией его перемещения при деформации подвески.

Исходными данными при проектировании рулевой трапеции являются: схема переднего моста с заданными расстояниями A_{\min} и A_{\max} между шкворнями; база трактора L ; минимальный радиус поворота трактора без применения тормозов. По ним строят рулевую трапецию и теоретический график кинематики поворота.

Проектировочный расчет деталей рулевого управления производят по моменту M_{Π} сопротивления колес повороту на месте. Предполагая, что форма отпечатка шины прямоугольная, получим формулу для расчета момента на поворотном рычаге (Н·м):

$$M_{\Pi} = \frac{\mu G_1 l}{6\eta_{\gamma}} \left\{ \sqrt{1 + \left(\frac{b}{l}\right)^2} + \frac{1}{2} \left(\frac{b}{l}\right)^2 \ln \left[\sqrt{1 + \left(\frac{l}{b}\right)^2} + \frac{l}{b} \right] + \frac{l}{2b} \ln \left[\sqrt{1 + \left(\frac{b}{l}\right)^2} + \frac{b}{l} \right] \right\},$$

где μ — коэффициент трения колес с дорогой, $\mu \approx 0,7$; G_1 — нормальная нагрузка на управляемый мост, Н; η_{γ} — к. п. д., учитывающий потери на трение в поворотных цапфах и шарнирах рулевой трапеции; l , b — соответственно длина и ширина отпечатка шины управляемого колеса, м.

Крутящий момент вала сошки

$$M_c = \frac{l_c}{l_p} M_{п.}$$

где l_c , l_p — соответственно длина сошки и поворотного рычага.

Рулевая сошка рассчитывается на изгиб и кручение, тяги — на сжатие и продольный изгиб, шаровые пальцы — на срез и изгиб в месте заделки, а диаметр сферы — по максимальному напряжению смятия.

При проектировании рулевого привода следует использовать унифицированные конструкции (РТМ-А 23.1.35—79. Альбом рабочих чертежей шарниров унифицированных шарнирно-рулевых тяг колесных тракторов классов 0,6...3 и комбайнов).

Посадка ступицы рулевого колеса на рулевой вал должна обеспечить центрирование рулевого колеса и передачу крутящего момента при приложении к ободу водителем усилия 500 Н. Допускаемые напряжения смятия в шлицах составляют 50...60 МПа, кручения рулевого вала 60 МПа.

Для колесных тракторов класса 0,6...5 разработана унифицированная конструкция рулевой колонки с регулировкой высоты и угла наклона рулевого колеса (РТМ-А 23.1.63—77. Рулевая колонка с регулировкой высоты и угла наклона рулевого колеса с гидрообъемным приводом для колесных тракторов классов 0,9...5 и самоходных шасси тягового класса 0,6).

В рулевых управлениях тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин широко применяются гидроусилители с кинематической обратной связью или гидромеханические усилители рулевого управления (ГМРУ), а также с гидравлической обратной связью или гидрообъемное рулевое управление (ГОРУ).

При проектном расчете усилителей определяют диаметр и ход силового цилиндра, необходимую подачу насоса, основные размеры распределителя и трубопроводов.

Рабочий объем силового цилиндра (см^3) должен выбираться таким, чтобы обеспечивался поворот управляемых колес или складывание сочлененной машины на месте на сухом асфальте:

$$V_{с.ц} = \frac{M_{п\alpha}}{p_{\max} \eta_{с.ц}},$$

где α — угол поворота управляемых колес из одного крайнего положения в другое, рад; p_{\max} — максимальное давление в системе, МПа; $\eta_{с.ц}$ — к. п. д. силового цилиндра.

Диаметр силового цилиндра находят после того, как из компоновочных соображений будет определен ход $l_{с.ц}$ штока силового цилиндра:

$$D_{с.ц} = \sqrt{\frac{4V_{с.ц}}{\pi l_{с.ц}} + d_{с.ц}^2},$$

где $D_{с.ц}$, $d_{с.ц}$ — диаметры соответственно силового цилиндра и штока.

При определении размеров реактивных элементов и жесткости центрирующих пружин распределителя ГМРУ исходят из допустимого усилия водителя на рулевом колесе.

Время заполнения силового цилиндра жидкостью должно быть равно времени, которое необходимо водителю для поворота рулевого колеса из одного крайнего положения в другое.

Допуская утечки в распределителе $\Delta Q = 0,05 Q_H$ (Q_H — подача насоса, см³/с), находят:

$$Q_H = 1,05 V_{c.п.} [n] / Z_{\max},$$

где $[n]$ — допустимая частота вращения водителем рулевого колеса, с⁻¹; Z_{\max} — число поворотов рулевого колеса из одного крайнего положения в другое (табл. 5.8).

Табл. 5.8. Исходные данные для определения подачи насоса системы рулевого управления с гидравлическим усилителем

Класс трактора	Z_{\max}	$[n]$, с ⁻¹
0,6...2	2...5	1,5
3...8	3...5	0,85

Для одноконтурного ГОРУ рабочий объем насоса-дозатора (см³)

$$q + V_{c.п.} / Z_{\max}.$$

В двухконтурном ГОРУ с усилителем потока суммируется поток Q_1 от дозатора с пропорциональным ему потоком Q_2 от насоса гидросистемы. Это позволяет использовать

дозатор с одним и тем же рабочим объемом q на различных машинах, настраивая усилитель потока так, чтобы получить требуемое отношение потоков:

$$Q_2 / Q_1 = \frac{V_{c.п.}}{Z_{\max} q} - 1.$$

Диаметр d_T трубопроводов в свету определяется по допустимой скорости v_T течения жидкости:

$$d_T = \sqrt{\frac{4 Q_H}{\pi v_T}}.$$

Диаметр плунжерного золотника d_z находят исходя из допустимых потерь давления $\Delta p = 0,04...0,08$ МПа при нейтральном положении золотника и ходе золотника до перекрытия $\Delta_1 = 0,2...0,5$ мм.

При нейтральном положении золотника (рис. 5.6) жидкость разветвляется на

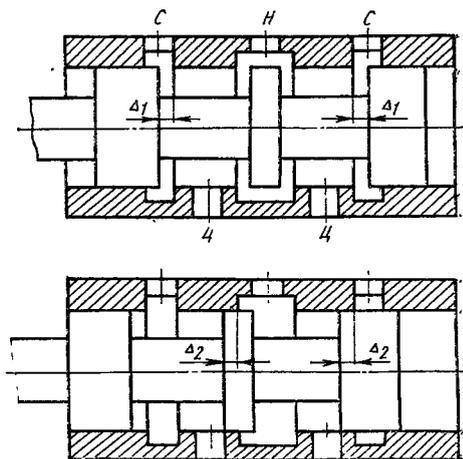


Рис. 5.6. Схема распределителя: Н — канал, связанный с насосом; С — сливные каналы; Ц — каналы, связанные с цилиндром

два потока и дважды проходит мимо рабочих кромок. Тогда,

$$d_3 = \frac{Q_H}{2 \cdot 10^3 \pi \Delta_1} \sqrt{\frac{\xi \rho}{\Delta p}},$$

где ξ — коэффициент сопротивления золотника.

Перекрытие Δ_2 для плунжерного золотника определяют, принимая допустимую утечку жидкости $\Delta Q = 0,05 Q_H$ при $\Delta p = 0,5 p_{\max}$. При утечке через две кольцевые щели

$$\Delta_2 = 10^9 \frac{\pi}{96} \cdot \frac{1}{\nu \rho} \cdot \frac{d_3 e^3}{\Delta Q} p_{\max},$$

где ν — кинематическая вязкость рабочей жидкости, мм²/с; ρ — плотность рабочей жидкости, кг/м³; d_3 , e , Δ_2 — соответственно номинальный диаметр золотника, диаметральный зазор, перекрытие, мм; ΔQ — утечка жидкости в золотнике, см³/с.

5.17. РАСЧЕТ РАБОЧЕГО ОБОРУДОВАНИЯ

При проверочном расчете все детали вала отбора мощности (ВОМ) должны быть рассчитаны на выносливость с учетом режимов работы (момент, частота вращения хвостовика) и времени работы в каждом режиме. Проектировочный расчет элементов редуктора ВОМ ведется по номинальному крутящему моменту двигателя.

Расчет деталей навесного устройства на прочность ведется для двух положений: 1) нижнего (момент начала выглубления орудия), когда на механизм навесной системы действуют сила сопротивления орудия $P_{кр}$ и его вес, приложенный в центре тяжести орудия; 2) верхнего, когда за расчетное усилие, действующее на механизм навески, принимается вес орудия.

Навесные устройства тракторов классов 0,6...4 должны соответствовать ГОСТ 10677—82 и РТМ-А 23.1.62—75.

При проектировании гидропривода задаются: грузоподъемностью навесного устройства, определяемой из условия устойчивости трактора; кинематической схемой навески; общей высотой подъема орудия или рабочим ходом оси подвеса; временем или скоростью подъема (опускания) орудия.

Усилие P_{\max} (Н), развиваемое цилиндром навесного устройства, определяется грузоподъемностью и кинематикой навесного устройства.

Рабочее давление (МПа)

$$p = p_H / k_3,$$

где p_H — номинальное давление, МПа; k_3 — коэффициент запаса.

Диаметр цилиндра

$$D = \sqrt{\frac{4P_{\max}}{\pi p \eta_{с.ц} \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]}},$$

где D, d — диаметры соответственно цилиндра и штока, мм; $\eta_{с.ц}$ — механический к. п. д. гидроцилиндра, $\eta_{с.ц} = 0,95$. Ход поршня l зависит от высоты подъема орудия и кинематики навесного устройства. Основные размеры гидроцилиндра D, d, l стандартизованы (ГОСТ 8755—80, ГОСТ 6540—68). Скорость перемещения поршня $v_{с.ц}$ (см/с) гидроцилиндра находится по заданной скорости подъема орудия и передаточному отношению рычагов навески.

Необходимый рабочий объем (см³) насоса

$$q_n = \frac{S_{с.ц} v_{с.ц}}{n_n \eta_{об.н}}$$

где $S_{с.ц}$ — рабочая площадь поршня, см²; n_n — частота вращения вала насоса, с⁻¹; $\eta_{об.н}$ — объемный к. п. д. насоса.

Основные параметры шестеренных насосов гидросистем тракторов, сельскохозяйственных и дорожных машин приведены в ГОСТ 8753—80.

После выбора насоса уточняется его подача (см³/с):

$$Q_n = \eta_{об.н} q_n n_n$$

Внутренний диаметр трубопроводов d_T (мм) рассчитывается исходя из подачи насоса и допустимой скорости: для всасывающего трубопровода $v_T = 1...1,5$ м/с; для нагнетательного трубопровода от насоса к распределителю и сливного от распределителя к баку $v_T = 1,5...2$ м/с; для трубопроводов к цилиндрам $v_T = 3,5...4,5$ м/с.

Применяемая на тракторах и сельхозмашинах гидроарматура унифицирована (РТМ-А 23.1.036—78. Узлы и детали соединительных магистралей гидросистем тракторов и сельскохозяйственных машин).

Тип золотникового распределителя (ГОСТ 8754—80) выбирается по необходимой пропускной способности и количеству гидроцилиндров навесной системы, работающих попеременно. Фильтр, устанавливаемый в сливной магистрали, подбирается по номинальному потоку из числа выпускаемых промышленностью унифицированных фильтров для тракторов и сельхозмашин (РТМ-А 23.1.28—71. Фильтры гидравлических навесных систем тракторов).

Объем бака (дм³) принимается ориентировочно: $V_б = (35...50) Q_n$ (Q_n — в дм³/с) и уточняется при расчете температурного режима.

Гидроприводы должны соответствовать требованиям безопасности (ГОСТ 12.2.040—79).

5.18. ПРОЕКТИРОВАНИЕ КАБИН ТРАКТОРОВ

В соответствии с ГОСТ 12.2.019—76 тракторы оборудуются кабинами. Колесные и гусеничные виноградниковые тракторы должны иметь защитные кабины или, по согласованию с потребителем, защитные каркасы.

Оптимально спроектированная система защиты оператора от

личается приемлемыми характеристиками передачи и поглощения энергии удара. Приближенные методы расчета ее динамических параметров изложены в нормативном документе «РД 50-233—81. Методические указания. Надежность в технике. Оценка параметров безопасности колесных и гусеничных машин по опрокидыванию. Характеристики динамической и статической устойчивости».

Кабина надежно защищает тракториста от непогоды, шума, воздействия отработавших газов (прил. 3). Ее внутренние размеры должны обеспечивать нормальные условия для работы тракториста. Вход и выход через двери должны быть удобными и безопасными. Лобовое стекло устанавливается нормально по отношению к глазу наблюдателя и снабжается откидным щитком, предохраняющим глаза водителя от воздействия прямых солнечных лучей. Через заднее окно кабины должны быть хорошо видны навесные машины и сцепные устройства. Лобовое и заднее стекла оборудуются омывателями и стеклоочистителями.

Арматура кабин и оборудование унифицированы (РТМ-А 23.1.37—77. Альбом рабочих чертежей унифицированной арматуры кабин тракторов, самоходных шасси и комбайнов. РТМ-А 23.1.30—77. Альбом рабочих чертежей унифицированного оборудования кабин тракторов, самоходных шасси и комбайнов).

Основными направлениями улучшения условий труда механизатора являются нормализация микроклимата и снижение шума в кабине. В действующем ГОСТ 12.2.019—76 приводятся лишь предельные допустимые параметры микроклимата (температура, относительная влажность, скорость движения воздуха) в теплый и холодный периоды года. Однако не дается характеристики комфортных условий воздушной среды на рабочем месте механизатора, которые должны обеспечиваться современными системами кондиционирования воздуха.

С изменением температуры воздуха в кабине изменяется относительная влажность. Гигиенистами рекомендована температура 23 °С при относительной влажности 50%. При увеличении температуры на 1 °С относительная влажность должна уменьшаться на 5%. Методика расчета системы вентиляции и отопления кабины изложена в [28].

Компоновка рабочего места должна отвечать нормам (ГОСТ 12.2.019—76) и обеспечивать регулировку сиденья (ГОСТ 20062—81). Органы управления должны соответствовать утвержденным чертежам унифицированных конструкций (РТМ-А 23.1.13—77. Чертежи унифицированных конструкций органов управления тракторов).

Методы расчета виброизоляции сидений от вертикальных колебаний в диапазоне низких частот, воздействующих на оператора, изложены в ГОСТ 25571—82. Расчет выполняют на стадии проектирования в целях проверки параметров вибрации рабочих мест на соответствие требованиям ГОСТ 12.2.019—76 и санитарным нормам. Расчет ведут для трех значений массы оператора (60, 80 и 120 кг).

Для эффективной борьбы с шумом на рабочем месте оператора необходима виброизоляция кабины от низкочастотных вибраций остова трактора. Основное условие виброизоляции, согласно [25], может быть записано в виде

$$\frac{f'}{0,4} < f_0 < \frac{n_H}{\sqrt{2}},$$

где f' — максимальная частота колебаний остова трактора, вызываемых дорожными неровностями, Гц; f_0 — частота свободных вертикальных колебаний кабины, Гц; n_H — частота вращения коленчатого вала двигателя, соответствующая номинальному рабочему скоростному режиму, c^{-1} .

Дальнейшее уменьшение шума на рабочем месте достигается за счет повышения звукоизолирующих свойств ограждений, в первую очередь наиболее «акустически нагруженных» элементов, и применения звукопоглощающих облицовок.

1. ПЕРЕЧЕНЬ СТАНДАРТОВ, ИСПОЛЗУЕМЫХ ПРИ РАБОТЕ НАД ДИПЛОМНЫМ ПРОЕКТОМ

Тракторы. Технические требования. Постановка на производство. Испытания

ГОСТ 4.40—84. Система показателей качества продукции. Тракторы сельскохозяйственные. Номенклатура показателей.

ГОСТ 15.001—73. Разработка и постановка продукции на производство. Основные положения.

ГОСТ 7057—81. Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний.

ГОСТ 18667—73. Автомобили. Основные агрегаты и механизмы. Термины и определения.

ГОСТ 19677—74. Тракторы. Общие технические требования.

ГОСТ 24096—80. Тракторы сельскохозяйственные. Основные параметры, обеспечивающие требования агротехники.

ОСТ 23.2.430—81. Изделия отрасли тракторного и сельскохозяйственного машиностроения. Методы и порядок проведения работ по унификации изделий.

ОСТ 23.2.435—74. Стадии разработки. Виды и комплектность конструкторских документов.

ОСТ 23.1.449—77. Разработка и постановка продукции на производство. Изделия отрасли тракторного и сельскохозяйственного машиностроения.

ОСТ 70/23.2.7—73. Тракторы и машины сельскохозяйственные. Надежность. Испытания в условиях эксплуатации.

Защита от коррозии. Правила хранения

ГОСТ 9.014—78. ЕСЗКС. Временная противокоррозионная защита изделий. Общие технические требования.

ГОСТ 9.032—74. ЕСЗКС. Покрытия лакокрасочные. Классификация и обозначение.

ГОСТ 6572—82. Покрытия лакокрасочных тракторов, двигателей и самоходных шасси.

ГОСТ 7751—79. Техника, используемая в сельском хозяйстве. Правила хранения.

ГОСТ 15150—69. Машины, приборы и другие технические изделия. Исполнения для различных климатических районов. Категории условия эксплуатации, хранения и транспортирования в части воздействия климатических факторов внешней среды.

ОСТ 23.2.413—72. Цвета окраски и отделки тракторов и сельскохозяйственных машин.

Техническая диагностика. Правила технического обслуживания

ГОСТ 20417—75. Техническая диагностика. Общие положения о порядке разработки систем диагностирования.

ГОСТ 20760—75. Техническая диагностика. Тракторы. Параметры и качественные признаки технического состояния.

ГОСТ 20793—81. Тракторы сельскохозяйственные. Правила технического обслуживания.

ГОСТ 22631—77. Техническое диагностирование тракторов и сельскохозяйственных машин. Общие требования.

ГОСТ 22870—77. Тракторы сельскохозяйственные. Правила диагностирования.

Отливки и поковки

ГОСТ 977—75. Отливки из конструкционной нелегированной и легированной стали. Общие технические условия.

ГОСТ 1412—79. Отливки из серого чугуна.

ГОСТ 8479—70. Поковки из конструкционной углеродистой и легированной стали. Технические требования.

ГОСТ 7505—74. Поковки стальные штампованные. Допуски, припуски и кузнечные напуски.

Допуски

ГОСТ 1139—80. ОНВ. Соединения шлицевые прямобочные. Размеры и допуски.

ГОСТ 1643—81. ОНВ. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски.

ГОСТ 1758—81. ОНВ. Передачи зубчатые конические и гипондные. Допуски.

ГОСТ 6033—80. ОНВ. Соединения шлицевые эвольвентные с углом профиля 30°. Размеры, допуски и измеряемые величины.

ОСТ 23.4.209—82. ОНВ. Неуказанные предельные отклонения размеров, допуски, формы и расположения поверхностей деталей сельскохозяйственных машин и тракторов.

ГОСТ 25347—82. ЕСДП. Поля допусков и рекомендуемые посадки.

ОСТ 23.3.433—81. Колеса зубчатые цилиндрические для тракторов, самоходных шасси, сельскохозяйственных машин, тракторных и комбайновых дизелей. Допуски.

ОСТ 23.1.5.—79. Передачи зубчатые конические для тракторов, самоходных шасси и сельскохозяйственных машин.

Детали и узлы трансмиссий тракторов

ГОСТ 1786—80. Накладки фрикционные асбестовые. Технические условия.

ГОСТ 2794—79. Колеса зубчатые. силовых передач тракторов. Общие технические требования.

ГОСТ 2796—81. Валы шлицевые тракторные. Общие технические условия.

ГОСТ 23652—79. Масла трансмиссионные. Технические требования.

ГОСТ 20228—74. Гидротрансформаторы грузовых автомобилей, автобусов и тракторов. Основные параметры.

ГОСТ 24410—80. Тракторы сельскохозяйственные. Трансмиссии. Технические требования.

ОСТ 23.1.463—78. Диски фрикционные муфт переключения передач. Типы и основные параметры. Технические требования.

Детали ходовых систем колесных тракторов

ГОСТ 6212—81. Полуоси тракторов и самоходных сельскохозяйственных машин. Общие технические требования.

ГОСТ 7463—80. Шины пневматические для тракторов и сельскохозяйственных машин. Технические условия.

ГОСТ 8514—74. Рессоры листовые тракторные. Технические требования.

ГОСТ 10410—82. Ободья колес неразборные тракторов, самоходных шасси, сельскохозяйственных машин, тракторных прицепов и полуприцепов. Технические условия.

ГОСТ 11646—82. Детали крепления и сопрягаемые элементы колес тракторов, самоходных шасси, сельскохозяйственных машин, тракторных прицепов и полуприцепов. Размеры.

Детали ходовых систем гусеничных тракторов

ГОСТ 7860—71. Пальцы гусениц с литыми неразъемными звеньями для сельскохозяйственных тракторов. Общие технические требования.

ГОСТ 8294—71. Звенья гусениц литые неразъемные сельскохозяйственных тракторов. Технические требования.

ГОСТ 8811—73. Катки опорные гусеничных тракторов. Технические требования.

ГОСТ 8812—73. Оси опорных катков гусеничных тракторов. Технические требования.

ГОСТ 9328—75. Колеса ведущие гусеничных тракторов. Технические требования.

ГОСТ 11281—74. Башмаки составных звеньев гусениц тракторов. Технические требования.

ГОСТ 11580—74. Втулки составных звеньев гусениц тракторов. Технические требования.

ГОСТ 11674—75. Тракторы гусеничные. Болты башмака гусеницы.

ГОСТ 11675—75. Звенья составных гусениц тракторов. Технические требования.

ГОСТ 11676—74. Пальцы составных звеньев гусениц тракторов. Технические требования.

Детали и узлы валов отбора мощности

ГОСТ 3480—76. Валы отбора мощности сельскохозяйственных тракторов. Типы и основные параметры.

ГОСТ 9180—76. Кожух защитный вала отбора мощности сельскохозяйственных тракторов. Основные размеры.

ГОСТ 10677—82. Устройство навесное заднее сельскохозяйственных тракторов классов 0,6—4. Основные параметры и размеры.

ГОСТ 17595—72. Устройства тягово-сцепные промышленных тракторов. Расположение и основные размеры.

Гидроприводы

ГОСТ 6540—68. Цилиндры гидравлические и пневматические. Основные параметры.

ГОСТ 8753—80. Насосы шестеренные гидравлических систем тракторов, сельскохозяйственных и дорожных машин. Основные параметры.

ГОСТ 8754—80. Гидрораспределители для тракторов и сельскохозяйственных машин. Типы и основные параметры.

ГОСТ 8755—80. Гидроцилиндры тракторные. Основные параметры и размеры.

ГОСТ 17034—82. Муфты быстросоединяемые гидравлических систем сельскохозяйственных тракторов. Зоны расположения.

ОСТ 23.1.429—74. Распределители гидравлических систем тракторов и сельскохозяйственных машин. Габаритные и присоединительные размеры.

ОСТ 23.1.50—80. Тракторы колесные. Объемный гидропривод рулевого управления. Технические требования.

Электрооборудование

ГОСТ 3940—84. Электрооборудование автотракторное. Общие технические условия.

ГОСТ 6758—76. Приборы контрольные для транспортных средств. Посадочные размеры.

ГОСТ 6964—72. Фонари внешние сигнальные и осветительные автомобилей, тракторов, самоходных машин и прицепов. Технические требования.

ГОСТ 7742—77. Фары рабочего освещения тракторов и сельскохозяйственных машин. Технические условия.

ГОСТ 8769—75. Приборы внешние световые автомобилей, автобусов, троллейбусов, тракторов, прицепов и полуприцепов. Количество, расположение, цвет, углы видимости.

ГОСТ 9200—76. Соединения семиконтактные разъемные для автомобилей и тракторов.

Безопасность труда. Рабочее место

ГОСТ 20062—81. Сиденье тракторное. Общие технические условия.

ГОСТ 12.1.003—83. ССБТ. Шум. Общие требования безопасности.

ГОСТ 12.1.012—78. ССБТ. Вибрация. Общие требования безопасности.

ГОСТ 12.2.002—81. ССБТ. Техника сельскохозяйственная. Методы оценки безопасности.

ГОСТ 12.2.019—76. ССБТ. Тракторы и машины сельскохозяйственные самоходные. Общие требования безопасности.

ГОСТ 12.2.011—75. ССБТ. Машины строительные и дорожные. Общие требования безопасности.

ГОСТ 12.2.040—79. ССБТ. Гидроприводы объемные. Общие требования безопасности конструкции.

ГОСТ 12.3.001—73. ССБТ. Пневмоприводы. Общие требования безопасности.

ГОСТ 25571—82. Вибрация. Основные положения методов расчета виброизоляции рабочего места операторов самоходных машин.

Методы расчета

ГОСТ 16532—70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешне-го зацепления. Расчет геометрии.

ГОСТ 18855—82. Подшипники качения. Расчет динамической грузоподъемности, эквивалентной динамической нагрузки и долговечности.

ГОСТ 18854—82. Подшипники качения. Методы расчета статической грузоподъемности и эквивалентной статической нагрузки.

ГОСТ 21354—75. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность.

ГОСТ 21425—75. Соединения зубчатые (шлицевые) прямобочные. Методы расчета нагрузочной способности.

ГОСТ 19274—73. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внутреннего зацепления. Расчет геометрии.

ГОСТ 19326—73. Передачи зубчатые конические с круговыми зубьями. Расчет геометрии.

ГОСТ 19624—74. Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Расчет геометрии.

ГОСТ 20918—75. Подшипники качения. Методы расчета предельной частоты вращения.

Примечание. В приложении приведены в основном ГОСТы на технические условия и технические требования на тракторы, их узлы и детали, а также требования безопасности труда и методы расчетов. Этот краткий перечень, разумеется, не охватывает всего объема стандартов, используемых при проектировании и производстве тракторов. Подробную справку о действующих стандартах можно получить в указателе «Государственные стандарты СССР» и в «Указателе отраслевых стандартов и технических условий» Министерства тракторного и сельскохозяйственного машиностроения.

2. ДАННЫЕ ДЛЯ РАСЧЕТА ТЯГОВЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

2.1. КРИВЫЕ БУКСОВАНИЯ

При выполнении тягово-экономического расчета трактора его буксование устанавливается одним из двух способов. Первый состоит в определении буксования проектируемого трактора по реальной кривой трактора-прототипа, являющейся функцией либо касательной силы тяги, либо крюкового усилия. Второй способ — расчетный.

Основным необходимым условием при определении буксования первым способом является правильный выбор кривой буксования. Прототипом может служить только такой трактор, у которого при полной идентичности типа и конструктивных параметров движителя эксплуатационная масса, приходящаяся главным образом на ведущие мосты, равна массе проектируемого трактора или отличается от нее не более чем на 3...5% (верхний предел допускается у тракторов классов 0,6...3). Вторым условием является выбор кривой по фону. Необходимо знать, на каком фоне снималась кривая буксования трактора-прототи-

Табл. П.1. Данные для построения кривых
буксования сельскохозяйственных тракторов
(фон—стерня, почва средней плотности, и нормальной влажности)

Класс	Трактор	Масса, кг		Параметры кривых буксования										
		общая	на ведущем мосту	Координаты		Числовые данные								
0,6	T-25	1700	1020	$R_{кр}$, Н	0	1500	3000	4500	6000	75000				
				δ , %	1,3	3	3,5	9,2	15,6	27,0				
0,9	T-40	2680	1830	$R_{кр}$, Н	0	2000	4000	6000	8000	9000	10000			
				δ , %	1,2	3,3	6,1	9,7	15,4	19,8	25,3			
0,9	T-40A	2880	1850	$R_{кр}$, Н	0	3000	6000	9000	12000					
				δ , %	1,0	2,9	8	14,9	27,6					
1,4	MT3-50	3220	2280	$R_{кр}$, Н	0	3000	6000	9000	12000	14000	15000			
				δ , %	0,7	2,6	5	8,5	14,4	22,4	30,1			
1,4	MT3-52	3590	2250	$R_{кр}$, Н	0	3000	6000	9000	12000	14000	15000			
				δ , %	0,8	2,4	4,7	8	13,5	20,3	25			
1,4	MT3-80	3600	2410	$R_{кр}$, Н	0	3000	6000	9000	12000	14000	15000			
				δ , %	0,8	2,2	4,3	7	11	15,6	18,6			
1,4	MT3-82	3800	2400	$R_{кр}$, Н	0	3000	6000	9000	12000	14000	15000			
				δ , %	0,8	2,1	4	6,4	9,8	13,3	15,2			
2	T-54B	3910		$R_{кр}$, Н	0	5000	10000	15000	20000	25000	30000			
				δ , %	0,4	1,1	1,9	3	4,5	7,3	13,3			
2	T-38	4200		$R_{кр}$, Н	0	5000	10000	15000	20000	25000	30000			
				δ , %	0,4	1	1,8	2,8	4,2	6,5	10,7			
3	ДТ-54	5810		$R_{кр}$, Н	0	10000	20000	30000	40000					
				δ , %	0,3	1,2	2,4	5	13,7					
3	ДТ-75	6290		$R_{кр}$, Н	0	10000	20000	30000	40000					
				δ , %	0,2	0,6	1,2	2,7	7,9					
3	T-150K	7320	2460	$R_{кр}$, Н	0	10000	20000	30000	40000					
				δ , %	0,8	2,5	4,5	8	19,7					
5	K-701	11890	4210	$R_{кр}$, Н	0	10000	20000	30000	40000	50000	60000			
				δ , %	0,7	1,4	2,4	3,8	7	13,9	27,3			
6	T-130	13540		$R_{кр}$, Н	0	20000	40000	60000	80000					
				δ , %	0,4	1,1	1,8	2,8	5,6					

Табл. П.2. Данные для построения кривых буксования промышленных тракторов (фон — залежь, плотный глинистый грунт нормальной влажности)

Класс	Трактор	Масса, кг		Параметры кривых буксования							
		общая	на ведущем мосту	Координаты	Числовые данные						
3,0	Т-150К	7320	2460	$P_{кр}, Н$	0	10 000	20 000	30 000	40 000	50 000	
				$\delta, \%$	0,6	1,8	2,7	6,7	11,3	19,8	
3,0	ТДТ-55	9500		$P_{кр}, Н$	0	10 000	20 000	30 000	40 000	50 000	60 000
				$\delta, \%$	0,4	0,9	1,4	2	2,8	4,2	6,7
4,0	Т-4С4	8700		$P_{кр}, Н$	0	10 000	20 000	30 000	40 000	50 000	60 000
				$\delta, \%$	0,4	1,0	1,5	2,3	3,2	5,0	9,1
5	К-701	11890	4210	$P_{кр}, Н$	0	10 000	20 000	30 000	40 000	50 000	60 000
				$\delta, \%$	0,5	1,1	2,0	3,2	5	7,7	12
10	Т-130	13540		$P_{кр}, Н$	0	20 000	40 000	60 000	80 000	100 000	110 000
				$\delta, \%$	0,3	0,6	0,9	1,5	3,5	5,9	9,6
25	ДЭТ-250	28800		$P_{кр}, Н$	0	50 000	100 000	150 000	200 000	250 000	275 000
				$\delta, \%$	0,3	0,9	1,6	2,5	4	8	16,4

на, какова при этом была влажность и плотность почвы. Это необходимо для получения сравнимых результатов тягово-экономического расчета. Принято ориентироваться на наиболее характерный почвенный фон. Таким фоном для тракторов сельскохозяйственного назначения, выпускаемых в СССР и странах, входящих в СЭВ, принята стерня озимой пшеницы на почве средней плотности и нормальной влажности (относительная влажность 15...18%); для тракторов промышленного назначения — залежь или плотный грунт нормальной влажности. В отдельных случаях при специальной оценке тяговых качеств трактора используются кривые буксования, полученные и на других фонах и основаниях, например, на асфальтобетонной дорожке.

Набор реальных кривых буксования отечественных тракторов различных типов и классов представлен в виде координатных данных (табл. П.1, П.2).

Если невозможно подобрать опытную кривую буксования, ее рассчитывают по одной из формул, выведенных в разное время Ю. К. Киртбая, Н. А. Ульяновым, И. И. Трепененковым, Г. Команди и др. Формулы И. И. Трепененкова выгодно отличаются от других формул тем, что в них содержатся безразмерные коэффициенты с определенными значениями. Полученные расчетные кривые буксования при этом совпадают с опытными, снятыми на почве нормальной влажности.

Для колесного трактора формула И. И. Трепененкова имеет вид

$$\delta_k = \frac{0,246 \Phi_{кр}}{1 - 3,06 \Phi_{кр}^3},$$

для гусеничного

$$\delta_k = \frac{0,0333 \Phi_{кр}}{1 - 1,377 \Phi_{кр}^2},$$

В обеих формулах $\Phi_{кр}$ — текущее значение коэффициента использования сцепления:

$$\Phi_{кр} = P_{кр} / (Mg),$$

где $P_{кр}$ — крюковое усилие (задается); M — масса проектируемого трактора, приходящаяся на ведущий мост; g — ускорение свободного падения.

Выбранную или рассчитанную по прототипу кривую буксования следует скорректировать по общей (эксплуатационной) массе проектируемого гусенич-

ного трактора или по массе, приходящейся на ведущий мост (мосты) проектируемого колесного. Это можно сделать следующим образом. Кривую 2 трактора-прототипа (рис. П.1) наносят на координатную сетку в функции касательной силы тяги $P_{к.п}$ либо крюкового усилия $P_{кр.п}$. Затем на ней берут несколько точек (желательно не менее пяти для более достоверного воспроизведения скорректированной кривой). Точки $A_1...A_5$ могут быть расположены равномерно вдоль оси абсцисс. Для каждой из них

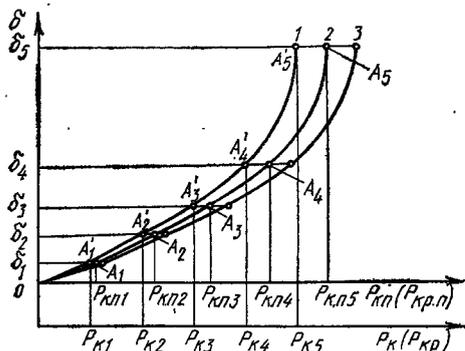


Рис. П.1. Пример корректировки кривой буксования

определяют касательную силу тяги трактора-прототипа ($P_{к.п1} ... P_{к.п5}$), по которой рассчитывают касательную силу тяги проектируемого трактора ($P_{к1} ... P_{к5}$):

$$P_{к} = P_{к.п} \frac{M}{M_{пр}}$$

где M — масса проектируемого колесного трактора, приходящаяся на ведущий мост, или общая проектируемого гусеничного; $M_{пр}$ — соответствующая масса трактора-прототипа.

Если кривая буксования построена в функции крюкового усилия, используют формулу

$$P_{кр} = P_{кр.п} \frac{M}{M_{пр}}$$

Подсчитанным по формуле силам тяги (крюковым усилиям) проектируемого трактора соответствуют те же буксования ($\delta_1 ... \delta_5$), что и найденным по точкам $A_1 ... A_5$ для прототипа. Силы $P_{к1} ... P_{к5}$ откладывают на ось абсцисс, восстанавливают из полученных точек перпендикуляры до пересечения с горизонталью, соответствующими буксованиям $\delta_1 ... \delta_5$, и получают точки $A'_1 ...$

A'_5 скорректированной кривой буксования. Если сцепная масса проектируемого трактора окажется больше, чем у прототипа, скорректированная кривая буксования δ пройдет ниже выбранной (см. рис. П.1).

Тягово-экономический расчет проектируемого трактора необходимо выполнять, используя скорректированную кривую буксования.

2.2. РЕГУЛЯТОРНАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ДИЗЕЛЯ (МЕТОД ПОСТРОЕНИЯ ТЕОРЕТИЧЕСКОЙ РЕГУЛЯТОРНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВИГАТЕЛЯ И СПРАВОЧНЫЕ ДАННЫЕ)

В тракторном дизеле постоянный скоростной режим при меняющемся сопротивлении агрегата поддерживается регулятором частоты вращения. Регулятор, воздействуя на рейку топливного насоса, изменяет подачу топлива на цикл и автоматически крутящий момент дизеля в зависимости от колебаний нагрузки. Заданная частота вращения поддерживается в пределах степени неравномерности регулятора.

Скоростная и регуляторная характеристики дизеля снимаются при постоянном положении органов управления, соответствующем полной подаче топлива, регулятором частоты вращения.

Скоростная характеристика представляет собой графики функций эффективной мощности N_e , крутящего момента M_e , часового расхода топлива G_t , удельного расхода топлива g_e от частоты вращения и состоит из двух главных участков: корректорного, на котором частота вращения изменяется от минимально устойчивого до номинального значения, а двигатель работает с перегрузкой, и

регуляторного, на котором частота вращения повышается от номинального значения n_n до значения n_x при холостом ходе.

В связи с тем что основная зона скоростной характеристики (корректорный участок) находится в области кратковременной работы дизеля, при испытаниях тракторных дизелей определяются в основном регуляторные характеристики. Регуляторная характеристика представляет собой графики функций $n=f(N_e)$, $M_e=f(N_e)$, $G_T=f(N_e)$, $g_e=f(N_e)$ и др. Она позволяет установить следующие параметры.

1. Степень неравномерности регулятора частоты вращения (в процентах):

$$\delta = \frac{200(n_x - n_p)}{n_x + n_p},$$

где n_x — максимальная частота вращения на регуляторе; n_p — частота вращения дизеля в начале действия регулятора.

Для тракторных дизелей степень неравномерности регулирования при настройке на номинальную частоту вращения должна быть в пределах 4...8%.

2. Коэффициент запаса крутящего момента (в процентах)

$$\mu = \frac{M_{e\max} - M_{eN}}{M_{eN}},$$

где $M_{e\max}$ — максимальный крутящий момент; M_{eN} — крутящий момент в режиме максимальной мощности.

3. Степень снижения частоты вращения коленчатого вала двигателя в области использования запаса крутящего момента

$$\alpha = n_M/n_H,$$

где n_M — частота вращения вала двигателя при максимальном крутящем моменте; n_H — при максимальной мощности (номинальная частота вращения).

Минимальные коэффициент запаса крутящего момента и степень снижения частоты вращения современных тракторных дизелей $\mu=10...15\%$; $\alpha=0,75...0,65$.

Поскольку регуляторная характеристика снимается при различной комплектации дизеля и в различных условиях, различают несколько видов эффективной мощности.

Номинальная мощность — эффективная мощность нового дизеля, отрегулированного и прошедшего обкатку в течение 60 ч. Мощность определяют при работе дизеля без вентилятора, воздухоочистителя, глушителя шума выпуска и впуска, искрогасителя, выпускной трубы и нейтрализатора отработавших газов, со снятыми или отключенными генератором, компрессором и гидронасосом. Мощность гарантируется заводом-изготовителем при номинальной частоте вращения, указанной в технической документации, при полной подаче топлива и стандартных атмосферных условиях, температуре и плотности топлива.

Мощность нетто — эффективная мощность нового дизеля, отрегулированного и прошедшего обкатку в течение 60 ч со всем обслуживающим его оборудованием, но отключенным или работающим без нагрузки оборудованием, не обслуживающим дизель. При этом устанавливается полная подача топлива.

Приведенная мощность — мощность нетто при стандартных барометрическом давлении и температуре окружающего воздуха.

Эксплуатационная мощность — мощность нетто при номинальной частоте вращения, указанной в технической документации, при стандартных барометрическом давлении, температуре и влажности окружающего воздуха, температуре и плотности топлива.

Краткие технические характеристики отечественных дизелей приведены в табл. П. 3.

Для вновь проектируемого двигателя регуляторную характеристику мощности нетто можно построить приближенно. Исходными данными для расчета являются эксплуатационная мощность N_{eN} (кВт) проектируемого двигателя, соответствующие ей номинальная частота вращения n_H (мин⁻¹) и удельный расход топлива g_{eN} .

Номинальный крутящий момент двигателя (Н·м)

$$M_{eN} = \frac{3 \cdot 10^4 N_{eN}}{\pi n_H}$$

Максимальный крутящий момент двигателя

$$M_{e\max} = \frac{100 - \mu_K}{100} M_{eN}$$

где μ_K — корректорный коэффициент запаса крутящего момента, определяемый по регуляторной характеристике мощности нетто дизеля-прототипа.

Часовой расход топлива (кг/ч), соответствующий эксплуатационной мощности,

$$G_{\tau N} = \frac{g_{eN} N_{eN}}{1000}$$

где g_{eN} — удельный часовой расход топлива при N_{eN} , г/(кВт·ч).

Т а б л. П.3. Краткие технические характеристики дизелей базовых модификаций

Модель дизеля	Базовая модификация	Мощность, кВт		Частота вращения, мин ⁻¹		Максимальный крутящий момент $M_{e\max}$, Н·м	Запас крутящего момента, μ_K , %	Удельный расход топлива на номинальном режиме g_{eN} , г/(кВт·ч)
		эксплуатационная N_{eN}	номинальная N_{eH}	номинальная n_H	n_M при $M_{e\max}$			
1	2	3	4	5	6	7	8	9

Дизели водяного охлаждения

4Р без наддува	Д-240	55,1	56,6	2200	1400	274	12	Не более 245
6Р с турбонаддувом	Д-260Т	106,6	110,2	2200	1500	518	12	То же
4Р с турбонаддувом	СМД-17КН/18КН	73,5	76,4	1900	1400		10	*
	СМД-19/20	88,5	92	1900	1400		10	*
6V с турбонаддувом	СМД-62	121,3	128,6	2100	1450	1650	637	15
	СМД-72	147,2	152	2100	1400		10	*
8V с турбонаддувом	СМД-80	183,8	194,8	2100	1450...1650	960	15	238
4Р с турбонаддувом	А-41Т	81	84,5	1750	1200...1300	529	15	Не более 245
6Р с турбонаддувом	А-01Т(А-11Т)	117,6	122,8	1800	1200...1400	652	15	238
4Р с турбонаддувом	Д-160	117,6	122,8	1250	800...900	1029	12	238

Дизели воздушного охлаждения

2Р без наддува	Д-120	21,1	23,5	2200	1500	123	12	Не более 238
4Р без наддува	Д-144	44,1	46,3	2200	1500	248	12	То же
8V с турбонаддувом	8ДВТ-330	252,5	267,8	1850	1250...1300	1029	12	*

Ветви регулярной характеристики в интервале изменения крутящего момента от нуля на холостом ходу до M_{eN} представляют режим работы двигателя, определяемый регулятором частоты вращения.

Зависимость частоты вращения от крутящего момента на регуляторном участке характеристики можно представить формулой

$$n = n_x - (n_x - n_H) \frac{M_e}{M_{eN}}. \quad (\text{П.1})$$

Частота вращения n_x определяется степенью неравномерности регулятора:

$$n_x = n_H \frac{200 + \delta}{200 - \delta}.$$

Часовой расход топлива может быть представлен линейной функцией мощности:

$$G_T = (G_{TN} - G_{T,x}) \frac{M_e n}{M_{eN} n_H}, \quad (\text{П.2})$$

где G_T — часовой расход топлива при заданной M_e , кг/ч; $G_{T,x}$ — часовой расход топлива в режиме холостого хода двигателя, кг/ч.

$$G_{T,x} = k G_{TN},$$

где k — коэффициент пропорциональности, для современных дизельных двигателей $k=0,2...0,3$.

Корректирующие ветви характеристик $n=f(M_e)$ и $G_T=f(M_e)$ можно приближенно построить по следующим формулам:

$$n = n_H \left[\alpha + (1 - \alpha) \sqrt{\frac{M_{e\max} - M_e}{M_{e\max} - M_{eN}}} \right]; \quad (\text{П.3})$$

$$G_T = G_{TN} \left[\frac{\gamma - \alpha^2}{1 - \alpha} \left(1 - \frac{n}{n_H} \right) + \left(\frac{n}{n_H} \right)^2 \right] \frac{M_e n}{M_{eN} n_H}. \quad (\text{П.4})$$

В уравнении (П.4) γ — степень изменения удельного расхода топлива на скоростной ветви характеристики:

$$\gamma = g_{em}/g_{eN},$$

где g_{em} — удельный расход топлива при $M_{e\max}$.

Для современных дизельных двигателей $\gamma=1...1,1$.

Мощность двигателя (кВт) при заданном M_e пропорциональна найденной по формулам (П.1) и (П.3) частоте вращения:

$$N_e = 10^{-3} \frac{\pi n}{30} M_e. \quad (\text{П.5})$$

Удельный расход топлива (г/(кВт·ч))

$$g_e = 10^3 G_T/N_e. \quad (\text{П.6})$$

Пример. Построить регуляторную характеристику дизеля в функции крутящего момента, если заданы следующие параметры: номинальная эксплуатационная мощность двигателя $N_{eN} = 200$ кВт; номинальная частота вращения вала двигателя $n_H = 2000$ мин⁻¹; удельный расход топлива при эксплуатационной мощности $g_{eN} = 250$ г/(кВт·ч).

Находим номинальный крутящий момент:

$$M_{eN} = 30000 \frac{200}{\pi 2000} = 955 \text{ Н·м.}$$

Полагая $\mu_k = 12\%$, находим максимальный крутящий момент двигателя:

$$M_{\text{max}} = \frac{100 + 12}{100} 955 = 1070 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Часовой расход топлива при эксплуатационной мощности двигателя

$$G_T = \frac{250 \cdot 200}{1000} = 50 \text{ кг/ч}$$

Определим часовой расход топлива на холостом ходу двигателя при $k_s = 0,25$:

$$G_{T,x} = 0,25 \cdot 50 = 12,5 \text{ кг/ч}.$$

Принимая степень неравномерности регулятора $\delta = 7\%$, находим частоту вращения в режиме холостого хода двигателя:

$$n_x = 2000 \frac{200 + 7}{200 - 7} = 2145 \text{ мин}^{-1}.$$

Частоту вращения вала двигателя и часовой расход топлива при изменении крутящего момента от нуля до номинального значения находим по формулам (П. 1) и (П. 2), а при изменении крутящего момента от номинального до максимального значения — по формулам (П. 3) и (П. 4), полагая $\alpha = 0,7$ и $\gamma = 1,05$. Мощность двигателя и удельный расход топлива рассчитываем по формулам (П. 5) и (П. 6).

По результатам расчетов (табл. П. 4) строим регуляторную характеристику (рис. П. 2).

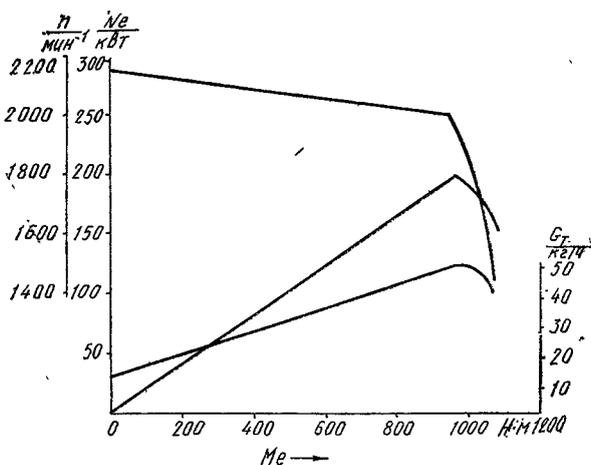


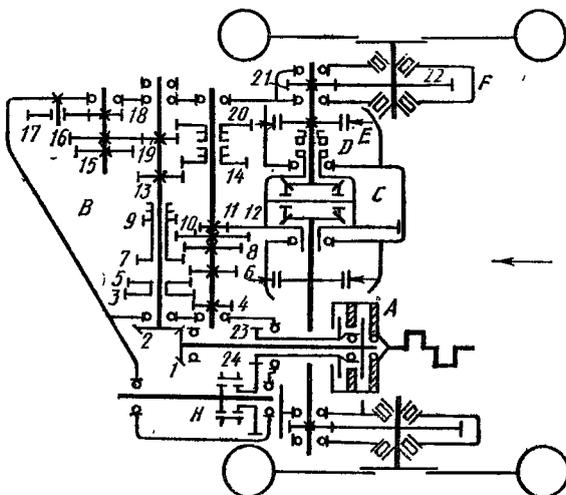
Рис. П.2. Расчетная регуляторная характеристика дизельного двигателя мощностью 200 кВт

Табл. П.4. Результаты расчета регуляторной характеристики дизеля мощностью $N_{eN} = 200$ кВт

M_e , Н·м	n , мин ⁻¹	N_e , кВт	G_T , кг/ч	g_e , г/(кВт·ч)
0	2145	0	12,5	
400	2084	87,3	28,9	331
800	2024	169,6	44,3	261
955	2000	200	50	250
1000	1868	195,6	48,7	249
1040	1706	185,8	46,4	250
1070	1400	156,9	41,2	262

2.3. КИНЕМАТИЧЕСКИЕ СХЕМЫ ТРАНСМИССИЙ

Кинематическая схема трансмиссии
самоходного шасси Т-16М



A — двухпоточное сцепление; *B* — коробка передач; *C* — центральная передача с дифференциалом; *D* — кулачковая муфта блокировки дифференциала; *E* — ленточный тормоз; *F* — конечная передача; *H* — привод к ВОМ

Шестерня	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Число зубьев	23	26	36	23	31	28	22	38	19	40	19	77

Шестерня	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Число зубьев	24	25	32	39	31	11	16	43	12	70	16	48

Передача	Замедленная			I			II			III		
----------	-------------	--	--	---	--	--	----	--	--	-----	--	--

Работающие шестерни	1-2-19-16-18-17-20-11-12-21-22				1-2-19-20-11-12-21-22			1-2-9-10-11-12-21-22			1-2-7-8-11-12-21-22	
---------------------	--------------------------------	--	--	--	-----------------------	--	--	----------------------	--	--	---------------------	--

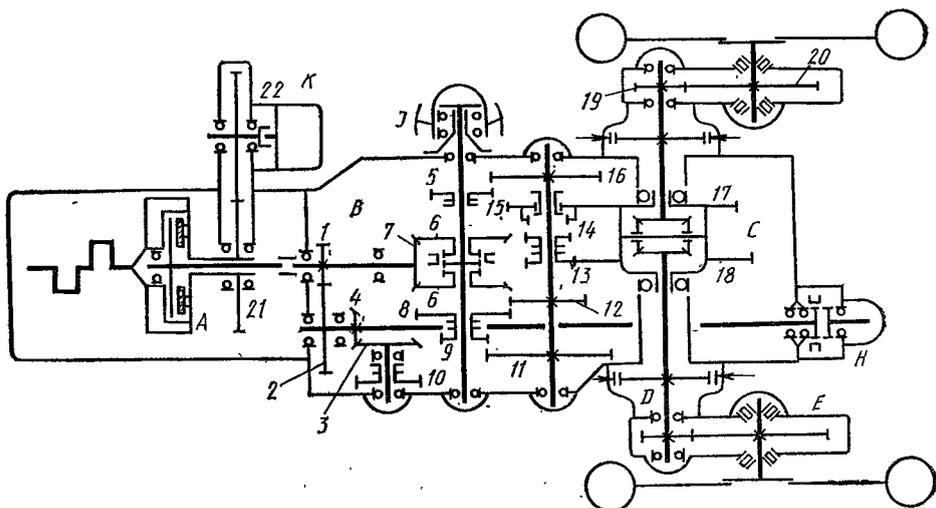
Передачное число	255			72			56,3			46,2		
------------------	-----	--	--	----	--	--	------	--	--	------	--	--

Передача	IV			V			VI			Задний ход		
----------	----	--	--	---	--	--	----	--	--	------------	--	--

Работающие шестерни	1-2-13-14-11-12-21-22			1-2-5-6-11-12-21-22			1-2-3-4-11-12-21-22			1-2-19-16-15-14-11-12-21-22		
---------------------	-----------------------	--	--	---------------------	--	--	---------------------	--	--	-----------------------------	--	--

Передачное число	39			24,2			17,1			71,3		
------------------	----	--	--	------	--	--	------	--	--	------	--	--

Кинематическая схема трансмиссии трактора Т-25А



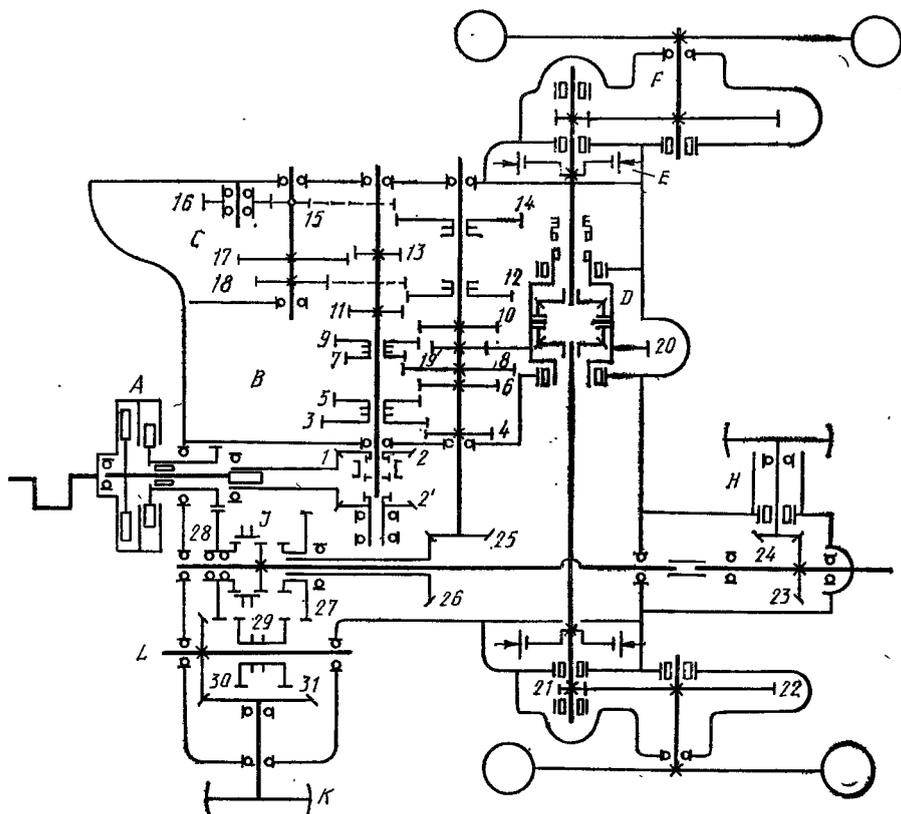
А — сцепление; В — коробка передач; С — центральная передача с дифференциалом; D — ленточный тормоз; E — конечная передача; H — зубчатая муфта включения ВОМ; J — приводной боковой шкив; K — привод к насосу гидронавесной системы

Шестерня	1	2	3	4	5	6	6'	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
Число зубьев	14	41	29	15	21	35	35	20	31	18	18	39	26	19	19	25	36	59	66	12	57	43	44

Передача	Вперед и назад			
	I	II	III	IV
Работающие шестерни	7-6(6')-9-11-13-18-19-20	7-6(6')-5-16-13-18-19-20	7-6(6')-9-11-14-15-17-19-20	7-6(6')-5-16-14-15-17-19-20
Передаточное число	62,6	49,5	42,5	33,6

Передача	Вперед и назад		Ходоуменьшитель (только вперед)	
	V	VI	I	II
Работающие шестерни	7-6(6')-8-12-13-18-19-20	7-6(6')-8-12-14-15-17-19-20	1-2-4-3-10-11-13-18-19-20	1-2-4-3-10-11-14-15-17-19-21
Передаточное число	24,2	16,4	121	82

Кинематическая схема трансмиссии трактора Т-40М

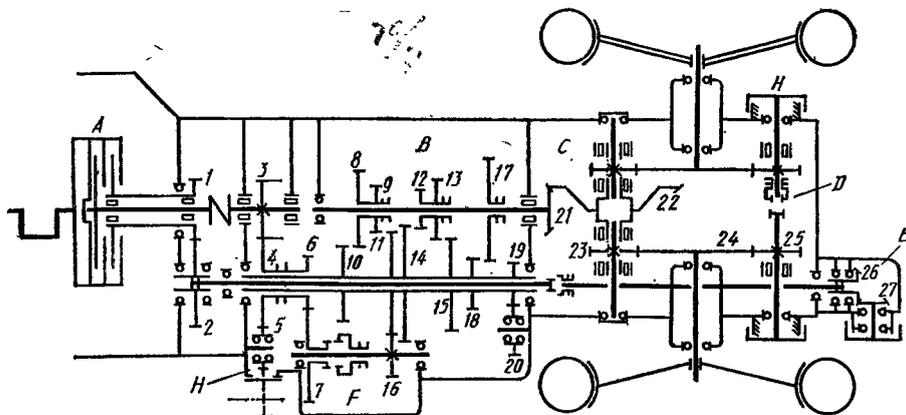


A — двухшточное сцепление; **B** — коробка передач; **C** — ходоуменьшитель; **D** — центральная передача с дифференциалом; **E** — ленточный тормоз; **F** — конечная передача; **H** — задний приводной шкив и ВОМ; **J** — зубчатая муфта переключения ВОМ на независимый или синхронный привод; **K** — боковой шкив; **L** — боковой ВОМ

Шестерня	1	2	2'	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Число зубьев	20	30	30	35	22	30	27	17	39	19	37	21	35	15	41	10
Шестерня	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31
Число зубьев	24	35	23	17	60	12	74	26	14	13	26	54	54	19	24	32
Передача	Вперед и назад															
	Замедленная				I				II				III			
Работающие шестерни	1-2(2')-13-17-15-				1-2(2')-13-14-				1-2(2')-7-8-				1-2(2')-9-10			
Передачочное число	14-19-20-21-22				19-20-21-22				19-20-21-22				19-20-21-22			
	312,3				89,2				74,9				63,6			

Передача	Вперед и назад			Задний ход
	IV	V	VI	
Работающие шестерни	1-2(2')-11-12-19-20-21-22	1-2(2')-5-6-19-20-21-22	1-2(2')-3-4-19-20-21-22	1-2(2')-13-17-18-12-19-20-21-22
Передаточное число	54,4	29,4	20,5	106,6

Кинематическая схема трансмиссии трактора ЮМЗ-6М



A — двухшточное сцепление; B — коробка передач; C — центральная передача с дифференциалом; D — муфта блокировки дифференциала; E — приводной шкив и ВОМ; F — редуктор коробки передач; H — привод на боковой ВОМ

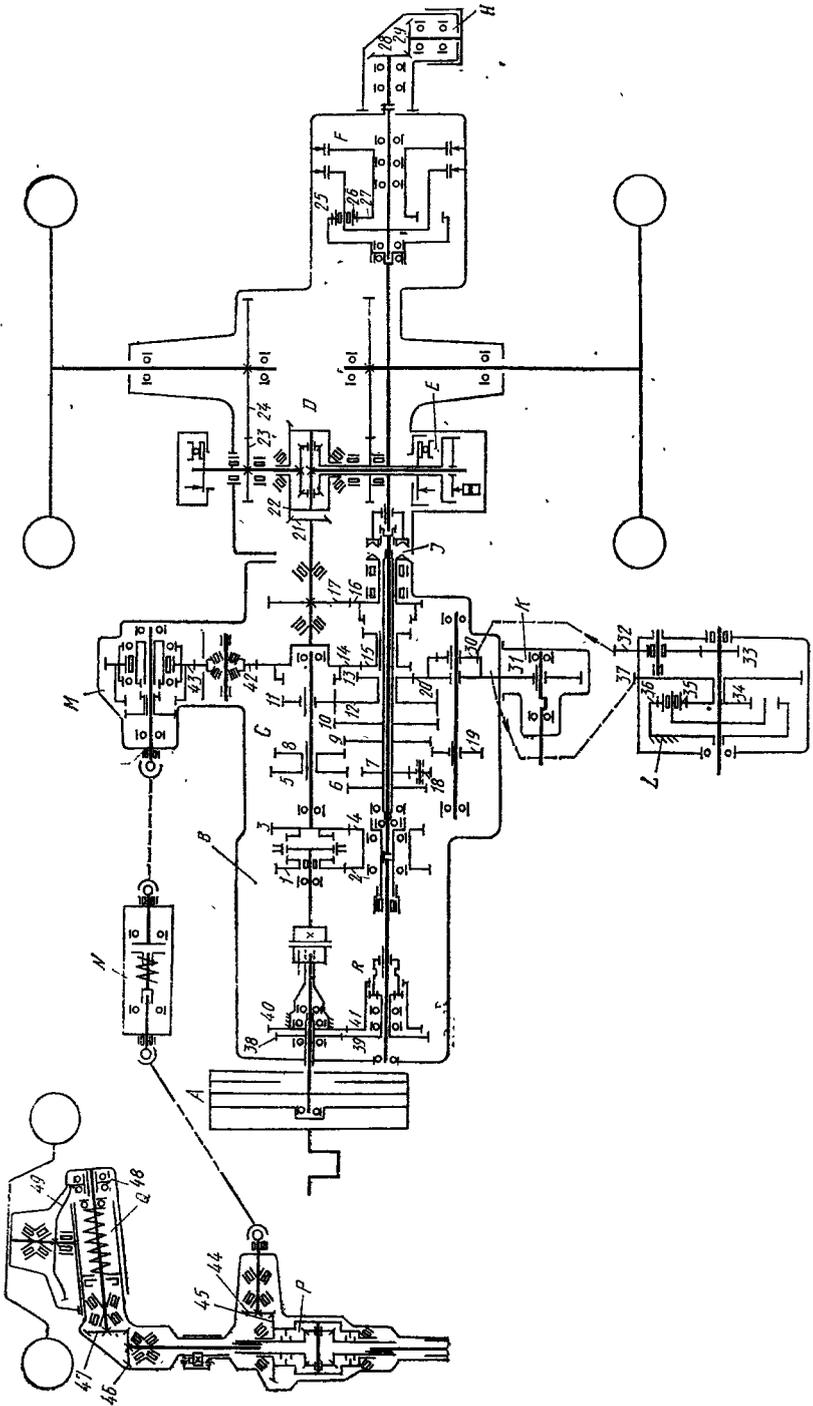
Шестерня	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Число зубьев	14	44	19	40	31	20	37	32	21	27	37	18	29	41
Шестерня	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	—
Число зубьев	30	19	34	24	18	25	13	53	14	72	12	22	14	—

Передача	С редуктором			
	I	II	III	IV
Работающие шестерни	3-4-6-7-16-11-18-17-21-22-23-24	3-4-6-7-16-11-10-8-21-22-23-24	3-4-6-7-16-11-15-13-21-22-23-24	3-4-6-7-16-11-9-21-22-23-24
Передаточное число	225,3	188,5	153,7	90,3

Передача	С редуктором		Без редуктора	
	V	Задний ход	VI	VII
Работающие шестерни	3-4-6-7-16-11-14-12-21-22-23-24	3-4-6-7-16-11-19-20-17-21-22-23-24	3-4-18-17-21-22-23-24	3-4-10-8-21-22-23-24
Передаточное число	69,8	300	62,5	52,5

Передача	Без редуктора			
	VIII	IX	X	Задний ход
Работающие шестерни	3-4-15-13-21- 22-23-24	3-4-11-9-21- 22-23-24	3-4-14-12-21- 22-23-24	3-4-19-17-21- 22-23-24
Передачное число	42,7	25,1	19,4	83,4

Кинематическая схема трансмиссии трактора МТЗ-82



A — двухпочточное сцепление; *B* — понижающий редуктор коробки передач; *C* — коробка передач; *D* — центральная передача с дифференциалом; *E* — дисковый тормоз и муфта блокировки дифференциала; *F* — планетарный редуктор ВОМ; *H* — приводной шкив; *J* — муфта переключения ВОМ на независимый и синхронный привод; *K* — привод бокового ВОМ; *L* — ходоуменьшитель; *M* — раздаточная коробка; *N* — промежуточная опора с предохранительной муфтой; *P* — самоблокирующийся дифференциал; *Q* — конечная передача; *R* — зубчатая муфта переключения ступеней ВОМ

Шестерня	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Число зубьев	30	35	34	30	27	38	19	24	40	43	21	43	26	45	20	28	37	31

Шестерня	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36
Число зубьев	17	32	12	41	13	69	63	16	30	22	14	20	37	25	10	18	15	48

Шестерня	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49
Число зубьев	31	18	47	26	38	17	39	11	24	11	14	12	58

Передача	I с ходоуменьшителем	I без ходоуменьшителя	II с ходоуменьшителем	II без ходоуменьшителя
Работающие шестерни	11-12-13-20- X.Y.-30-19- 18-7-15-14- 21-22-23-24	11-12-13-20- 30-19-9-15- 14-21-22-23- 24	11-12-13-20- X.Y.-30-19- 18-7-16-17- 21-22-23-24	11-12-13-20-30- 19-9-16-17-21- 22-23-24
Передаточное число*: <i>и</i> —без редуктора	1717,85	241,95	1009,0	142,1
<i>и_р</i> —с редуктором**	2271,3	319,9	1333,95	187,88

Передача	III	IV	V	VI
Работающие шестерни	11-10-15-14- 21-22-23-24	8-9-15-14- 21-22-23-24	5-6-15-14- 21-22-23-24	11-10-16-17- 21-22-23-24
Передаточное число:				
<i>и</i>	83,55	68,0	57,43	49,06
<i>и_р</i>	110,47	89,92	75,93	64,88

Передача	VII	VIII	IX (прямая)	Ходоуменьшитель
Работающие шестерни	8-9-16-17- 21-22-23-24	5-6-16-17- 21-22-23-24	21-22-23-24	20-37-34-36-33- 32-30
Передаточное число:				
<i>и</i>	39,94	33,73	18,13	7,1
<i>и_р</i>	52,81	44,59	23,98	

Передача	Задний ход			
	I с ходоуменьшителем	I без ходоуменьшителя	II с ходоуменьшителем	II без ходоуменьшителя
Работающие шестерни	11-12-13-20- X.V.-30-19- 9-15-14-21- 22-23-24	11-12-13-20- 30-19-18-7- 15-14-21-22- 23-24	11-12-13-20- X.V.-30-19- 9-16-17-21- 22-23-24	11-12-13-20- 30-19-18-7- 16-17-21-22- 23-24

Передаточное число:				
i	1029,0	144,93	479,25	67,50
i_p	1362	192	633,67	89,25

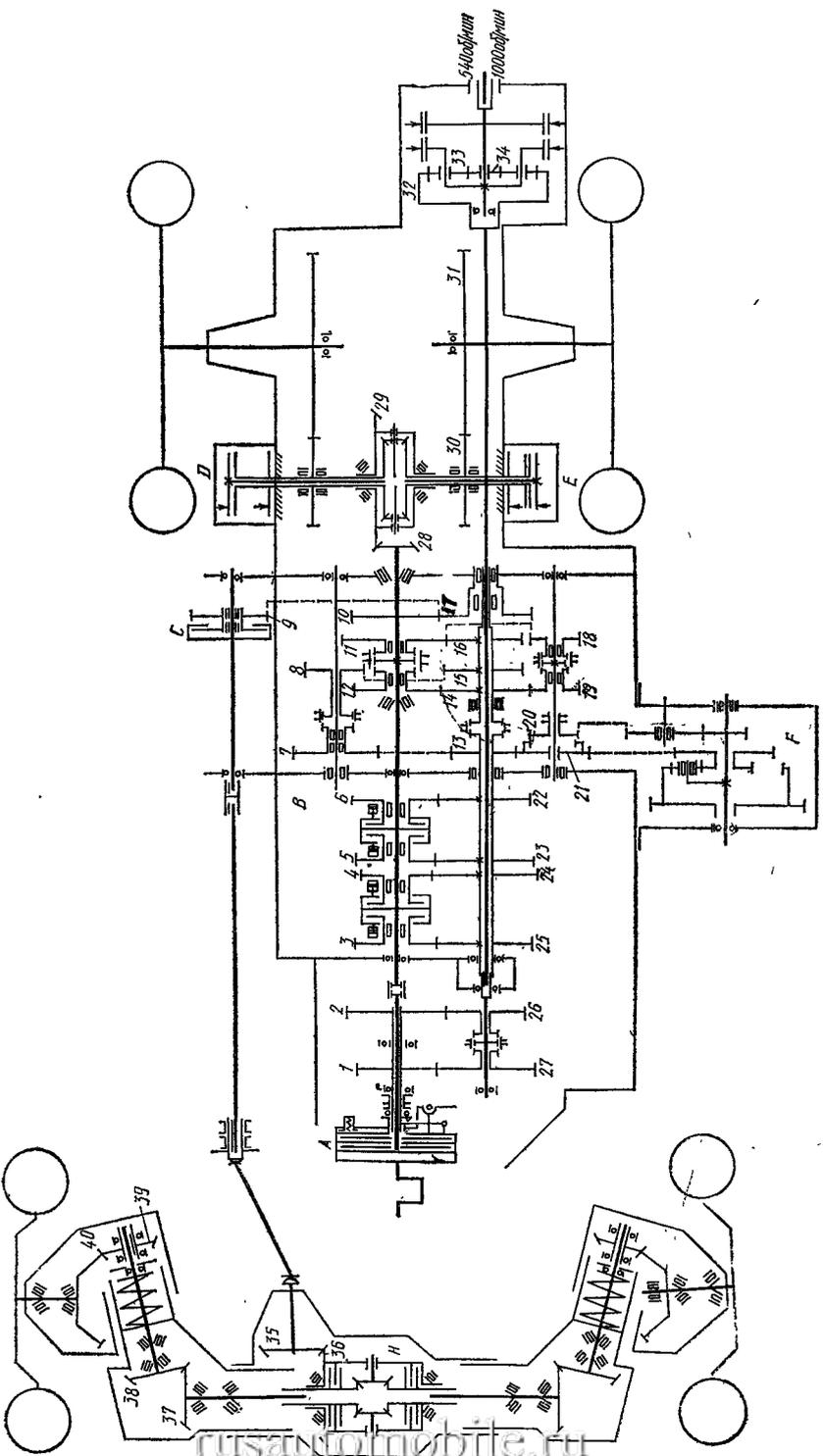
Передаточное число на передние ведущие колеса (от КП)

Работающие шестерни	Передаточное число
$14-42-43-44-45-46-47-48-49$	11,6

* Передаточные числа на задние ведущие колеса.

** Передаточное число понижающего редуктора, $i_p=1,322$.

Кинематическая схема трансмиссии трактора МТЗ-102



А — сцепление; В — коробка передач; С — муфта включения переднего ведущего моста; D — стояночный тормоз; E — гидромуфта блокировки дифференциала и тормоз; F — ходоуменьшитель; H — самоблокирующийся дифференциал.

Шестерня	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
Число зубьев	19	26	24	21	27	30	37	27	32	37	46	30	17	34	28	18	27	19

Шестерня	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36
Число зубьев	20	25	38	34	37	43	40	38	46	12	41	13	69	63	16	30	11	24

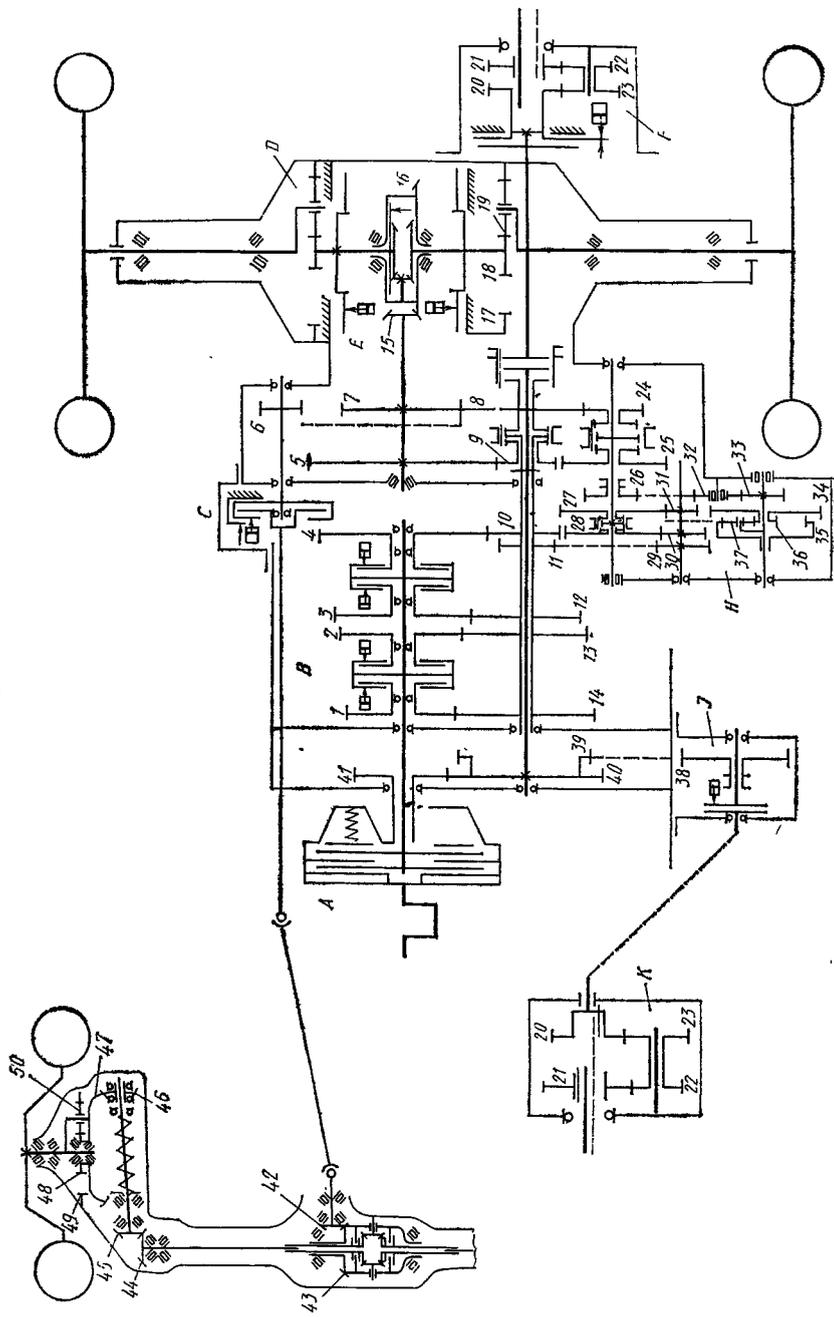
Шестерня 37 38 39 40
 Число зубьев 11 14 12 58

Диапазоны	Передача	Работающие шестерни		Передаточное число на задние ведущие колеса	
				коробки передач	трансмиссии
1	2	3	4	5	6
Передний ход	I	1	4-24-13-21-19-14-16-11-28-29-30-31	19,88	360,66
		2	3-25-13-21-19-14-16-11-28-29-30-31	16,18	293,51
		3	5-23-13-21-19-14-16-11-28-29-30-31	13,31	241,34
	II	4	6-22-13-21-19-14-16-11-28-29-30-31	11	199,59
		5	4-24-13-7-8-15-16-11-28-29-30-31	11,81	214,19
		6	3-25-13-7-8-15-16-11-28-29-30-31	9,61	174,33
		7	5-23-13-7-8-15-16-11-28-29-30-31	7,9	143,34
		8	6-22-13-7-8-15-16-11-28-29-30-31	6,54	118,55
		9	4-24-13-21-8-15-14-12-28-29-30-31	6,87	124,51
	III	10	3-25-13-21-8-15-14-12-28-29-30-31	5,59	101,34
		11	5-23-13-21-8-15-14-12-28-29-30-31	4,59	83,33
		12	6-22-13-21-8-15-14-12-28-29-30-31	3,8	68,91
	IV	13	4-24-16-11-28-29-30-31	5,23	94,9
		14	3-25-16-11-28-29-30-31	4,26	77,24
		15	5-23-16-11-28-29-30-31	3,5	63,5
		16	6-22-16-11-28-29-30-31	2,9	52,52
	V	17	4-24-13-7-8-15-14-12-28-29-30-31	4,08	73,95
		18	3-25-13-7-8-15-14-12-28-29-30-31	3,32	60,19
		19	5-23-13-7-8-15-14-12-28-29-30-31	2,73	49,49
	VI	20	6-22-13-7-8-15-14-12-28-29-30-31	2,26	40,93
		21	4-24-14-12-28-29-30-31	1,81	32,77
		22	3-25-14-12-28-29-30-31	1,47	26,68
		23	5-23-14-12-28-29-30-31	1,21	21,93
		24	6-22-14-12-28-29-30-31	1	18,14
Задний ход	I	1	4-24-13-21-18-11-28-29-30-31	11,08	200,99
		2	3-25-13-21-18-11-28-29-30-31	9,02	163,59
		3	5-23-13-21-18-11-28-29-30-31	7,41	134,45
		4	6-22-13-21-18-11-28-29-30-31	6,13	111,2
	II	5	4-24-13-21-18-11-16-14-12-28-29-30-31	3,83	69,39
		6	3-25-13-21-18-11-16-14-12-28-29-30-31	3,11	56,48
		7	5-23-13-21-18-11-16-14-12-28-29-30-31	2,56	46,41
		8	6-22-13-21-18-11-16-14-12-28-29-30-31	2,11	38,38

Передаточное число на передние ведущие колеса (от КП)	
Работающие шестерни	Передаточное число
10-9-35-36-37-38-39-40	11,6

Примечание. Кинематические параметры ходоуменьшителя те же, что и у трактора МТЗ-82.

Кинематическая схема трансмиссии трактора МТЗ-142



A — сцепление; *B* — коробка передач; *C* — муфта включения переднего ведущего моста и стояночный тормоз; *D* — планетарная конечная передача; *E* — дисковый тормоз; *F* — задний ВОМ с муфтой управления; *H* — планетарный ходоуменьшитель; *J* — шестерня включения и муфта управления переднего ВОМ; *K* — передний ВОМ

Шестерня	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
Число зубьев	32	36	40	43	51	36	40	32	20	28	17	32	36	40	11	40	78	15	31	15	21	17

Шестерня	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44
Число зубьев	22	34	26	23	34	24	35	22	12	25	10	31	48	18	15	35	35	48	23	11	24	13

Шестерня	45	46	47	48	49	50
Число зубьев	16	24	52	40	74	17

Диапазон	Передача	Работающие шестерни	Передачное число без ходоуменьшителя на задние колеса		
			коробки передач	трансмиссии	
1	2	3	4	5	6
Передний ход	I	1 1-14-11-29-31-27-25-5-15-16-К.П*		14,34	322,39
		2 2-13-11-29-31-27-25-5-15-16-К.П		11,4	257,02
		3 3-12-11-29-31-27-25-5-15-16-К.П		9,15	206,38
		4 4-10-11-29-31-27-25-5-15-16-К.П		7,45	167,96
	II	5 1-14-11-29-30-28-25-5-15-16-К.П		5,5	124
		6 2-13-11-29-30-28-25-5-15-16-К.П		4,4	99,33
		7 3-12-11-29-30-28-25-5-15-16-К.П		3,52	79,47
		8 4-10-11-29-30-28-25-5-15-16-К.П		2,87	64,7
	III	9 1-14-9-5-15-16-К.П		3,19	71,85
		10 2-13-9-5-15-16-К.П		2,55	57,49
		11 3-12-9-5-15-16-К.П		2,04	45,99
		12 4-10-9-5-15-16-К.П		1,86	37,43
	IV	13 1-14-8-7-15-16-К.П		1,56	35,24
		14 2-13-8-7-15-16-К.П		1,25	28,18
		15 3-12-8-7-15-16-К.П		1	22,55
		16 4-10-8-7-15-16-К.П		0,81	18,35
Задний ход	I	1 1-14-11-29-31-27-24-8-7-15-16-К.П		8,58	193,39
		2 2-13-11-29-31-27-24-8-7-15-16-К.П		6,86	154,73
		3 3-12-11-29-31-27-24-8-7-15-16-К.П		5,49	123,77
		4 4-10-11-29-31-27-24-8-7-15-16-К.П		4,47	100,75
	II	5 1-14-11-29-30-28-24-8-7-15-16-К.П		3,3	74,46
		6 2-13-11-29-30-28-24-8-7-15-16-К.П		2,64	59,56
		7 3-12-11-29-30-28-24-8-7-15-16-К.П		2,11	47,66
		8 4-10-11-29-30-28-24-8-7-15-16-К.П		1,72	38,8

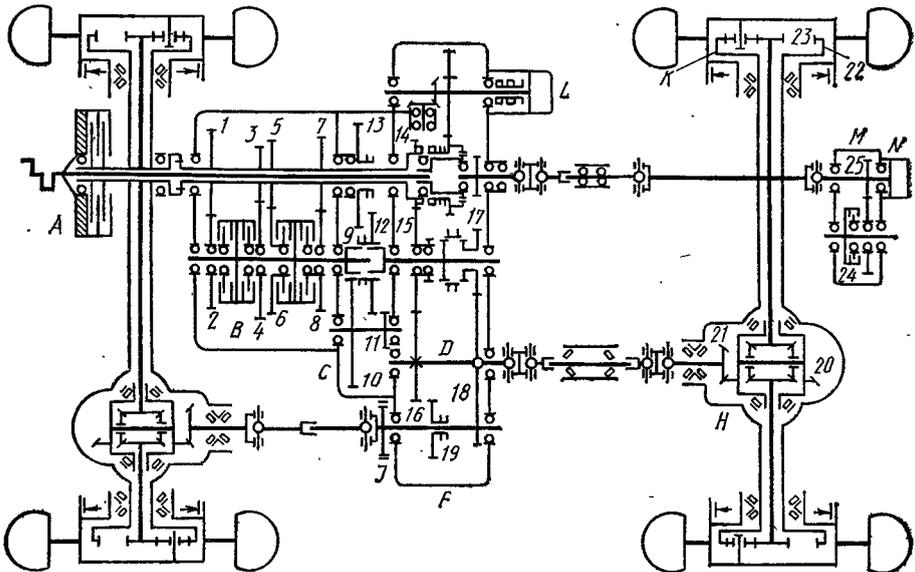
Диапазон	Передача	Работающие шестерни	Передаточное число с ходоуменьшителем
Передний ход	1	1-14-11-29-31-27-34-36-37-33-32-26-24-8-7-15-16-К.П	1487,59
	2	2-13-11-29-31-27-34-36-37-33-32-26-24-8-7-15-16-К.П	1190,07
	3	3-12-11-29-31-27-34-36-37-33-32-26-24-8-7-15-16-К.П	952,06
	4	4-10-11-29-31-27-34-36-37-33-32-26-24-8-7-15-16-К.П	774,93
Задний ход	1	1-14-11-29-31-27-34-36-37-33-32-16-25-5-15-16-К.П	2577,4
	2	2-13-11-29-31-27-34-36-37-33-32-16-25-5-15-16-К.П	2011,92
	3	3-12-11-29-31-27-34-36-37-33-32-16-25-5-15-16-К.П	1649,54
	4	4-10-11-29-31-27-34-36-37-33-32-16-25-5-15-16-К.П	1342,65

Передаточное число на передние ведущие колеса (от КП)

Работающие шестерни	Передаточное число
7-6-42-43-44-45-46-47-48-50	14,92

* К.П — конечная передача, $u_{к.п} = 1 + \frac{78}{15} = 6,2$

Кинематическая схема трансмиссии трактора Т-150К



A — сцепление; *B* — коробка передач; *C* — ходоуменьшитель; *D* — раздаточная коробка; *H* — центральная передача с дифференциалом; *J* — центральный тормоз; *K* — планетарный колесный редуктор; *L* — насос навесной системы; *M* — редуктор независимого ВОМ; *N* — насос муфты редуктора ВОМ

Шестерня	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Число зубьев	33	32	25	38	28	36	30	34	17	44	22	40	23

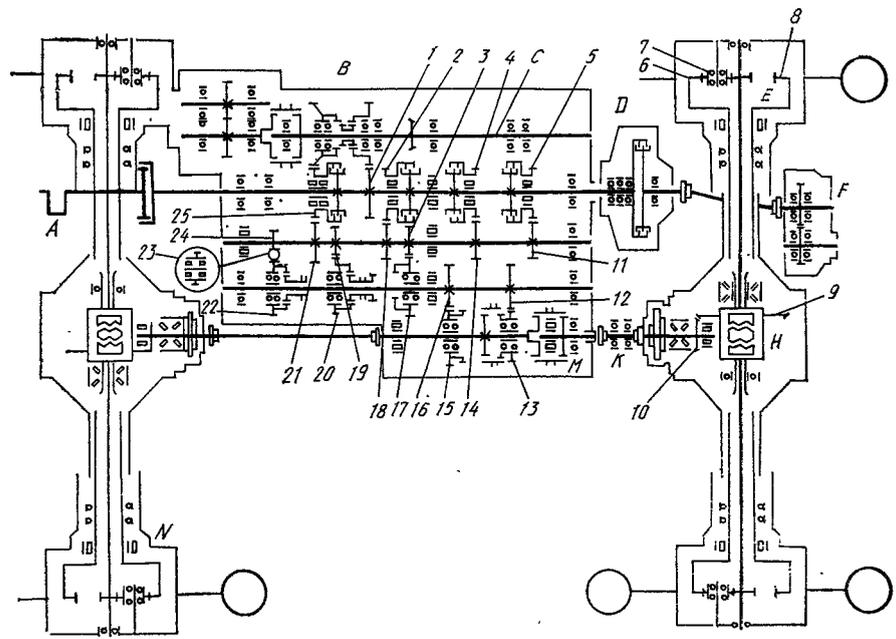
Шестерня	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25
Число зубьев	26	37	33	24	46	33	40	9	61	17	41	20

Передача	I		II		III		IV		V	
Работающие шестерни	3-4-17-18-21-20-K		5-6-17-18-21-20-K		7-8-17-18-21-20-K		1-2-17-18-21-20-K		3-4-15-16-21-20-K	
Передаточное число	59,4		50,3		44,3		37,9		27,7	

Передача	VI		VII		VIII		Ходоуменьшитель	Колесный редуктор
Работающие шестерни	5-6-15-16-21-20-K		7-8-15-16-21-20-K		3-2-15-16-21-20-K		19-10-11-12	$K = 1 + \frac{22}{23}$
Передаточное число	23,4		20,6		17,64		4,7	4,59

Передача	Задний ход			
	I	II	III	IV
Работающие шестерни	3-4-9-10-13-14-15-16-21-20-K	5-6-9-10-13-14-15-16-21-20-K	7-8-9-10-13-14-15-16-21-20-K	1-2-9-10-13-14-15-16-21-20-K
Передаточное число	75	63,5	55,9	47,9

Кинематическая схема трансмиссии тракторов К-700/701



A — двигатель; *B* — коробка передач; *C* — вал привода насосов; *D* — муфта управления ВОМ; *E* — колесный планетарный редуктор; *F* — редуктор ВОМ; *H* — центральная передача и дифференциал свободного хода; *K* — промежуточная опора карданного вала; *M* — муфта включения заднего ведущего моста; *N* — передний ведущий мост

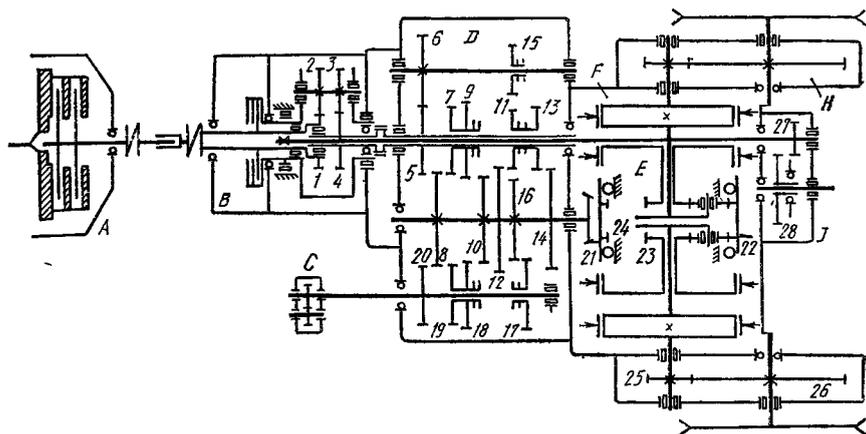
Шестерня	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Число зубьев	36	30	27	27	24	—	—	—	—	—	41	18	42	38	25	34

Шестерня	17	18	19	20	21	22	23	24	25
Число зубьев	34	35	18	44	32	32	22	23	33

Диапазон		Передача	Работающие шестерни	Передаточное число	
				коробки передач	трансмиссии
1	2	3	4	5	6
Передний ход	I	1	5-11-19-20-12-13-10-9-E	9,75	170,82
		2	4-14-19-20-12-13-10-9-E	8,02	140,51
		3	2-18-19-20-12-13-10-9-E	6,67	116,86
		4	25-21-19-20-12-13-10-9-E	5,87	102,84
	II	5	5-11-3-17-12-13-10-9-E	5,03	88,13
		6	4-14-3-17-12-13-10-9-E	4,15	72,71
		7	2-18-3-17-12-13-10-9-E	3,44	60,27
		8	25-21-3-17-12-13-10-9-E	3,03	53,09
	III	9	5-11-19-20-16-15-10-9-E	3,08	53,96
		10	4-14-19-20-16-15-10-9-E	2,54	44,5
		11	2-18-19-20-16-15-10-9-E	2,11	36,97
	IV	12	25-21-19-20-16-15-10-9-E	1,85	32,41
		13	5-11-3-17-16-15-10-9-E	1,59	27,83
		14	4-14-3-17-16-15-10-9-E	1,31	22,95
		15	2-18-3-17-16-15-10-9-E	1,09	19,1
		16	25-21-3-17-16-15-10-9-E	0,96	16,82
Задний ход	I	1	5-11-24-23-22-12-13-10-9-E	5,56	97,4
		2	4-14-24-23-22-12-13-10-9-E	4,58	80,24
		3	2-18-24-23-22-12-13-10-9-E	3,80	66,58
		4	25-21-24-23-22-12-13-10-9-E	3,85	67,45
	II	5	5-11-24-23-22-16-15-10-9-E	1,75	30,66
		6	4-14-24-23-22-16-15-10-9-E	1,44	25,26
		7	2-18-24-23-22-16-15-10-9-E	1,18	20,67
		8	25-21-24-23-22-16-15-10-9-E	1,05	18,4

Примечание. Передаточное число центральной передачи — 2,92, колесного редуктора — 6.

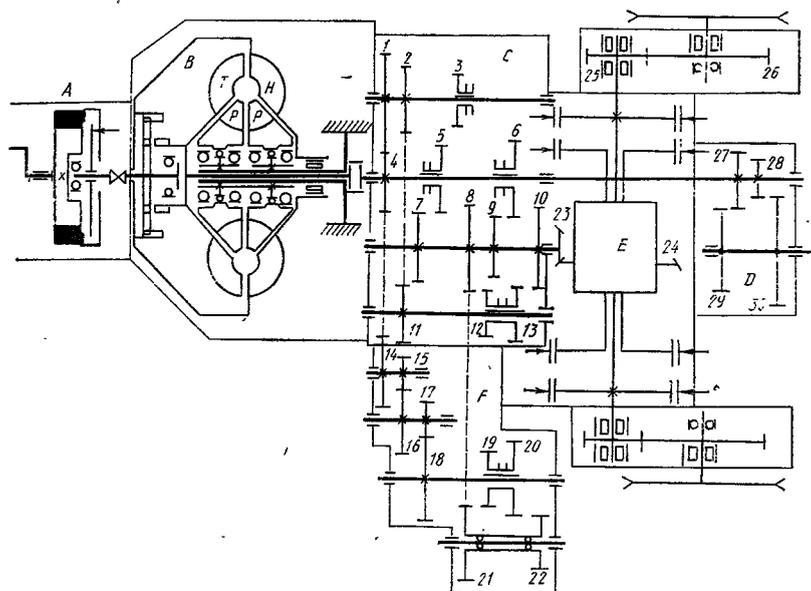
Кинематическая схема трансмиссии тракторов ДТ-75/75М



А — сцепление; В — увеличитель крутящего момента (УКМ); С — масляный насос УКМ; D — коробка передач; E — планетарный механизм поворота; F — остановочный тормоз; H — конечная (бортовая) передача; J — редуктор зависящего ВОМ

Шестерня	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
Число зубьев	27	27	24	30	37	37	32	46	34	44	28	50	30	48
Шестерня	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28
Число зубьев	24	40	37	33	31	29	18	57	23	55	13	71	18	57
Передача	I		II			III			IV		V			
Работающие шестерни	11-12-21-22-26	12-21-25-26	13-14-21-26	14-21-25-26	7-8-21-26	8-21-25-26	9-10-21-25-26	10-21-25-26	5-20-19-8-21-22-E-25-26					
Передаточное число	43,8		39,24			35,26			31,74		28,53			
Передача	VI		VII		Задний ход			ПМП		УКМ				
Работающие шестерни	5-20-18-10-21-22-E-25-26	5-20-17-16-21-22-E-25-26	5-6-15-12-21-22-E-26			1+		24/23	1-2-3-4					
Передаточное число	25,63		20,78		51,09			1,42		1,25				

Кинематическая схема трансмиссии трактора ДТ-75С



A — сцепление; *B* — гидротрансформатор; *C* — коробка передач; *D* — вал отбора мощности; *E* — планетарный механизм поворота; *F* — ходоуменьшитель

Шестерня	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
Число зубьев	35	28	22	30	30	36	37	43	33	38	30	25	30	39	19
Шестерня	16	17*	18*	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Число зубьев	30	(17)	(48)	17	23	36	31	25	56	14	59	33	23	33	43

Гидротранс- Бесступенчатое изменение передаточного отношения $n_T: n_H =$
форматор $= 0 \dots 0,95$. Рабочий диапазон $n_T: n_H = 0,5 \dots 0,85$

Коробка передач					
Передача	I рабочая	II рабочая	I технологи- ческая	II технологи- ческая	Задний ход
Работающие шестерни	5—7	6—9	4—1—2—	4—1—2—	4—1—22—43
Передачное число	1,23	0,92	11—12—8	11—13—10	2,28

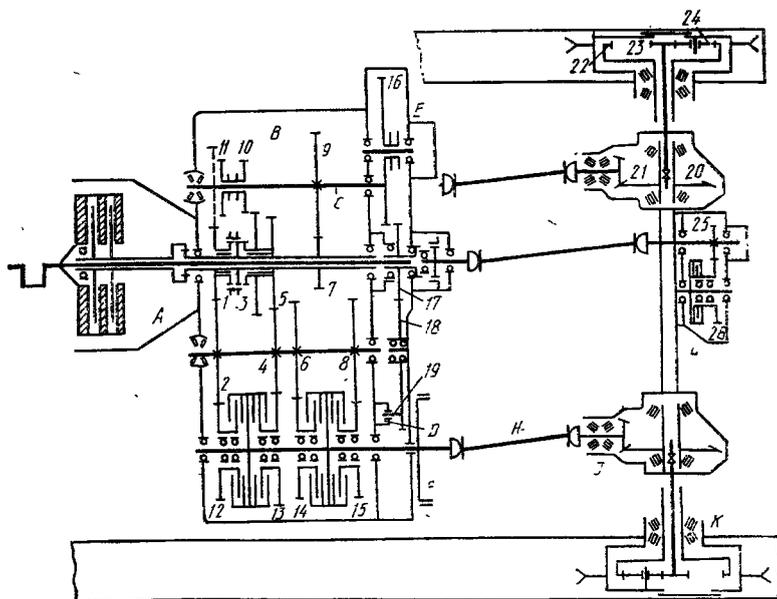
Ходоуменьшитель				
Передача	I	I'	II	II'
Работающие шестерни	4—14—15—16—	4—14—15—16—	4—14—15—16—	4—14—15—16—
	17—18—19—	17'—18'—19—	17—18—20—	17'—18'—20—
	21—8	21—8	22—21—8	22—21—8
Передачное число	6,05	14,66	3,85	9,33

Задний мост			
Передачное число	Главная передача 2,24	ПМП ** 1,42	Конечная передача 4,21

* Шестерни 17 и 18 поставляются в двух комплектах.

** Планетарный механизм поворота заимствован от трактора ДТ-75.

Кинематическая схема трансмиссии трактора Т-150



A — сцепление; B — коробка передач; C — вал заднего хода и ходоуменьшителя; D — масляный насос коробки передач; E — привод вспомогательных механизмов; F — тормоз; H — карданный вал; J — центральная передача; K — колесный редуктор; L — редуктор независимого ВОМ

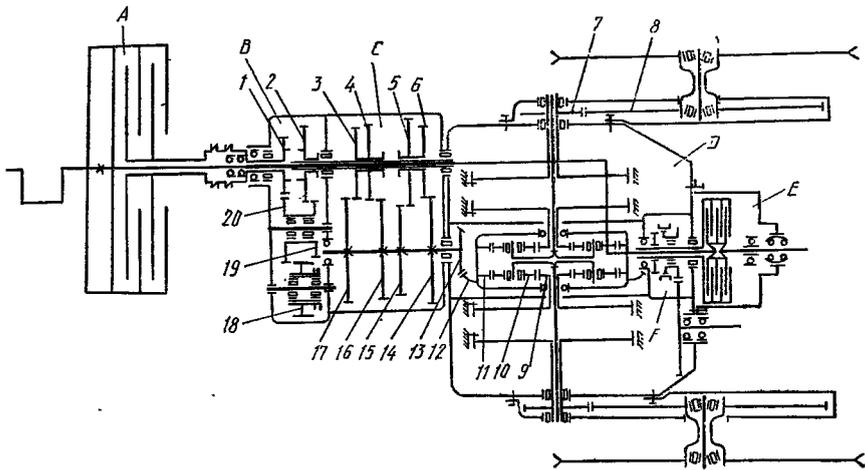
Шестерня	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
Число зубьев	25	35	39	29	31	31	20	33	35	16	25	33	38
Шестерня	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26
Число зубьев	36	34	49	35	60	39	40	9	61	17	21	20	41

Передача	Замедленная			
	I	II	III	IV
Работающие шестерни	7-9-10-3- 5-4-13-21- 20-K	7-9-10-3- 5-4-6-14- 21-20-K	7-9-10-3- 5-4-8-15- 21-20-K	7-9-10-3- 5-4-2-12- 21-20-K
Передачное число	106,54	94,4	83,72	76,63
Передача	I	II	III	IV
Работающие шестерни	1-2-4-13- 21-20-K	1-2-6-14-21 20-K	1-2-8-15- 21-20-K	1-2-12-21- 20-K
Передачное число	37,36	33,12	29,37	26,89
Передача	V	VI	VII	VIII
Работающие шестерни	5-4-4-13- 21-20-K	5-4-6-14- 21-20-K	5-4-8-15- 21-20-K	5-4-2-12- 21-20-K
Передачное число	24,97	22,12	19,64	17,97

Передача	Задний ход			
	I	II	III	IV
Работающие шестерни	7-9-11-2-4-13- 21-20-K	7-9-11-2-6-14- 21-20-K	7-9-11-2-8-15- 21-20-K	7-9-11-2-12- 21-20-K
Передачное число	65,39	57,95	51,41	47,05

Примечание. Кинематические параметры колесного редуктора те же, что и у трактора Т-150К.

Кинематическая схема трансмиссии трактора Т-4М



А — двухдисковое сцепление; В — редуктор коробки передач; С — коробка передач; D — задний мост; E — муфта управления ВОМ; F — редуктор ВОМ

Шестерня	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Число зубьев	17	28	21	23	27	25	13	57	21	15	51	51

Шестерня	13	14	15	16	17	18	19	20
Число зубьев	14	31	30	38	35	18	17	23

Передача	Замедленная			
	I	II	III	IV

Работающие шестерни	1-20-19-2-3-17-	1-20-19-2-4-16-	1-20-19-2-6-14-	1-20-19-2-5-15-
Передачнoе число	D	D	D	D
Передачнoе число	68,79	59,2	51,18	45,86

Передача	V	VI	VII	VIII
----------	---	----	-----	------

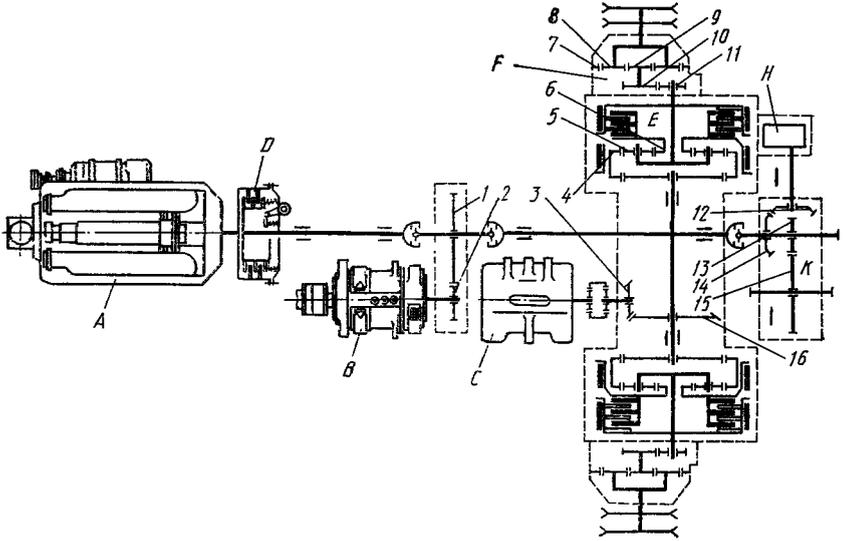
Работающие шестерни	1-2-3-17-D	1-2-4-16-D	1-2-6-14-D	1-2-5-15-D
Передачнoе число	37,58	32,35	27,96	25,06

Передача	Задний ход			
	I	II	III	IV

Работающие шестерни	1-20-18-2-3-17-D	1-20-18-2-4-16-D	1-20-18-2-6-14-D	1-20-18-2-5-15-D
Передачнoе число	50,85	41,77	37,83	33,9

Примечание. Передачнoе число заднего моста $u = u_{г.п} u_{ПМП} u_{к.п}$.

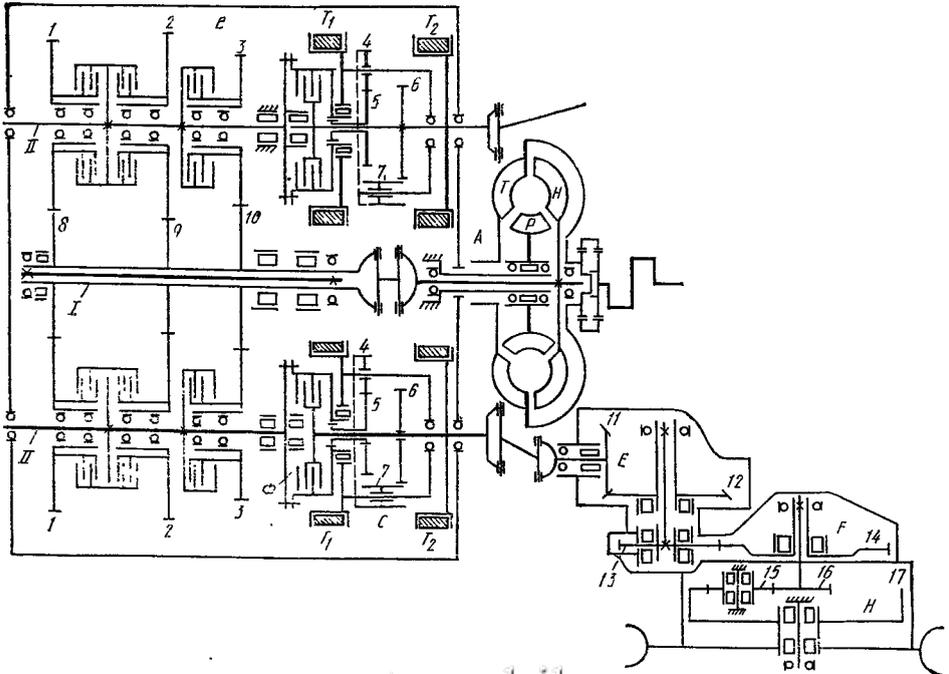
Кинематическая схема трансмиссии трактора ДЭТ-250



A — двигатель внутреннего сгорания; *B* — силовой электрогенератор; *C* — тяговый электродвигатель; *D* — сцепление; *E* — двухступенчатый механизм поворота; *F* — конечная планетарная передача; *H* — масляный насос; *K* — редуктор ВОМ

Шестерня	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
Число зубьев	82	58	18	70	16	38	54	20	14	28	16	32	19	26	49	35

Кинематическая схема трансмиссии трактора Т-330



A — гидротрансформатор; *B* — коробка передач; *C* — реверс-редуктор; *E* — главная передача; *F* — конечная передача; *H* — колесный планетарный редуктор; *I* — ведущий вал; *II* — ведомый вал; *T*₁ — тормоз водила; *T*₂ — остановочный тормоз; *Ф* — фрикцион реверс-редуктора

Шестерня	<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>	<i>9</i>	<i>10</i>	<i>11</i>	<i>12</i>	<i>13</i>
Число													
зубьев	50	60	36	23	30	36	19	29	19	43	16	33	13
Шестерня	<i>14</i>	<i>15</i>	<i>16</i>	<i>17</i>									
Число													
зубьев	59	19	16	56									

Передача	Передний ход			Задний ход		
	<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>	<i>I</i>	<i>II</i>	<i>III</i>
Работающие шестерни	<i>9-2-E-F-N</i>	<i>8-1-E-F-N</i>	<i>3-10-E-F-N</i>	<i>9-2-5-4-7-8-1-5-4-7-6-E-F-N</i>	<i>8-1-5-4-7-6-E-F-N</i>	<i>3-10-5-4-7-6-E-F-N</i>
Передачное число:						
коробки передач	3,16	1,72	0,84	3,79	2,06	1,01
трансмиссии	124,13	67,55	32,99	103,44	56,29	27,49

Примечание: 1. При движении передним ходом фрикцион реверс-редуктора включен, тормоз *T*₁ — выключен.

2. При движении задним ходом фрикцион выключен; тормоз *T*₁ включен.

3. ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКЦИИ ТРАКТОРОВ ПО БЕЗОПАСНОСТИ И ГИГИЕНЕ ТРУДА

Общие сведения. Высокопроизводительный и безопасный труд тракториста зависит от конструктивных параметров трактора, типа и совершенства кабины, обзорности пути и агрегатируемых с трактором машин, устройства и размещения органов управления, конструкции сиденья и его комфортабельности, освещенности пути в ночное время.

В процессе проектирования трактора этим вопросам уделяется особое внимание.

Безопасность работы. Определяется статической и динамической устойчивостью трактора, удобством сцепки, эффективностью тормозов, сигнализации и другими факторами.

Углы поперечной статической устойчивости для тракторов тяговых классов выше 0,6 (за исключением хлопководческих) должны быть не менее 35°. Нагрузка на передние и задние колеса машины при ограниченных нормативно-технической документацией максимальных углах подъема и спуска и тяговых усилиях — не менее 0,2 эксплуатационного веса.

Машины, предназначенные для работы в горных условиях, снабжаются устройствами для сигнализации предельного крена, определенного нормативно-технической документацией.

Тракторы оборудуются опорами (подножками) и поручнями (перилами и ручками), если рабочее место оператора располагается на высоте более 550 мм от опорной поверхности. Нога оператора при опирании на подножку не должна перемещаться относительно поручня более чем на 10 мм. Подножки и поручни колесных тракторов располагаются в пределах габаритов машины. Ширина подножки — не менее 150 мм, глубина — не менее 100 мм, расстояние от наружной кромки подножки до стенки — не менее 150 мм. Рекомендуемый интервал

между подножками — 250—300 мм. Первая подножка должна быть расположена на высоте не более 400 мм от опорной поверхности, по согласованию с потребителем это расстояние допускается увеличивать до 500 мм.

Длина охватываемой части поручня — не менее 120 мм, ширина (диаметр) — не менее 15 мм. Расстояние между стенкой и поручнем — не менее 60 мм. Площадки, по которым перемещается оператор, изготавливаются из прокатной стали по ГОСТ 8568—77 или из материала, имеющего рифленую поверхность с высотой неровностей от 1 до 2,5 мм и (или) отверстия размерами 4...20 мм.

Гидроприводы проектируются в соответствии с требованиями ГОСТ 16028—70, а пневмоприводы — ГОСТ 12.3.001—73.

Трактор снабжается футляром для аптечки первой медицинской помощи, термосом для питьевой воды объемом не менее 3 л, устройствами для размещения верхней одежды оператора и средств пожаротушения (огнетушитель — 1, штыковая саперная лопата — 1).

Расположение и конструкция узлов и механизмов тракторов должны обеспечивать безопасное ведение работ по их демонтажу, монтажу, эксплуатации и ремонту.

Движущиеся и вращающиеся части машин (передаточные механизмы, карданные, цепные, ремённые и зубчатые передачи и т. д.) обеспечиваются защитой. Ограждение двухшарнирных карданных передач устраивается по ГОСТ 13758—68. Защитные конструкции опасных зон, подлежащих в течение смены осмотру, выполняются легкоосъемными или открывающимися.

Навесные устройства тракторов классов 0,6...5 снабжаются безопасными автосцепками для присоединения и отсоединения навесных сельскохозяйственных машин и орудий. Прицепные устройства тракторов, прицеппных и полунавесных машин и орудий должны обеспечивать безопасность агрегатирования их одним человеком.

Тракторы оборудуются устройствами, предохраняющими рабочее место оператора агрегируемой машины от забрызгивания грязью. Колесные пропашные тракторы должны иметь устройства для изменения ширины колеи, исключающие применение усилий более 200 Н. Верхняя часть обвода гусеницы трактора по ширине дверного проема оборудуется горизонтальной площадкой.

Требования к кабинам и рабочему месту оператора. Конструкция и размеры кабин должны соответствовать ГОСТ 16527—70.

Защитные кабины и каркасы конструируются с обеспечением зоны безопасности относительно сиденья, расположенного в крайнем заднем и верхнем положении при максимально наклоненной назад спинке. При этом расстояния от боковых вертикальных границ зоны безопасности до рулевого колеса и до внешних краев подлокотников сиденья должны быть не менее 40 мм, а до плоскости симметрии сиденья — не менее 250 мм. При двухместной кабине аналогичная зона предусматривается и для второго рабочего места. Схема расположения зон безопасности в кабине имеется в ГОСТ 12.2.019—76.

Ширина кабины трактора на высоте 1160 мм от пола в плоскости, проходящей через ось поворота спинки сиденья, по ГОСТ 20062—81 не менее: 950 мм (одноместная) и 1400 мм (двухместная). Высота дверного проема кабины — не менее 1350 мм, ширина на уровне порога — не менее 250 мм, а на высоте 750, 1100 и 1350 мм соответственно 450, 470 и 450 мм.

Кабина оборудуется системой устройств по нормализации микроклимата, включая теплоизоляцию. Температура воздуха в ней в теплый период года может быть выше температуры наружного воздуха только на 2...3 °С, но не ниже 14 °С и не выше 28 °С при относительной влажности 40...60% и не выше 26 °С при 60...80%. Для районов со средней температурой наружного воздуха в самый жаркий месяц, превышающей 25 °С, температура воздуха в кабинах не должна быть более 31 °С.

Кабины тракторов за исключением предназначенных для теплых и жарких зон СССР по ГОСТ 16350—70 должны снабжаться регулируемыми системами обогрева, обеспечивающими при снижении температуры окружающей среды до минус 20 °С температуру воздуха в кабине не менее плюс 14 °С.

Устройство для подачи воздуха в кабину выполняется регулируемым с целью обеспечения подвижности воздуха на уровне сиденья водителя (ГОСТ 7057—73), не более 0,5 м/с при температуре воздуха в кабине до 22 °С и не более 1,5 м/с

при температуре воздуха в кабине выше 22 °С. Температура внутренних поверхностей кабины, кроме поверхностей стекол, не должна превышать 35 °С.

Предельная концентрация пыли в кабине в зависимости от содержания твердых веществ (SiO₂) приведена ниже.

Предельная концентрация SiO ₂ в пыли, %	Содержание пыли, мг/м ³
0	10
Свыше 0 до 2	6
2...10	4
10...70	2
Свыше 70	1

Концентрация окиси углерода допускается не более 20 мг/м³.

Кабины машин оборудуются плафонами внутреннего освещения с автономным включением. Тракторы с защитными кабинами или каркасами снабжаются привязными ремнями. Двери кабины должны быть с индивидуальными замками, запирающимися на ключ, и стопориться автоматически в крайних положениях. Допускается устанавливать замок на одной двери при наличии на другой внутренних запоров.

В кабинах устанавливаются стеклоочистители передних и задних стекол, а также омыватели передних стекол. Стеклоочистители передних стекол, а при реверсивном пульте управления машиной и задних должны работать независимо от режима работы двигателя и скорости машины. Допускается для стеклоочистителей задних стекол при отсутствии реверсивного пульта управления иметь только ручной привод. Кабины тракторов оборудуются устройствами, исключающими запотевание и обледенение передних и задних стекол.

Трактор снабжается звуковым сигналом с включением из кабины и из агрегатируемой машины или орудия через штепсельный разъем. При этом уровень звукового давления сигнала должен быть на 8 дБ (по шкале А) выше уровня звука шума, производимого трактором.

Конструкция сиденья. Параметры сиденья выбираются в соответствии с требованиями ГОСТ 20062—81. Тракторы оборудуют одноместными сиденьями со спинками. Для вспомогательного персонала можно устанавливать дополнительное сиденье без подлокотников и спинки.

При работе трактора водитель испытывает нагрузки, действующие во всех направлениях. Вертикальные, продольные и поперечные колебания и перемещения машины он воспринимает через сиденье, а также рычаги и педали управления. Вредными являются как низкочастотные, так и высокочастотные колебания, последние передаются водителю в основном через пол кабины, а также рычаги и педали управления.

Установлено, что на колебания с частотой 1...2 Гц человек не реагирует. Собственная частота колебаний тела человека при движении составляет: всего организма 4...5 Гц, головы 20, желудка 2 Гц.

При езде трактора по неровностям частота его колебаний находится в пределах 1...20 Гц, т. е. может возникнуть резонанс колебаний органов в человеческом организме. В связи с этим уровень указанных колебаний должен учитываться при создании трактора.

Параметры вибрации в вертикальном направлении на сиденьи водителя и (или) рабочей площадке оператора при использовании машины на основной операции не должны превышать значений, указанных в табл. П. 5, а в горизонтальном направлении — табл. П. 6.

Допустимые параметры колебаний в вертикальном и горизонтальном направлениях на органах управления при использовании машины на основной операции приведены в табл. П. 7.

Уровень звука шума на рабочем месте тракториста устанавливается по ГОСТ 12.1.003—76. Уровень внешнего шума от колесного трактора, измеренного на расстоянии, указанном в ГОСТ 7057—73, не должен превышать 85 дБ (А).

Требования к органам управления. Рычаги управления, рулевое колесо и педали не должны препятствовать оператору на пути к рабочему месту, а также свободному перемещению его ног при управлении.

Табл. П.5. Допустимые параметры (среднеквадратические ускорения, м/с²), вертикальных виброколебаний на сиденьи

Значения для трехугольных полос со среднегеометрическими частотами, Гц																			
1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0	31,5	40,0	50,0	60,0	80,0
1,26*	1,12	1,00	0,90	0,80	0,71	0,63	0,63	0,63	0,63	0,80	1,0	1,26	1,6	2,0	2,5	3,2	4,0	5,0	6,3
0,63	0,56	0,50	0,45	0,40	0,355	0,315	0,315	0,315	0,315	0,40	0,50	0,63	0,80	1,00	1,25	1,60	2,0	2,50	3,15

* В числителе даны значения для серийных и модернизируемых машин, в знаменателе — для вновь проектируемых.

Табл. П.6. Допустимые параметры (среднеквадратические ускорения, м/с²) горизонтальных виброколебаний на сиденьи водителя

Значения для трехугольных полос со среднегеометрическими частотами, Гц																			
1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	11,5	16,0	20,0	25,0	31,5	40,0	50,0	60,0	80,0
0,448	0,448	0,448	0,448	0,56	0,71	0,90	1,12	1,42	1,80	2,24	2,80	3,60	4,48	5,60	7,10	9,00	11,20	14,20	18,00
0,224	0,224	0,224	0,224	0,28	0,355	0,45	0,56	0,71	0,90	1,12	1,40	1,80	2,24	2,80	3,55	4,50	5,60	7,10	9,0

Табл. П.7. Допустимые параметры виброколебаний

Наименование параметров	Значения параметров для трёхоктавных полос со среднегеометрическими частотами, Гц				
	16	31,5	63	125	250
Среднеквадратическая скорость, м/с	$4,0 \cdot 10^{-2}$	$2,8 \cdot 10^{-2}$	$2,0 \cdot 10^{-2}$	$1,4 \cdot 10^{-2}$	$1,0 \cdot 10^{-2}$
Уровень шума, дБ	118	115	112	109	106

Табл. П.8. Максимальные усилия на органах управления

Объект управления	Сила сопротивления, Н	
	при ножном воздействии	при ручном воздействии
Сцепление	120	60
Коробка передач: переключаемых на ходу	—	60
переключаемых с остановкой трактора	—	200
Механизм поворота	—	50
Тормозная система	300	200
Регулятор частоты вращения двигателя	30	60
Распределитель гидросистемы	—	60
ВОМ	—	200

Размещение органов управления движением трактора и рабочим оборудованием, за исключением элементов ручного управления пневмопривода, выполняется в соответствии со схемой, приведенной в приложении 6 ГОСТ 12.2.019—76.

Конструкция рулевой колонки должна обеспечивать наклон рулевого колеса к плоскости горизонта на $25...40^\circ$ с фиксацией не более чем через 5° . Люфт рулевого колеса при работающем двигателе — не более 25° . Остальные параметры, характеризующие расположение рулевой колонки колеса, должны соответствовать ГОСТ 12.2.019—76 и ГОСТ 20062—81.

Поворот машины осуществляется поворотом рулевого колеса или наклоном рычага управления в соответствующую сторону. При двух рычагах управления поворот направо (налево) осуществляется движением на себя правого (левого) рычага.

Силы сопротивления перемещению органов управления машиной не должны превышать указанных в табл. П. 8.

Усилия при обслуживании остальных органов управления ограничиваются 200 Н. Исключается возможность самопроизвольного включения и выключения передач трактора.

Тормозные системы тракторов обеспечивают следующие оценочные показатели: а) тормозной путь трактора S не более (v_0 — скорость в момент начала торможения):

при холодных тормозах

$$S = 0,1 v_0 + v_0^2/90;$$

при тормозах, нагретых свыше 100°C ,

$$S = 1,25(0,1 v_0 + v_0^2/90);$$

б) среднее замедление в процессе торможения не менее: $3,5 \text{ м/с}^2$ — при холодных тормозах, $2,8 \text{ м/с}^2$ — при тормозах, нагретых свыше 100°C ;

в) отклонение от прямолинейного движения в процессе торможения — не более 0,5 м;

г) остановку и удержание машины на уклоне, определенном нормативно-технической документацией, а также невозможность самопроизвольного разворота машины;

д) безотказность работы в течение определенного срока службы.

Элементы органов управления, а также поручни, с которыми соприкасаются руки оператора, изготавливаются из материала с теплопроводностью не более 0,2 Вт/(м·К) или имеют покрытия из этого материала толщиной не менее 0,5 мм.

Расположение элементов силовой установки. Порядок запуска двигателя соответствует требованиям ГОСТ 19677—74 и ГОСТ 20000—74 и осуществляется (за исключением системы предпускового подогрева) из кабины. При наличии ручной дополнительной системы пуска конструкция пускового устройства исключает обратный ход вращаемых элементов.

Заправочные горловины топливных баков и системы охлаждения двигателя находятся вне кабины. Высота расположения заправочных горловин, аккумуляторов и инструментального ящика ограничивается 1400 мм, а остальных мест обслуживания — 1800 мм относительно опоры для ног оператора.

4. ТЕХНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТРАКТОРНЫХ ШИН

В данном приложении содержится справочный материал по основным геометрическим параметрам, выходным характеристикам и эксплуатационным режимам тракторных шин. (Термины и обозначения даются в соответствии с ГОСТ 17697—72 «Автомобили. Качение колеса. Термины и определения».)

Данные, приведенные в табл. П. 13 — П. 17, получены по результатам испытаний тракторных шин в лабораторных или дорожных условиях. Однако для расчетов необходимо знать также характеристики шин при более широком диапазоне изменения нагрузок и давлений воздуха, а также шин, которые не подвергались испытаниям. Имеется ряд полуэмпирических и эмпирических выражений для определения таких показателей.

Так, для установления нормального прогиба шины (h_z) можно использовать зависимость, предложенную В. Л. Бидерманом:

$$h_z = \frac{c_2 G_K}{2p_w} + \sqrt{\left(\frac{c_2 G_K}{2p_w}\right)^2 + c_1 G_K},$$

где c_1 и c_2 — постоянные для данной шины коэффициенты, определяемые опытным путем; G_K — нормальная нагрузка на шину, Н; p_w — давление воздуха в шине, МПа.

Значения коэффициентов c_2 приведены в табл. П. 9. в зависимости от отношения высоты профиля (H) шины к его ширине (B):

Коэффициент c_1 не зависит от типоразмера шины и определяется лишь числом слоёв каркаса, уменьшаясь с увеличением слоистости шины. Для шестислойных тракторных шин диагональной конструкции можно принимать $c_1 = (0,002... 0,003) 10^{-5} \text{ м}^2/\text{Н}$. Меньшее значение — для шин передних колес трактора. Для шин

Т а б л. П.9. Значения коэффициента c_2

Обозначение и модель шины	Норма слоистости	H/B		$c_2, \text{ м}^{-1}$	Обозначение и модель шины	Норма слоистости	H/B		$c_2, \text{ м}^{-1}$		
7,50-20; В-103	6	0,98	0,76	15,5-38; Я-276	6	0,83	0,3	8,3-20; В-105А	8	1,02	0,65
11,2-20; Ф-35	6	0,81	0,5								
11,00-20; Я-221	6	0,84	0,45	9,5-20; ВФ-222	8	0,95	0,6	15,5-20; Я-181	8	0,81	0,5
12,4-20; Я-296	6	0,88	0,5								
13,6-38; Я-166	6	0,84	0,3	15,5R38; Ф-2А	8	0,77	0,3				
13,6R38; Я-261	6	0,81	0,35								

типа R этот коэффициент несколько выше и составляет $(0,004..0,005) 10^{-5} \text{ м}^2/\text{Н}$. Для восьмислойных тракторных шин $c_1 = (0,0012..0,0028) 10^{-5} \text{ м}^2/\text{Н}$, меньшее значение — для шин передних колес, большее — для задних и широкопрофильных (например, для шины типа 15,5-20,Я-181). Коэффициент c_2 зависит от типоразмера шины (отношения H/B) и уменьшается с уменьшением этого отношения для шин с одной нормалью слоистости.

При оценке нормальной деформации шин, когда не проведено экспериментальное определение нагрузочной характеристики, коэффициент c_2 рассчитывают по зависимости:

$$c_2 = c_2' \sqrt{R_K' D' / (R_K D)},$$

где R_K , D — соответственно радиус кривизны профиля и свободный диаметр исследуемой шины; c_2' , R_K' , D' — параметры шины, близкой по конструкции к исследуемой.

Длина контакта шины (м) с твердой опорной поверхностью

$$2a = (0,7 \dots 0,75) 2 \sqrt{r_c^2 - r_{ст}^2}$$

Зависимость, связывающая коэффициенты тангенциальной λ_τ , нормальной λ_Z и окружной λ_β эластичностей, может быть выражена следующим образом:

$$\lambda_\tau = \frac{(H/G_K) - \lambda_Z}{M\phi\lambda_\beta},$$

где M — крутящий (тормозной) момент колеса; ϕ — коэффициент сцепления шины с опорной поверхностью. От этого выражения легко перейти к соответствующим жесткостям шины c_Z ; c_β и c_τ .

Параметры статического деформирования шины могут быть связаны уравнениями регрессии (табл. П. 13).

Момент инерции тракторных колес ($\text{кг} \cdot \text{м}^2$) вычисляется по выражению (см. табл. П. 14):

$$I_K = 0,003 m_K^2 - 0,264 m_K + 9,57,$$

где m_K — масса колеса с шиной, кг.

Эта зависимость справедлива при изменении массы колес от 40 до 250 кг.

Коэффициент сопротивления боковому уводу ($\text{кН}/\text{рад}$) в ведомом режиме можно ориентировочно оценить по формуле:

$$k_Y = 2ac_Y c_\beta,$$

где c_Y — боковая жесткость шины, $\text{кН}/\text{м}$; $c_\beta = \frac{G_K}{G_{K\max}} \left[2,4 - 1,8 \frac{G_K}{G_{K\max}} + \left(0,4 \frac{G_K}{G_{K\max}} \right)^2 \right]$; $G_{K\max}$ — максимальная (для данного давления в шине) нагрузка при относительной нормальной деформации $h_Z/H = 0,19$.

Для ведущего (тормозного) режима

$$k_{Y(P_K \neq 0)} = k_Y \sqrt{1 - [P_K / (\phi G_K)]^n},$$

где n — показатель степени, для тракторных шин равен 2 и 4 соответственно при тормозном и ведущем режимах.

Коэффициент стабилизирующего момента $k_{M_{ст}}$ для ведомого режима

$$k_{M_{ст}} = 2aG_K\pi/180.$$

Радиус качения (см. табл. П. 17) для ведомого режима может быть приближенно определен по формуле Уиттбрета:

$$r_k^0 = r_c (1 - h_z / 3r_c).$$

В эту зависимость входят параметры шины, определяемые при ее статическом деформировании (см. табл. П. 13).

Более точные значения радиуса качения получаются по зависимости В. А. Петрушова:

$$r_k^0 = r_c \frac{r_c p_W - v_1 G_K}{r_c p_W + v_2 G_K}.$$

Здесь v_1 и v_2 — эмпирические коэффициенты, которые для ряда тракторных шин приведены в табл. П. 10 (по данным В. В. Будько).

Т а б л. П. 10. Значения коэффициентов v_1 и v_2 для различных тракторных шин

Обозначение и модель шины	v_1 , 1/см	v_2 , 1/см
8,3-20; В-105А	-0,13545	0,15137
12,4-20; Я-296	-0,04727	0,05541
13,6-38; Я-261	-0,1081	0,1152
15-30; Я-175А	-0,05906	0,0669
15,5-38; Я-276	-0,03365	0,03976

В таблицах приняты следующие обозначения: r_c , $r_{ст}$ — свободный и статический радиусы шины; p_W , G_K — давление воздуха в шине и нормальная нагрузка колеса; P_Y — боковая сила колеса; M — крутящий момент колеса; $M_{п}$ — поворачивающий момент колеса; k_Y — коэффициент сопротивления боковому уводу шины; $M_{ст}$ — стабилизирующий момент шины; $k_{M_{ст}}$ — коэффициент упругого стабилизирующего момента; δ — угол увода шины.

5. ОФОРМЛЕНИЕ ДИПЛОМНОГО ПРОЕКТА

Установленные ГОСТ 2.104—68 (СТ СЭВ 140—74, СТ СЭВ 365—76) формы основной надписи приведены на рис. П. 3. Форма 1 (рис. П. 3, а) предназначена для чертежей и схем, форма 2 (рис. П. 3, б) — для текстовых конструкторских документов и вычерчивается на первом или заглавном листе. Для последующих листов конструкторской документации применяется форма 2а (рис. П. 3, в). В листах пояснительной записки дипломного проекта, следующих за заглавным, основная надпись (форма 2а) может быть опущена.

В графах основной надписи (рис. П. 3, а) указывается следующее: 1 — фамилия и инициалы студента-дипломника; 2 — фамилия и инициалы консультанта соответствующего раздела дипломного проекта (конструкторского, технологического, экономического или охраны труда); 3 — фамилия и инициалы руководителя проекта; 4 — фамилия и инициалы заведующего выпускающей кафедры; 5 — указывают название темы; 6 — наименование изделия согласно ГОСТ 2.109—73 (СТ СЭВ 858—78, СТ СЭВ 1182—78); 7 — обозначение материала детали; 8 — масса изделия (кг); 9 — масштаб согласно ГОСТ 2.302—68 (СТ СЭВ 1180—78); 10 — порядковый номер листа; 11 — общее количество листов; 12 — название института, факультета (начальными буквами) и выпускающей кафедры. Например: БПИ, АТФ, кафедра «Тракторы».

Форма титульного листа пояснительной записки и его заполнение показаны на рис. П. 4. Прилагаемая к записке спецификация заполняется в соответствии с ГОСТ 2.108—68 (рис. П. 5).

Табл. П.11. Данные по шинам тракторов отечественных моделей

Обозначение и модель шины	Наименование показателей										
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
		Назначение	Норма слоев	Рисунок протектора	Обод по ГОСТ 10410-74	Масса шины т, кг	Наружный диаметр D, мм	Ширина профиля B, мм	Слатический радиус R, м	Максимальная нагрузка (при скорости до 35 км/ч) в кг	Внутреннее давление, соответствующее максимальной нагрузке, в кг/см ²
Шины ведущих колес											
8,3-20; В-105А	Передние колеса тракторов: МТЗ-52, 82; Т-40А; ЮМЗ-6 МТЗ-52; 82	8	Повышенной проходимости	W7	62 (с колесом)	0,95	0,216	0,448	8,5	0,25	
9,5-20; ВФ-222		8	То же	W7	68 (с колесом)	0,965	0,24	0,455	9,7	0,24	
11,2-20; Ф-35	Передние колеса тракторов МТЗ-82	6	Повышенной проходимости	W10	7,1 (с колесом)	0,978	0,290	0,460	9,70	0,15	
12,4-20; Я-296	МТЗ-102	6	То же	W10	85 (с колесом)	1,063	0,315	0,500	11,95	0,19	
15,5-20; Я-181	МТЗ-142	8	»	W14	106 (с колесом)	1,158	0,406	0,518	14,0	0,10	
16,0-20; Ф-64	МТЗ-142, 102	8	»	W14	83	1,095±16	0,406	0,500±7	17,50	0,17	
16,0-20; Ф-76	МТЗ-82Р	8	»	W14	80	1,125±17	0,405	0,515±8	16,9	0,17	
9,5-42; Я-183	Задние колеса тракторов; МТЗ-80Х	6	»	DW-8	69,5	1,512±15	0,24	0,725±7	11,8	0,2	
13,6-38; Я-261	МТЗ-50, 52, 80, 82; ЮМЗ-6, Т-40, 40А	6	»	DW-12	98	1,540±15	0,357	0,717±7	15,75	0,14	
15,5R38; Ф-2А	То же	6/8	»	DW-12	115	1,57±15	0,394	0,725±7	19,8	0,17	
16,9R30; Ф-43	МТЗ-82Н (низкоклиренсная модификация)										
16,9R38; Ф-52	МТЗ-100, 142, 102	6	Повышенной проходимости	DW-14	160	1,685±25	0,429	0,78±12	25,2	0,17	
21,3R24; ФД-14А	Тракторы: Т-150К	10	»	DW-18	170	1,4±15	0,54	0,64±8	25	0,16	
11,2-28; В-38	Т-25А; Т-16М	6	То же	W-10	56	1,21±12	0,284	0,567±6	11,2	0,18	
23,1-26; Я-242АБ	К-700	12	»	DW-20	225	1,621±16	0,605	0,735±8	36,1	0,17	

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
28,1R26; ФД-12	К-701, 700А	12	»	DW-24	330	1,735±17	0,75	0,79±8	42	0,17
23,1R26; Я-291	К-700А	12	»	DW-20	225	1,596±17	0,587	0,725±8	35,5	0,17
<i>Шины направляющих колес</i>										
7,50-20; В-103	Передние колеса тракторов: МТЗ-50, 80	6	Направляющие ребра	5,50F	33	0,91±9	0,205	0,427±5	8,5	0,25
9,00-20; ВФ-223	МТЗ-80	6	То же	W7	50	0,95±9	0,241	0,45±5	9,7	0,24
10,00-20; ФД-32	МТЗ-100	6	»	W10-20	47	0,955±9	0,278	0,46±5	11,75	0,2
11,00-20; Я-220	То же	6	Продольные ребра	W10	82 (с колесом)	1,04	0,315	0,474	11,95	0,19
6,00-16; Л-225	Т-25А; 16М	6	То же	4,50E	17,5	0,75±8	0,175	0,355±5	5,6	0,33
6,50-16; Я-275А	Т-40	6	»	4,50E	25	0,778±8	0,185	0,37±5	6,15	0,31
<i>Шины ведущих колес для новых моделей тракторов</i>										
32,5R32; Ф-84	К-710	12		29,00-32	460	1,95±30	0,825	—	51	0,17
30,5R32; Ф-81	Тяга К-701	12		27,00-32	360	1,82±27	0,775	—	47,15	0,17
24,5R32; Ф85/Ф86	К-701	12/10		21,00-32	305	1,805±27	0,622	—	43,9/34,7	0,2/0,17
23,1R26; ФД-37	Т-150КМ	12		DW20	225	1,596±16	0,587	—	36,1	0,17
18,4R38; Ф-111	МТЗ-142	8		DW16	196	1,75±25	0,467	—	27,15	0,14
18,4R34; Ф-44	МТЗ-82P	8		DW16	176	1,705±25	0,467	—	25,65	0,14
16,9R38; Ф-52	МТЗ-100	8		DW15	160	1,685±25	0,429	—	25,2	0,17
16,9R30; Ф-43	МТЗ-82H	8		DW15	114	1,462±15	0,429	—	22,45	0,17
16,9R30; Ф-39	ЛТЗ-145	8		DW15	120	1,462±15	0,429	—	»	»
15,5R38; Ф-62	МТЗ-80, 82	8		DW14	137	1,6±16	0,394	—	20,6	0,18
16,0-20; Ф-64	МТЗ-142	6		DW13	83	1,095±16	0,405	—	17,5	0,17
16,0-20; Ф-76	МТЗ-82P	6		W13	85	1,125±17	0,405	—	17,5	0,17
11,2-42; Я-301	МТЗ-100, 102 (узкие междуружья)	6		W10	92	1,572±15	0,284	—	12,9	0,16
11,2-20; Ф-35	МТЗ-82	8		W9	49	0,985±9	0,278	—	11,75	0,21
10,0-16; Я-358	МТЗ-82H	8		W8	44	0,905±9	0,274	—	10,3	0,21
9,5R36; Ф-80	ЛТЗ-145	6		W8	57	1,35±13	0,241	—	11,3	0,21
4,00-19; Ф-103	Трактор класса 0,2	2		3,00E	15	0,704±8	0,114	—	2,55	0,19
4,00-10; Ф-106	Мотоблок класса 0,2	4		3,00E	7	0,475±5	0,114	—	1,85	0,22
<i>Шины направляющих колес для новых моделей тракторов</i>										
9,00-20; ВФ-223	МТЗ-80, 100;	6		W8	46	0,95±9	0,241	—	11	0,26
	ЮМЗ-6									

* Примечание: Допуск на наружный диаметр D дан в миллиметрах.

Т а б л. П. 12. Нормы нагрузок и давлений в шинах для выбора режима работы при скорости 8,3 м/с

Обозначение и модель шины	Норма слойности	Нагрузка на шины (кН) при различных давлениях (МПа)										Максимально допустимое монтажное давление, МПа							
		0,08	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18		0,2	0,21	0,23	0,25			
<i>Шины ведущих колес тракторов и самоходных шасси</i>																			
8,3-20; В-105А	8	4,1	4,65	4,9	5,15	5,4	5,65	5,9	6,1	6,35	6,55	7,10	7,45	8,05	8,5	0,32			
9,00-20; В-24,24А	6	5	5,7	6,05	6,35	6,65	6,95	7,25	7,55	7,8	8,05	—	—	—	—	0,25			
9,5-28; В-110	6	6,05	6,9	7,3	7,7	8	8,4	8,85	9,05	9,4	9,7	10,35	10,65	—	—	0,28			
9,5-42; Я-183	6	6,9	7,95	8,45	8,9	9,25	9,7	10,1	10,4	10,8	11,2	11,8	12,25	—	—	0,25			
11,2-28; В-38	6	6,95	7,95	8,45	8,9	9,25	9,7	10,1	10,4	10,8	11,2	—	—	—	—	0,22			
12,4R38; Я-287	6	9,75	11,1	11,8	12,45	12,9	13,6	14,1	—	—	—	—	—	—	—	0,22			
12,4-38; Я-247	6	9,75	11,1	11,8	12,45	12,9	13,6	14,1	—	—	—	—	—	—	—	0,22			
13,6R38; Я-261	6	—	12,7	13,4	14,2	14,7	15,3	15,95	16,6	—	—	—	—	—	—	0,23			
14,9-30; Я-172А	6	11,3	12,7	13,4	14,2	14,7	15,3	15,95	16,6	—	—	—	—	—	—	0,23			
14,9-30; Я-172А	6	—	13,6	14,35	15,1	15,85	16,65	—	—	—	—	—	—	—	—	0,21			
15,5R38; Ф-2А	8	—	14,55	15,45	16,3	16,9	17,75	18,5	19	19,8	20,6	—	—	—	—	0,25			
15,5-38; Ф-2АД	8	—	14,55	15,45	16,3	16,9	17,75	18,5	19	19,8	20,6	—	—	—	—	0,25			
18,4-30; Я-319	6 и 10	—	—	21,2(6)	22,25	23,2	24,15	25,2	26,15	27,15	28,15(10)	—	—	—	—	0,25			
21,3R24; ФД-14А	10	—	19	20,2	21,4	22,15	23,3	24,25	25	—	—	—	—	—	—	0,23			
23,1-26; Я-242А6	12	—	—	28,5	29,7	30,8	32,45	33,7	34,8	36,1	—	—	—	—	—	0,24			
28,1R26; ФД-12	12	—	—	33	34,6	35,8	37,7	39,2	40,5	42	—	—	—	—	—	0,28			
28,1-26; Я-291	12	—	—	31,1	32,9	34	35,8	—	—	—	—	—	—	—	—	0,25			
<i>Шины направляющих колес тракторов и самоходных шасси</i>																			
Максимально допустимое монтажное давление, МПа																			
Обозначение и модель шины	Норма слойности	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,2	0,21	0,23	0,25	0,26	0,28	0,3	0,31	0,33	0,34	0,35	0,37	
6,00-16; Я-225	6	3,4	3,55	3,7	3,8	3,95	4,2	4,3	4,6	4,8	4,9	5,1	5,3	5,4	5,6	—	—	—	0,35
6,50-16; Я-275А	6	3,9	4,05	4,2	4,35	4,5	4,75	4,9	5,2	5,5	5,6	5,85	6,05	6,15	—	—	—	—	0,33
7,50-20; В-103	6	5,9	6,1	6,3	6,6	6,8	7,2	7,5	8,1	8,5	—	—	—	—	—	—	—	—	0,27

Обозначение и модель шины	Нагрузка на шины (кН) при различных давлениях (МПа)											Максимально допустимое монтажное давление, МПа						
	Стойкости																	
	0,08	0,09	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18		0,19	0,2	0,21	0,22	0,26	0,30

Шины ведущих колес тракторов

32,5R32; Ф-84	—	—	—	39,75	42	43,5	45,75	47,6	49,15	51	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,28	
30,5R32; Ф-81	—	—	—	—	38,85	40,25	42,3	44,05	45,45	47,15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,28
24,5R32; Ф-86	10	22,4	23,95	25,6	27,1	28,6	29,6	31,1	32,4	33,4	34,7	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,28
24,5R32; Ф-85	12	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,28
23,1R26; ФД-37	12	—	—	—	28,5	29,7	30,8	32,45	33,7	34,8	36,1	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,24
18,4R38; Ф-111	8	—	—	—	23,8	25	26,15	27,15	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,21
18,4R34; Ф-44	8	—	—	—	22,5	23,5	24,4	25,65	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,21
16,9R38; Ф-52	8	—	—	—	18,25	19,25	20,25	21,25	22,25	23,25	24,25	25,2	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,24
16,9R30; Ф-43, Ф-39	8	—	—	—	16,4	17,3	18,15	19	19,9	20,8	21,65	22,45	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,24
15,5R38; Ф-62	8	—	—	—	14,55	15,45	16,3	16,9	17,75	18,5	19	19,8	20,6	—	—	—	—	—	—	—	—	0,25
16,0-20; Ф-64, Ф-76	6	—	—	—	12,85	13,6	14,3	14,95	15,6	16,3	16,9	17,5	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,24
11,2-42; Я-301	6	—	—	—	10,35	11	11,5	12	12,5	12,9	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0,23
11,2-20; Ф-35	8	—	—	—	7,65	8,1	8,5	8,9	9,3	9,7	10	10,4	10,8	11,15	11,45	11,75	—	—	—	—	—	0,28
10,0-16; Я-358	8	—	—	—	6,4	6,85	7,35	7,8	7,95	8,25	8,7	9,1	9,25	9,45	9	10,3	—	—	—	—	—	0,28
9,5R36; Ф-80	6	—	—	—	7,8	8,25	8,5	8,95	9,35	9,65	9,98	10,35	10,7	11	11,3	—	—	—	—	—	—	0,28
4,00-19; Ф-103	2	—	—	—	1,85	1,95	2	2,1	2,2	2,3	2,35	2,45	2,55	—	—	—	—	—	—	—	—	0,25
4,00-10; Ф-106	4	—	—	—	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4	1,45	1,5	1,55	1,6	1,65	1,75	1,85	—	—	—	—	0,29

Шины направляющих колес тракторов

9,00-20; ВФ-223	6	—	—	—	6,95	7,2	7,6	7,9	8,15	8,45	8,75	9,05	9,35	9,6	9,9	11	—	—	—	—	—	0,29
-----------------	---	---	---	---	------	-----	-----	-----	------	------	------	------	------	-----	-----	----	---	---	---	---	---	------

Табл. П.13. Уравнения регрессии для определения упругих деформаций некоторых моделей тракторных шин

Обозначение и модель шины	Нормальный прогиб h_z , мм	Коеф-фици-ент корреляции	Диапазон изменения независимых переменных уравнений регрессии	
			p_w , МПа	G_R , кН
7,50-20; В-103	$h_z = 16,94 - 67,45p_w + 2,75G_R$	0,97	0,19...0,28	0...11
8,3-20; В-105-А	$h_z = 13,65 - 62,2p_w + 3,86G_R$	0,99	0,1...0,22	0...11
9,5-20; ВФ-222	$h_z = 25,16 - 125,9p_w + 3,37G_R$	0,97	0,1...0,27	0...20
11,2-20; Ф-35	$h_z = 20,68 - 154,7p_w + 3,8G_R$	0,97	0,08...0,2	0...21
11,00-20; Я-221	$h_z = 14,1 - 5,28p_w + 2,85G_R$	0,79	0,08...0,2	0...21
12,4-20; Я-296	$h_z = 23,97 - 118,57p_w + 3,14G_R$	0,99	0,1...0,22	0...21
13,6R38; Я-261	$h_z = 46,0 - 361,3p_w + 3,63G_R$	0,96	0,08...0,14	0...22
13,6-38; ЯФ-318	$h_z = 42,9 - 270,9p_w + 2,89G_R$	0,98	0,08...0,14	0...22
15,5R38; Ф-2А	$h_z = 34,84 - 204,6p_w + 2,33G_R$	0,985	0,08...0,18	0...22

Продолжение

Обозначение и модель шины	Боковое упругое смещение колеса h_y , мм	Коеф-фици-ент корреляции	Диапазон изменения независимых переменных уравнений регрессии		
			p_w , МПа	G_R , кН	P_Y , кН
7,50-20; В-103	$h_y = 10,52 - 83,1p_w - 0,11G_R + 13,37P_Y - 0,69P_Y^2$	0,93	0,1...0,28	3...11	0...4,5
9,5-20; ВФ-222	$h_y = 1,18 - 1,54p_w - 0,09G_R + 5,27P_Y + 0,84P_Y^2$	0,95	0,1...0,27	5,5...11	0...4,5
11,2-20; Ф-35	$h_y = 8,73 - 55,66p_w - 0,4G_R + 8,23P_Y + 0,16P_Y^2$	0,96	0,08...0,2	6...14	0...4
11,00; Я-221	$h_y = 11,32 - 64,5p_w - 0,36G_R + 5,89P_Y + 0,52P_Y^2$	0,96	0,08...0,2	6...14	0...5
15,5-20; Я-181	$h_y = 18,5 - 103,56p_w - 0,33G_R + 9,45P_Y + 0,21P_Y^2$	0,94	0,08...0,2	9...21	0...5
15,5R38; Ф-2А	$h_y = 17,58 - 82,3p_w - 0,556G_R + 0,4P_Y + 7,32P_Y^2$	0,95	0,08...0,18	9...23	0...7

Продолжение

Обозначение и модель шины	Угол закрутки шины β , рад	Коеф-фици-ент корреляции	Диапазон изменения независимых переменных уравнений регрессии		
			p_w , МПа	G_R , кН	M , кН·м
8,3-20; В-105-А	$\beta = 0,25 + 2,93p_w - 0,118G_R + 0,136M - 0,059M^2$	0,53	0,15...0,22	6...8	0...1,5
9,5-20; ВФ-222	$\beta = 0,0095 - 0,015p_w - 0,0013G_R + 0,0155M + 0,0046M^2$	0,93	0,1...0,27	5,5...11	0...2,2

Обозначение и модель шины	Угол закрутки шины β , рад	Коэффициент корреляции	Диапазон изменения независимых переменных уравнений регрессии		
			p_W , МПа	G_R , кН	M , кН·м
11,2-20; Ф-35	$\beta=0,0167-0,0415p_W-$ $-0,0007G_R-0,00008M+$ $+0,0087M^2$	0,87	0,08...0,2	6...14	0,2...6
12,4-20; Я-296	$\beta=0,63+1,84p_W-0,085G_R+$ $+0,024M-0,001M^2$	0,66	0,14...0,2	10...12	0...3
15,5-20; Я-181	$\beta=0,006+0,36p_W-$ $-0,0017G_R+0,012M+$ $+0,0008M^2$	0,88	0,08...0,2	9...21	0...6
13,6R38; Я-261	$\beta=0,0095-0,025p_W-$ $-0,0005G_R+0,0057M+$ $+0,0007M^2$	0,93	0,08...0,14	8...22	0...6
13,6-38; ЯФ-318	$\beta=0,004+0,03p_W-0,0004G_R+$ $+0,003M+0,0004M^2$	0,89	0,08...0,14	8,2...22	0...6
15,5R38; Ф-2А	$\beta=0,01+0,29p_W-0,0006G_R+$ $+0,006M+0,0005M^2$	0,94	0,08...0,18	9,3...22	0...7

Окончание

Обозначение и модель шины	Угловое упругое смещение колеса θ , рад	Коэффициент корреляции	Диапазон изменения независимых переменных уравнений регрессии		
			p_W , МПа	G_R , кН	M_{Π} , кН·м
7,50-20; В-103	$\theta=0,028+0,15p_W-0,008G_R+$ $+0,42M_{\Pi}-0,17M_{\Pi}^2$	0,88	0,1...0,28	5...11	0...0,4
9,5-20; ВФ-222	$\theta=0,044+0,12p_W-0,011G_R+$ $+0,76M_{\Pi}-0,35M_{\Pi}^2$	0,9	0,1...0,27	5,5...11	0...0,3
11,2-20; Ф-35	$\theta=0,013+0,31p_W-0,008G_R+$ $+0,38M_{\Pi}-0,11M_{\Pi}^2$	0,83	0,08...0,2	6...14	0...0,6
11,00-20; Я-221	$\theta=0,023+0,133p_W-$ $-0,005G_R+0,3M_{\Pi}-0,32M_{\Pi}^2$	0,62	0,08...0,2	6...15	0...0,5
15,5-20; Я-181	$\theta=0,05+0,014p_W-0,004G_R+$ $+0,11M_{\Pi}+0,019M_{\Pi}^2$	0,91	0,08...0,2	9...21	0...1,1

Табл. П.14. Моменты инерции векторов колес тракторов класса 1,4...2,0

Обозначение и модель шины	Тип обода по ГССТ 10410-74	Масса колеса, кг	Момент инерции колеса, кг·м ²
7,50-20; В-103	5,5F	47,5	3,69
8,0-20; В-64	W7	56,5	4,94
8,3-20; В-105А	W7	62	5,49

Обозначение и модель шины	Тип обода по ГССТ 10410 — 74	Масса колеса, кг	Момент инерции колеса, кг·м ²
11,2-20; Ф-35	W10	71	6,93
11,00-20; Я-221	W10	82	9,53
12,4-20; Я-296	W10	85	10,2
15,5-20; Я-181	W10	106	15,41
9,5-42; Я-183	W8	150	39,32
13,6R38; Я-261	W12	155	44,76
11,2-42; Я-301	W10	156	48,24
15,5R38; Ф-2А	W14	170	54,2
15-30; Я-175А	W14	181	48,2
485-868Р; Фвл.-11	W14	250	80,83

Табл. П.15. Характеристики увода некоторых тракторных шин

Обозначение и модель шины	ρ_{Ψ} , МПа	G_{κ} , кН	k_{γ} , кН/рад	$\frac{k_{\gamma}}{G_{\kappa}}$,	$\frac{k_{M_{ст}}}{\text{кН}\cdot\text{м}}$,	$M_{ст \max}$, кН·м	$\frac{M_{ст \max}}{G_{\kappa}}$	Угол увода δ при $M_{ст \max}$, рад
				$\frac{\text{кН}}{\text{кН}\cdot\text{рад}}$	$\frac{\text{кН}\cdot\text{м}}{\text{рад}}$		$\frac{\text{кН}\cdot\text{м}}{\text{кН}}$	
1	2	3	4	5	6	7	8	9
7,50-20; B-103	0,14	4	25,84	6,46	0,33	0,015	0,004	0
		5,5	29,05	5,28	0,74	0,035	0,006	0,0875(5°)
		7	29,56	4,22	1,01	0,06	0,0085	0,0918(5°15')
	0,2	9	29,91	3,32	1,87	0,105	0,01	0,105(6°)
		4	27,79	6,95	0,14	0,07	0,002	0,113(6°30')
		5,5	30,99	5,93	0,46	0,025	0,0045	0,0875(5°)
		7	34,15	4,88	0,785	0,045	0,006	0,1(5°45')
	0,285	9	35,81	3,98	1,23	0,075	0,008	0,105(6°)
		4	28,42	7,1	0,095	0,005	0,001	0,122(7°)
		5,5	34,49	6,27	0,27	0,012	0,002	0,122(7°)
		7	37,24	5,32	0,46	0,028	0,004	0,122(7°)
	0,1	9	38,79	5,31	0,75	0,046	0,005	0,109(6°15')
		4	18,4	4,6	0,3	0,02	0,005	0,105(6°)
		5,6	20,63	3,68	0,57	0,037	0,0066	0,122(7°)
		7	22,17	3,17	0,837	0,058	0,008	0,122(7°)
	0,2	9,1	22,06	2,42	1,04	0,085	0,009	0,122(7°)
		4	18,62	4,66	0,241	0,017	0,004	0,14(8°)
		5,6	22,46	4	0,43	0,025	0,0045	0,131(7°31')
		7	22,92	3,27	0,55	0,045	0,006	0,131(7°30')
	0,29	9,1	26,64	2,63	0,751	0,061	0,007	0,14(8°)
4		18,28	4,57	0,23	0,018	0,0045	0,14(8°)	
5,6		21,43	3,83	0,375	0,025	0,0045	0,131(7°30')	
7		24,47	3,5	0,51	0,038	0,005	0,148(8°30')	
7,50-20; B-103	0,08	9,1	28,42	3,12	0,653	0,048	0,005	0,157(9°)
		5	28,65	5,73	0,86	0,04	0,008	0,157(9°)
		7,5	31,8	4,24	1,43	0,08	0,01	0,096(5°30')
		10	32,1	3,21	2,3	0,17	0,017	0,096(5°30')
11,2-20; Ф-35	0,14	12	29,3	2,44	3,15	0,195	0,016	0,126(7°15')
		5	27,5	5,5	0,43	0,03	0,006	0,131(7°30')
		7,5	36,1	4,81	0,86	0,06	0,008	0,148(8°30')
		10	38,4	3,84	1,86	0,105	0,01	0,105(6°)
12	38,05	3,17	2,58	0,14	0,011	0,0875(5°)		
							0,096(5°30')	

1	2	3	4	5	6	7	8	9
	0,22	5	20,9	5,38	0,37	0,02	0,004	0,131(7°30')
		7,5	36,1	4,81	0,66	0,035	0,0046	0,096(5°30')
		10	40,7	4,07	1,3	0,095	0,0095	0,122(7°)
		12	45,4	3,78	1,72	0,105	0,009	0,105(6°)
	0,08	6	33,24	5,54	0,8	0,04	0,007	0,0875(5°)
		8,5	40,5	4,76	1,43	0,08	0,009	0,0918(5°15')
		11,5	46	4	2,52	0,145	0,013	0,105(6°)
		13	45,4	3,49	2,64	0,18	0,014	0,105(6°)
12,4-20; Я-296	0,14	6	32,4	5,4	0,57	0,03	0,005	0,122(7°)
		8,5	42,3	4,98	0,95	0,058	0,007	0,113(6°30')
		11,5	51,6	4,49	1,72	0,105	0,009	0,105(6°)
		13	51,6	3,97	1,55	0,1	0,008	0,0875(5°)
	0,19	6	31,3	5,22	0,46	0,025	0,004	0,113(6°30')
		8,5	44,4	5,22	0,69	0,037	0,004	0,105(6°)
		11,5	51,6	4,48	1,38	0,07	0,006	0,0875(5°)
		13	53	4,07	1,55	0,06	0,005	0,656(3°45')
	0,08	7	33,25	4,75	0,97			
		10	40,5	4,05	2,46			
12,4-20; Я-296		13	34,1	2,62	3,27			
15,5-20; Я-181	0,11	7	32,7	4,67	0,75			
		10	41	4,1	1,72			
		13	44,1	3,39	2,63			
		15,5	35,7	2,3	3,32			
	0,14	7	32,3	4,6	0,53			
		10	40,1	4	1,18			
		13	47,3	3,64	2,06			
		15,5	50,5	3,22	2,44			

Табл. П.16. Уравнения регрессии, характеризующие боковой увод, для некоторых моделей тракторных шин

Обозначение и модель шины	Уравнения регрессии	Кэф-фици-ент корре-ляции	Диапазон изменения независимых переменных уравнений регрессии		
			p_W , МПа	G_R , кН	δ , рад
1	2	3	4	5	6

Зависимость боковой силы P_Y от угла увода, кН

7,50-20; В-103	$P_Y = -1,365 + 2,14p_W + 0,985$	0,14...0,29	4...9,10...0,21
	$+ 0,137G_R + 35,84\delta - 70,83\delta^2$		
9,5-20; ВФ-222 (для плоской поверхности)	$P_Y = -1,71 + 2,1p_W + 0,98$	0,1...0,27	5...9,10...0,21
	$+ 0,24G_R + 26,1\delta - 20,18\delta^2$		
11,2-20; Ф-35	$P_Y = -1,469 + 2,827p_W + 0,98$	0,08...0,22	5...12 0...0,21
	$+ 0,114G_R + 39,63\delta + 80\delta^2$		
12,4-20; Я-296	$P_Y = -1,79 + 1,027p_W + 0,987$	0,08...0,19	6...13 0...0,21
	$+ 0,16G_R + 50,68\delta - 114,58\delta^2$		

Зависимость стабилизирующего момента $M_{СТ}$ от угла увода, кН·м

7,50-20; В-103;	$M_{СТ} = -28,95 - 157,11p_W + 0,91$	0,14...0,29	4...9,1 0...0,1
	$+ 9,72G_R + 721,6\delta - 3410,0\delta^2$		

1	2	3	4	5	6
9,5-20; ВФ-222	$M_{CT} = -29,06 - 79,03\rho_W +$ $+6,457G_R + 673,29\delta - 2573,5\delta^2$	0,93	0,1...0,29	4...9,1	0...0,21
12,4-20; Я-296	$M_{CT} = 0,00\epsilon_6 - 0,80\rho_W +$ $+0,014\epsilon G_R + 0,85\delta - 4,9\delta^2$	0,55	0,08...0,18	6...13	0...0,21

Зависимость коэффициента сопротивления боковому уводу k_Y
от нормальной нагрузки и давления воздуха, кН/рад

11,2-20; Ф-35	$k_Y = 16,17 + 42,43\rho_W +$ $+1,41G_R$	0,84	0,08...0,22	5...12	При 0
9,5-20; ВФ-222	$k_Y = 10,7 + 14,07\rho_W +$ $+1,387G_R$	0,94	0,1...0,29	4,0...9,1	При 0

Табл. П,17. Значения радиуса качения тракторных шин некоторых моделей

Обозначение и модель шины	h_Z , мм	ρ_W , МПа								
		0,06	0,08	0,10	0,12	0,14	0,16	0,18	0,20	0,25
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
8,3-20; В 105А	0		0,470		0,4705		0,4705		0,471	0,471
	5		0,460		0,460		0,460		0,4615	0,462
	10		0,452		0,453		0,454		0,455	0,456
	15		0,4455		0,448		0,449		0,450	0,4515
	20		0,4415		0,444		0,445		0,4465	0,4475
	25		0,437		0,440		0,441		0,442	0,4435
9,5-42; Я-183	30		0,4435		0,436		0,437		0,438	0,440
	0		0,752		0,752		0,752		0,752	
	5		0,747		0,748		0,748		0,748	
	10		0,741		0,743		0,743		0,744	
	15		0,736		0,738		0,739		0,740	
	20		0,7305		0,7335		0,735		0,736	
9,5-42; Я-183	25		0,724		0,7295		0,7305		0,732	
	30		0,7205		0,7245		0,7255		0,7275	
	35		0,7165		0,720		0,7215		0,7235	
	40		0,7135		0,716		0,718		0,7195	
	45		0,711		0,7125		—		—	
	13,6R38; Я-261	0	0,770		0,770		0,770		0,770	
10		0,751		0,759		0,762		0,764		
20		0,749		0,752		0,756		0,758		
30		0,744		0,748		0,750		0,752		
40		0,741		0,745		0,748		0,749		
50		0,739		0,749		0,746		0,748		
15,5R38; Ф-2А	60	0,738		0,741		0,744		0,746		
	70	0,735		0,740		0,744		0,745		
	80	0,733		0,739		0,743		0,744		
	0	0,780		0,780		0,780	0,780		0,780	
	10	0,770		0,770		0,770	0,770		0,771	
	20	0,762		0,765		0,765	0,766		0,767	
15,5R38; Ф-2А	30	0,758		0,760		0,762	0,763		0,764	
	40	0,755		0,758		0,759	0,760		0,761	
	50	0,752		0,754		0,755	0,757		0,758	
	60	0,748		0,750		0,753	—		—	

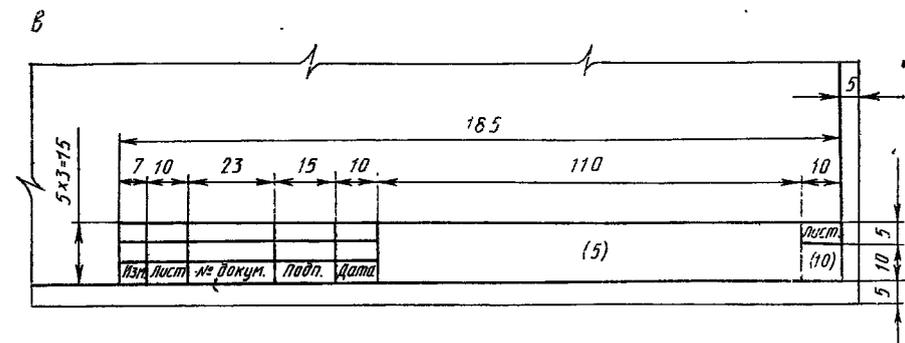
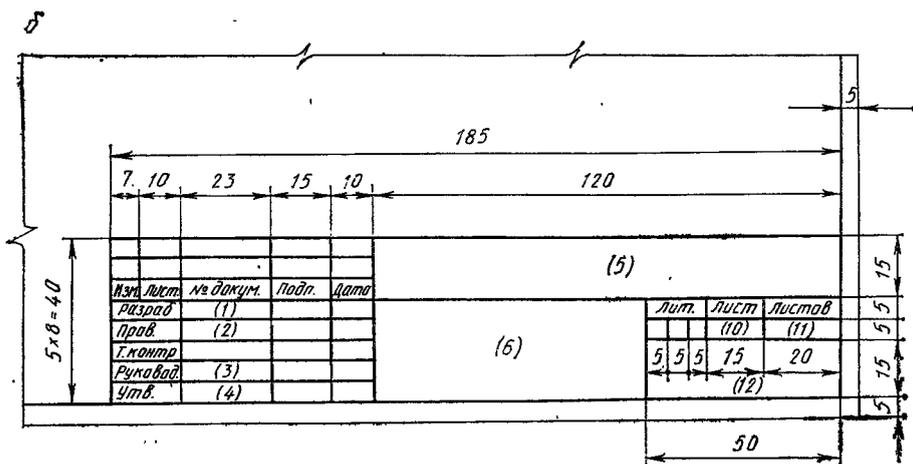
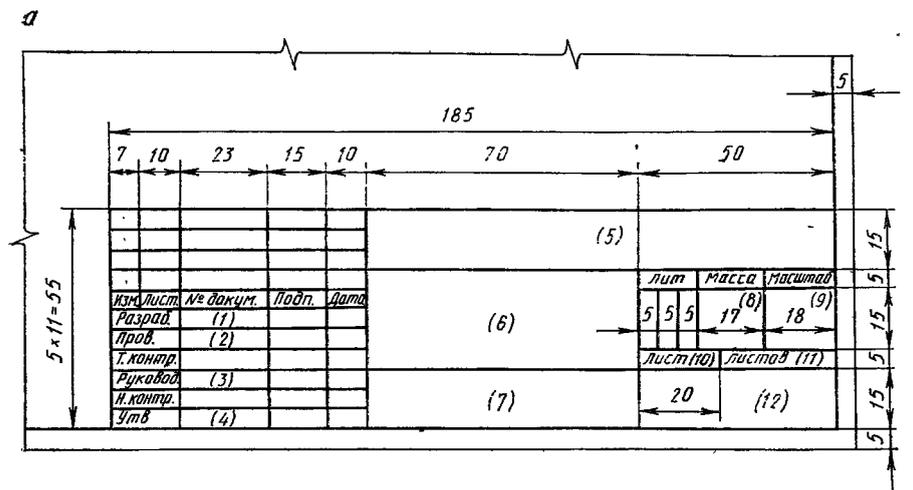


Рис. П.3. Основные надписи

приводят требования к точности изготовления, условия и методы контроля готовой детали, указания о маркировании. В последнем пункте делают ссылку на другие документы, содержащие требования, которые распространяются и на данную деталь. Это могут быть государственные и отраслевые стандарты, заводские нормалы и др. Если чертеж содержит размеры, требующие разъяснения, последним пунктом технических требований становится сноска «Размеры и параметры для справок».

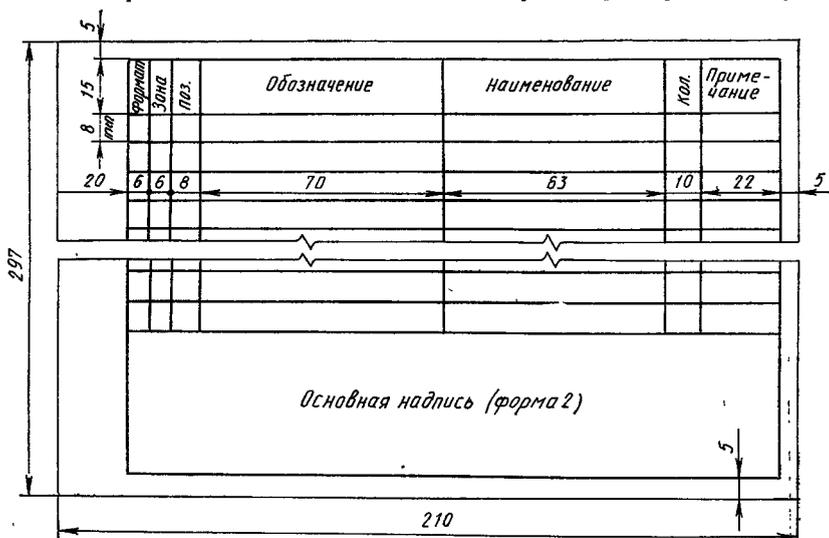


Рис. П.5. Основная надпись, содержание, расположение и размеры граф спецификации

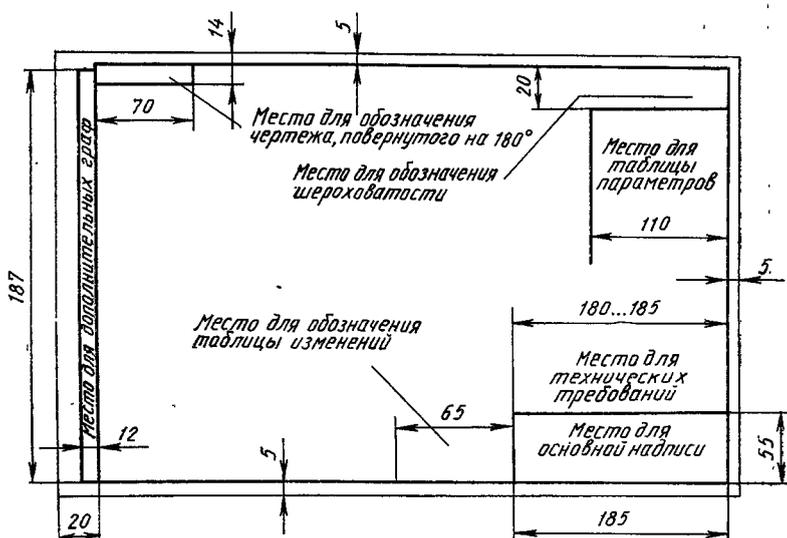


Рис. П.6. Планировка площади и расположение элементов рабочего чертежа

6. РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

По конструкторской части

- Агейкин Я. С. Проходимость автомобилей.—М.: Машиностроение, 1981.—232 с.
- Аксенов П. В. Многоосные автомобили.—М.: Машиностроение, 1980.—207 с.
- Антонов А. С. Силовые передачи колесных и гусеничных машин. Теория и расчет.—Л.: Машиностроение, 1975.—480 с.
- Анилович В. Я., Водолаженко Ю. Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов: Справочное пособие.—М.: Машиностроение, 1976.—456 с.
- Атаманов Ю. Е., Гуськов В. В., Масюк С. К. Тракторы. Часть VII. Лабораторный практикум; Под ред. В. В. Гуськова.—Мн.: Выш. шк., 1979.—128 с.
- Атаманов Ю. Е., Ксеневиц И. П., Солонский А. С. Тракторы. Часть VIII. Сборник задач; Под ред. В. В. Гуськова.—Мн.: Выш. шк., 1982.—156 с.
- Барский И. Б. Конструирование и расчет тракторов.—М.: Машиностроение, 1980.—335 с.
- Барский И. Б., Анилович В. Я., Кутьков Г. М. Динамика трактора.—М.: Машиностроение, 1973.—280 с.
- Беккер М. Г. Введение в теорию систем местность — машина.—М.: Машиностроение, 1973.—520 с.
- Борисов С. Г., Эглит И. М. Муфты сцепления тракторов.—М.: Машиностроение, 1972.—208 с.
- Гахенсон Б. С. Планетарные механизмы тракторов.—М.: Машиностроение, 1972.—176 с.
- Гельфенбейн С. П. Основы автоматизации сельскохозяйственных агрегатов.—М.: Колос, 1975.—382 с.
- Гинцбург Л. Л. Гидравлические усилители рулевого управления автомобилей.—М.: Машиностроение, 1972.—120 с.
- Гуськов В. В. Тракторы. Часть II. Теория.—Мн.: Выш. шк., 1977.—384 с.
- Гуськов В. В. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов.—М.: Машгиз, 1966.—195 с.
- Гячев Л. В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов.—М.: Машиностроение, 1981.—206 с.
- Забавников И. А. Основы теории транспортных гусеничных машин.—М.: Машиностроение, 1975.—448 с.
- Злотник М. И., Кавьяров И. С. Трансмиссии современных промышленных тракторов.—М.: Машиностроение, 1971.—248 с.
- Исаков П. П., Иванченко П. Н., Егоров А. Д. Электромеханические трансмиссии гусеничных тракторов.—М.: Машиностроение, 1981.—302 с.
- Кабанов В. И. Тракторы. Часть VI. Основы художественного конструирования; Под ред. В. В. Гуськова.—Мн.: Выш. шк., 1981.—142 с.
- Колобов Г. Г., Парфенов А. П. Тяговые характеристики тракторов.—М.: Машиностроение, 1972.—157 с.
- Колесные тракторы для работы на склонах / П. А. Амелыченко, И. П. Ксеневиц, В. В. Гуськов, А. И. Якубович.—М.: Машиностроение, 1978.—248 с.
- Коновалов В. Ф. Динамическая устойчивость тракторов.—М.: Машиностроение, 1981.—144 с.
- Ксеневиц И. П., Солонский А. С., Войчинский С. М. Проектирование универсально-пропашных тракторов.—Мн.: Наука и техника, 1980.—320 с.
- Лаптев Ю. Н. Автотракторные гидротрансформаторы.—М.: Машиностроение, 1973.—280 с.
- Лефаров А. Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей.—М.: Машиностроение, 1972.—147 с.
- Левитанус А. Д. Ускоренные испытания тракторов, их узлов и агрегатов.—М.: Машиностроение, 1973.—208 с.
- Либсцис С. Е. Универсально-пропашные самоходные шасси. Теория и расчет.—М.: Машиностроение, 1976.—216 с.
- Лихачев В. С. Испытания тракторов.—М.: Машиностроение, 1974.—288 с.
- Львов Е. Д. Теория трактора.—М.: Машгиз, 1960.—252 с.

Мазалов И. Д., Трусов С. М. Гидромеханические коробки передач.— М.: Машиностроение, 1971.— 280 с.

Метлюк Н. Ф., Авушко В. П. Динамика пневматических и гидравлических приводов автомобилей.— М.: Машиностроение, 1980.— 231 с.

Орлов П. И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие.— М.: Машиностроение, 1977.— Кн. 1.— 623 с.

Орлов П. И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие.— М.: Машиностроение, 1977.— Кн. 2.— 574 с.

Орлов П. И. Основы конструирования. Справочно-методическое пособие.— М.: Машиностроение, 1977.— Кн. 3.— 360 с.

Перспективные мобильные энергетические средства (МЭС) для сельскохозяйственного производства / В. В. Кацыгин, Г. С. Горин, А. А. Зенькович и др.— Мн.: Наука и техника, 1982.— 272 с.

Петров В. А. Автоматические системы транспортных машин.— М.: Машиностроение, 1974.— 336 с.

Платонов В. Ф. Полноприводные автомобили.— М.: Машиностроение, 1981.— 279 с.

Применение ЭВМ при конструировании и расчете автомобиля / А. И. Гришкевич, Л. А. Молибошко, О. С. Руктепель, В. М. Беляев; Под общ. ред. А. И. Гришкевича.— Мн.: Выш. шк., 1978.— 264 с.

Прочность и долговечность автомобиля / Б. В. Гольд, Е. П. Оболенский, Ю. Г. Стефанович, О. Ф. Трофимов.— М.: Машиностроение, 1974.— 328 с.

Расчет и конструирование гусеничных машин / Н. А. Носов, В. Д. Галышев, Ю. П. Волков, А. П. Харченко.— Л.: Машиностроение, 1972.— 560 с.

Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля.— М.: Машиностроение, 1972.— 392 с.

Системы поддресоривания современных тракторов / Д. А. Попов, Е. Г. Попов, Ю. Л. Волошин, Л. Н. Кутин, В. И. Субботин.— М.: Машиностроение, 1974.— 176 с.

Скойбеда А. Т. Автоматизация ходовых систем колесных машин.— Мн.: Наука и техника, 1979.— 280 с.

Теория и расчет трактора «Кировец» / Е. А. Шувалов, А. В. Бойков, Б. А. Добряков, М. Г. Пантюхин; Под общ. ред. А. В. Бойкова.— Л.: Машиностроение, 1980.— 208 с.

Тракторы. Часть I. Конструкции / В. Т. Васильев, В. В. Будько, В. В. Гуськов, С. М. Белов; Под общ. ред. В. В. Гуськова.— Мн.: Выш. шк., 1979.— 232 с.

Тракторы. Часть III. Конструирование и расчет / В. В. Гуськов, И. П. Ксеньевич, Ю. Е. Атаманов, А. С. Солонский; Под общ. ред. В. В. Гуськова.— Мн.: Выш. шк., 1981.— 383 с.

Тракторы. Часть V. Основы эксплуатации и ремонта / С. К. Масюк, В. В. Будько, В. Т. Васильев, Н. В. Богдан; Под ред. В. В. Гуськова.— Мн.: Выш. шк., 1980.— 199 с.

Тракторные поезда / П. П. Артемьев, Ю. Е. Атаманов, Н. В. Богдан и др.; Под ред. В. В. Гуськова.— М.: Машиностроение, 1982.— 183 с.

Транспортные средства на высокоэластичных движителях / Н. Ф. Бочаров, В. И. Гусев, В. М. Семенов и др.— М.: Машиностроение, 1974.— 208 с.

Трансмиссии тракторов / К. Я. Львовский, Ф. А. Черпак, И. Н. Серебряков, Н. А. Щельцын.— М.: Машиностроение, 1976.— 278 с.

Тяговые характеристики сельскохозяйственных тракторов: Альбом-справочник.— М.: Россельхозиздат, 1979.— 240 с.

Успенский И. Н., Мельников А. А. Проектирование подвески автомобиля.— М.: Машиностроение, 1976.— 168 с.

Фаробин Я. Е. Теория поворота транспортных машин.— М.: Машиностроение, 1970.— 176 с.

Хилл П. Наука и искусство проектирования.— М.: Мир, 1973.— 263 с.

Цитович И. С., Каноник И. В., Вавуло В. А. Трансмиссии автомобилей.— Мн.: Наука и техника, 1979.— 256 с.

Чудаков Д. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля.— М.: Колос, 1972.— 384 с.

Журналы «Автомобильная промышленность», «Тракторы и сельхозмашины», «Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства», сборники трудов НАТИ, НАМИ.

По технологической части

Егоров М. Е., Дементьев В. И., Дмитриев В. Л. Технология машиностроения.— М.: Высш. шк., 1976.— 534 с.

Ящерицын П. И. Основы технологии механической обработки и сборки в машиностроении.— Мн.: Выш. шк., 1974.— 607 с.

Гурин Ф. В., Клепиков В. М., Райн В. В. Технология автотракторостроения.— М.: Машиностроение, 1981.— 295 с.

Кован В. М., Корсаков В. С., Косилова А. Г. и др. Основы технологии машиностроения.— М.: Машиностроение, 1977.— 416 с.

Горбачев А. Ф., Чеботарев В. Н. и др. Курсовое проектирование по технологии машиностроения.— Мн.: Выш. шк., 1975.— 287 с.

По экономической части

Великанов К. М., Власов В. Ф., Карандашова К. С. Экономика и организация производства в дипломных проектах.— Л.: Машиностроение, 1977.— 207 с.

Гамрат-Курек Л. И. Экономическое обоснование дипломных проектов.— М.: Высш. шк., 1979.— 191 с.

Методика определения оптовых цен на новые тракторы и двигатели.— М.: НАТИ, 1974.— 144 с.

Методика определения экономической эффективности модернизированных и новых конструкций тракторов и их агрегатов.— М.: ОНТИ—НАТИ, 1972.— 69 с.

Организация, планирование и управление предприятиями автотракторостроения / Б. В. Власов, А. П. Борсунов, А. Ф. Дергачев и др.; Под ред. Б. В. Власова и Г. Б. Гаца.— М.: Высш. шк., 1979.— 551 с.

ЛИТЕРАТУРА

1. Андреев А. Ф. Проектирование блокирующихся дифференциалов с дисковыми муфтами трения.— В сб.: Машины и технология торфяного производства. Мн.: Выш. шк., 1977. Вып. 7, с. 3—7.
2. Анилович В. Я., Водолажченко Ю. Т. Конструирование и расчет сельскохозяйственных тракторов: Справ. пособие. — М.: Машиностроение, 1976.— 456 с.
3. Ануриев В. И. Справочник конструктора-машиностроителя.— М.: Машиностроение, 1980.— Т. 1.— 728 с.— Т. 2.— 559 с.— Т. 3.— 557 с.
4. Атаманов Ю. Е., Гуськов В. В., Масюк С. К. Тракторы. Ч. VII. Лабораторный практикум /Под ред. В. В. Гуськова. — Мн.: Выш. шк., 1979.—128 с.
5. Атаманов Ю. Е., Ксенович И. П., Солонский А. С. Тракторы. Ч. VIII. Сборник задач /Под ред. В. В. Гуськова. — Мн.: Выш. шк., 1982.— 156 с.
6. Барский И. Б. Конструирование и расчет тракторов.— М.: Машиностроение, 1980.— 335 с.
7. Барский И. Б., Эглит И. М., Шарипов В. М. Инженерный метод расчета полной работы буксования тракторной фрикционной муфты.— Тракторы и сельхозмашины, 1977, № 9, с. 16—17.
8. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В., Перель Л. Я. Подшипники качения: Справочник.— М.: Машиностроение, 1975.— 574 с.
9. Борисов В. И. Общая методология конструирования машин.— М.: Машиностроение, 1978.— 118 с.
10. Бурдин К. С., Веселов П. В. Как оформить научную работу.— М.: Высш. шк., 1973.— 152 с.
11. Вавуло В. А., Офенгейм Л. И., Ревский В. Г. Расчеты зубчатых колес и подшипников трансмиссии автомобиля.— Мн.: БПИ, 1977.— 68 с.
12. Высшая школа. Сборник основных постановлений, приказов и инструкций /Под ред. Е. И. Войленко.— М.: Высш. шк., 1978.— Ч. 1.— 399 с.
13. Гируцкий О. И., Мазилев Н. Д. Системы маслопитания гидромеханических передач.— М.: НИИНавтопром, 1971.— 48 с.
14. Диксон Д. Проектирование систем.— М.: Мир, 1969.— 440 с.

15. Злотник М. И., Кавьяров И. С. Трансмиссии современных промышленных тракторов: Справ. пособие.—М.: Машиностроение, 1971.—248 с.
16. Иванов С. Н., Мамаева В. П. Метод корректирования пространственной карданной передачи. — Автомоб. пром-сть, 1981, № 3, с. 11—12.
17. Кичкин И. И., Скорняков Э. П. Патентные исследования при курсовом и дипломном проектировании в высших учебных заведениях.—М.: Высш. шк., 1979.—111 с.
18. Коробов Н. И. Основы курсового и дипломного проектирования промышленных объектов.—М.: НИИВШ, 1980.—52 с.
19. Лефаров А. X. Дифференциалы автомобилей и тягачей.—М.: Машиностроение, 1972.—147 с.
20. Методические указания по дипломному проектированию для студентов специальности 0513 «Автомобили и тракторы» специализации «Тракторы» / А. X. Лефаров, Н. П. Гайдукевич, Э. М. Гайнутдинов и др. — Мн.: БПИ, 1979.—22 с.
21. Об использовании сельскохозяйственных тракторов на работах различного вида / И. Я. Дьяков, Л. С. Приходько, В. А. Шилаев и др.—Тракторы и сельхозмашины, 1979, № 7, с. 7—9.
22. Орлов П. И. Основы конструирования.—М.: Машиностроение, 1977.—Кн. 1.—623 с.
23. Оценка работы трения фрикционной муфты в гидромеханической и механической трансмиссиях пахотного колесного трактора класса 3 при трогании / Е. М. Шапиро, В. М. Иванов, Л. П. Соколов и др.—Тракторы и сельхозмашины, № 8, 1979, с. 12—13.
24. Применение ЭВМ при конструировании и расчете автомобиля / А. И. Гришкевич, Л. А. Молибощко, О. С. Руктешель, В. М. Беляев.—Мн.: Выш. шк., 1978.—264 с.
25. Разумовский М. А. Борьба с шумом на тракторах.—Мн.: Наука и техника, 1973.—208 с.
26. Реймерс А. Н. Основы конструирования машин.—М.: Машиностроение, 1965.—228 с.
27. Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность.—М.: Машиностроение, 1975.—488 с.
28. Теория и расчет трактора «Кировец» / Е. А. Шувалов, И. В. Бойков, Б. А. Добряков, М. Г. Пантюхин.—Л.: Машиностроение, 1980.—208 с.
29. Тракторы. Ч. III. Конструирование и расчет / В. В. Гуськов, И. П. Ксенович, Ю. Е. Атаманов, А. С. Солонский; Под общ. ред. В. В. Гуськова.—Мн.: Выш. шк., 1979.—383 с.
30. Трансмиссии тракторов / К. Я. Львовский, Ф. А. Черпак, И. Н. Серебряков, Н. А. Щельцын.—М.: Машиностроение, 1976.—278 с.
31. Трушкин В. П. Записки конструктора.—М.: Москов. рабочий, 1981.—320 с.
32. Фортран ЕС ЭВМ / З. С. Бриц, Д. В. Канилевич, С. Ю. Котик, В. И. Цагельский.—М.: Статистика, 1978.—264 с.

33. Хваль Б. Н., Дубровский М. П., Руктешель О. С. Дифференциалы автомобилей.— Мн.: БПИ, 1979.— 36 с.
34. Хилл П. Наука и искусство проектирования.— М.: Мир, 1973.— 262 с.
35. Цитович И. С., Каноник Н. В., Вавуло В. А. Трансмиссии автомобилей.— Мн.: Наука и техника, 1979.— 256 с.
36. Чертов А. Г. Единицы физических величин.— М.: Высш. шк., 1977.— 287 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Глава 1. Общие сведения о дипломном проекте	5
1.1. Тематика дипломных проектов	5
1.2. Особенности комплексных и исследовательских дипломных проектов	6
1.3. Примерный объем и состав дипломных проектов	7
1.4. Использование вычислительной техники при работе над дипломным проектом	10
1.5. Оформление дипломного проекта	13
1.6. Основы организации труда при работе над дипломным проектом	17
1.7. Защита дипломных проектов	18
Глава 2. Методы проектирования и обоснование решений	21
2.1. Основы инженерного проектирования	21
2.2. Введение в инженерный анализ	24
2.3. Общие сведения о теории принятия решений	26
Глава 3. Конструкторская часть дипломного проекта	28
3.1. Патентный поиск по теме проекта	28
3.2. Составление карты технического уровня	31
3.3. Выбор и обоснование проектируемого объекта	34
Глава 4. Конструктивная разработка элементов машин	35
4.1. Зубчатые передачи	35
4.2. Подшипниковые узлы	38
4.3. Особенности проектирования редукторов некоторых типов	44
4.4. Выбор схемы крепления агрегата к остову машины	46
4.5. Некоторые особенности литых деталей	48
4.6. Резьбовые соединения	50
4.7. Элементы системы смазки агрегатов	53
4.8. Уплотнения	54
4.9. Эксплуатационные качества машин и их агрегатов	59
4.10. Размерные цепи	60
Глава 5. Выбор расчетных нагрузок и проектировочный расчет элементов трактора	65
5.1. Общие сведения	65
5.2. Расчетные нагрузки	65
5.3. Общие сведения о расчетах на выносливость при нестационарном нагружении	67
5.4. Выбор нагрузочного режима при расчете деталей трансмиссии тракторов на выносливость	69
5.5. Оценка выносливости зубчатых колес и подшипников	72
5.6. Расчет валов и осей	75
5.7. Расчет сцеплений	76
5.8. Расчет механических коробок передач	79
5.9. Расчет гидромеханических трансмиссий	82

5.10. Расчет карданных передач	84
5.11. Расчет центральных передач	86
5.12. Расчет дифференциалов колесных тракторов	87
5.13. Расчет тормозов колесных и гусеничных тракторов	89
5.14. Расчет ходовой части колесных тракторов	89
5.15. Расчет ходовой части гусеничных тракторов	90
5.16. Расчет рулевого управления колесных тракторов	91
5.17. Расчет рабочего оборудования	94
5.18. Проектирование кабин тракторов	95
Приложения	98
П.1. Перечень стандартов, используемых при работе над дипломным проектом	98
П.2. Данные для расчета тяговых характеристик	102
П.3. Требования к конструкции тракторов по безопасности и гигиене труда	131
П.4. Технические характеристики тракторных шин	136
П.5. Оформление дипломного проекта	138
П.6. Рекомендуемая литература	151
Литература	154

Т 65 **Тракторы.** **Дипломное проектирование:** [Учеб. пособие для вузов по спец. 0513 «Автомобили и тракторы»/А. Ф. Андреев, Ю. Е. Атаманов, В. В. Будько и др.]; Под ред. В. В. Будько.— Мн.: Выш. шк., 1985.— 158 с., ил.

В пер.: 65 к.

Освещаются вопросы, отражающие тематику, объем, содержание, правила оформления дипломных проектов и методику работы над ними. Указаны особенности расчета и конструирования тракторов и их узлов. В приложении дан справочный материал для работы над дипломным проектом.

360303000—039
Т _____ 58—85
М304(05)—85

ББК 39.34я73

*Александр Федорович Андреев,
Юрий Евгеньевич Атаманов,
Валерий Васильевич Будько,
Владимир Петрович Бойков,
Василий Тихонович Васильев,
Вячеслав Иванович Кабанов,
Анатолий Христофорович Лефаров,
Семен Константинович Масюк*

**ТРАКТОРЫ
ДИПЛОМНОЕ
ПРОЕКТИРОВАНИЕ**

Зав. редакцией В. Г. Самарина
Редактор Э. Н. Капрова
Мл. редактор А. П. Берлина
Худож. редактор И. А. Демковский
Техн. редактор И. П. Тихонова
Корректор В. П. Шкредова

ИБ № 1757

Слано в набор 11.05.84. Подписано в печать 01.03.85.
АТ 06021. Формат 60×90^{1/16}. Бумага для множ. аппарат.
Гарнитура литературная. Высокая печать. Усл. печ. л. 10.
Усл. кр.-отг. 10,5. Уч.-изд. л. 13,23. Тираж 3600 экз.
Зак. 1232. Цена 65 к.

Издательство «Высшая школа» Государственного комитета БССР по делам издательства, полиграфии и книжной торговли. 220048, Минск, пр. Машерова, 11.

Типография им. Франциска (Георгия) Скорины издательства «Наука и техника». 220600. Минск, Ленинский пр., 68.