

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ
ФЕДЕРАЦИИ
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Тольяттинский государственный университет»

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра Проектирование и эксплуатация автомобилей

(наименование)

23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Автомобили и тракторы

(направленность (профиль)/специализация)

**ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА
(ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ)**

на тему Усовершенствование тормозной системы транспортера
«Витязь»

Обучающийся

Л.Д. Филатов

(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

канд. техн. наук, доцент А.В. Бобровский

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Консультанты

канд. техн. наук, доцент А.В. Бобровский

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

канд. экон. наук, доцент О.М. Сярова

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

канд. пед. наук, доцент С.А. Гудкова

(ученая степень, звание, И.О. Фамилия)

Тольятти 2024

Аннотация

Первая научно-исследовательская работа по сочлененным гусеничным машинам была организована и проводилась в интересах повышения обороноспособности страны. Двухзвенный транспортер «Витязь» относится к принципиально новому типу быстроходных транспортных машин – сочлененным гусеничным машинам, сочетающим большую грузоподъемность и грузовместимость с высокими показателями проходимости и маневренности в особо тяжелых дорожных условиях. Север требует первоочередного развития тех видов транспортных средств, которые обладают повышенной проходимостью в условиях заболоченности, глубокого снежного покрова, грунтов с низкой несущей способностью. Они должны обладать амфибийностью, чтобы преодолевать с грузом водные преграды.

Тема дипломной работы Усовершенствование тормозной системы транспортера «Витязь». Текст записки выполнен в формате А4. Графическая часть работы включает чертежи формата А1.

Часть I – это состояние вопроса дипломной работы, где рассматривается конструкция модернизируемого транспортного средства.

Часть II – это конструкторская часть дипломной работы. В этой части представлен тягово-динамический расчет автотранспортного средства и расчет разрабатываемого узла конструкции

Часть III – это безопасность и экологичного дипломной работы, здесь представлен список опасных и вредных производственных факторов, а также мероприятий, направленных на обеспечение безопасной работы объектов и экологической чистоты.

Часть IV - это технология сборки модернизируемого узла.

Часть V - это экономика дипломной раоты, здесь представлены оценки эффективности проекта.

Abstract

The first research work on articulated tracked vehicles was organised and carried out in the interests of increasing the country's defence capability. The Vityaz two-track transporter belongs to a fundamentally new type of high-speed transport vehicles - articulated crawler vehicles combining large payload and cargo capacity with high cross-country ability and manoeuvrability in particularly difficult road conditions. The North requires priority development of those types of vehicles that have high cross-country ability in swampy, deep snow cover, low bearing capacity soils. They should have amphibiousness to overcome water obstacles with cargo.

Theme of the diploma work Improvement of the brake system of the transporter "Vityaz". The text of the note is made in A4 format. The graphic part of the work includes A1 drawings.

Part I - is the state of the diploma work, where the design of the modernised vehicle is considered.

Part II - is the design part of the thesis. In this part is presented traction-dynamic calculation of the vehicle and the calculation of the developed design unit

Part III - is the safety and environmental thesis, here is a list of dangerous and harmful production factors, as well as measures aimed at ensuring safe operation of objects and environmental cleanliness.

Part IV is the assembly technology of the modernised unit.

Part V is the economics of the thesis work, here are the estimates of the project efficiency.

Содержание

Введение	5
1 Состояние вопроса	6
1.1 Назначение тормозной системы	6
1.2 Классификация тормозов и основные требования к тормозным механизмам	7
1.3 Анализ конструкции тормозных механизмов двухзвенного транспортёра семейства «Витязь»	24
1.4 Описание выбранной конструкции тормозного механизма	30
1.5 Обоснование и описание выбранной конструкции тормозного привода	31
2 Конструкторская часть.....	49
2.1 Тягово-динамический расчет	49
2.2 Расчет деталей разрабатываемого узла	64
3 Безопасность и экологичность объекта.....	78
4 Технологическая часть.....	93
5 Экономическая эффективность проекта	107
Заключение.....	123
Список используемых источников	124
Приложение А Графики тягового расчета.....	127

Введение

«Витязь» - унифицированное семейство отечественных гусеничных двухзвенных транспортеров (ДТ), состоящее из двух плавающих транспортеров: ДТ-10П – грузоподъемностью 10 т, ДТ-30П – грузоподъемностью 30т и неплавающего ДТ-30 – грузоподъемностью 30т.

Ишимбайский завод транспортного машиностроения с 1982 года приступил к их серийному производству.

ДТ предназначен для работы в условиях крайнего Севера, Сибири и Дальнего востока на грунтах с низкой несущей способностью (болото, снежная целена, бездорожье, пересеченная лесистая местность) при температуре окружающей среды от плюс 40 до минус 50°С.

Одной из важных комплексных транспортных проблем России является эффективное круглогодовое обеспечение грузовых и пассажирских перевозок в условиях бездорожных районов Крайнего Севера, Сибири и Дальнего Востока, экономическое освоение которых приобретает особую актуальность. В этих районах, занимающих более 60% территории России, сосредоточено от 80 до 100% минеральных ресурсов, потенциально необходимых для развития экономики страны. В большинстве случаев северные районы РФ характеризуются бездорожьем, экстремальными природно-климатическими условиями. В освоении Севера транспорт является одним из основных факторов развития и размещения производительных сил.

Анализ показал, что транспортные расходы здесь составляют от 50 до 70% общих затрат по освоению и поиску полезных ископаемых.

Номенклатура наземных вездеходных транспортных средств (ВТС), выпускаемых отечественной промышленностью, весьма ограничена. Потребность в ВТС в северных регионах удовлетворяется в среднем на 10-15%. Поэтому транспортное обеспечение ВТС должно рассматриваться как особая сфера производственной деятельности человека в экстремальных природно-климатических условиях огромного Севера.

Север требует первоочередного развития тех видов транспортных средств, которые обладают повышенной проходимостью в условиях заболоченности, глубокого снежного покрова, грунтов с низкой несущей способностью. Они должны обладать амфибийностью, чтобы преодолевать с грузом водные преграды.

1 Состояние вопроса

1.1 Назначение тормозной системы

«Тормозные системы автомобилей состоят из тормоза и тормозного привода и предназначены для снижения скорости автомобиля с минимальным тормозным путем до полной остановки автомобиля. Торможение осуществляется путем передачи усилия привода (педали тормоза) на тормоза автомобиля.

Тормозная система является важнейшим компонентом эксплуатации всех современных автомобилей. Безопасность водителя и пассажиров напрямую зависит от его работоспособности и состояния. Их основная функция - контролировать скорость автомобиля, нажимать на тормоза и останавливать его.

Для обеспечения безопасности дорожного движения все транспортные средства должны не только эффективно маневрировать, но и уметь останавливаться на коротком расстоянии. И второй фактор еще более важен. Для этого каждый автомобиль оснащен тормозной системой.

Как только было изобретено колесо, возникла проблема, как его замедлить и сделать этот процесс как можно более плавным. Первые тормоза были очень примитивными - просто рычаг, прикрепленный к деревянному бруску. Контакт с поверхностью колеса вызвал трение, и колесо остановилось. Тормозное усилие зависело от телосложения водителя; чем сильнее был нажат рычаг, тем быстрее останавливался автомобиль.»[1]

1.2 Классификация тормозов и основные требования к тормозным механизмам

Тормозные механизмы состоят из следующих основных составных частей:

- вращающихся вместе с колесом и жестко связанных с ним тормозных элементов;
- не вращающихся с колесом фрикционных элементов, которые прижимаясь к тормозным элементам, создают на их рабочих поверхностях силы трения противодействующие вращению колеса;
- жестко связанные с массивным автомобильным направляющим элементом (суппортом) удерживающим фрикционные элементы и воспринимающим при торможении реактивные силы и моменты;
- приводного устройства, преобразующего силу исполнительного органа тормозного привода в силу прижатия тел трения;
- устройства для регулирования зазора между телами трения в исходном (отторможенном) состоянии;

Согласно ГОСТ 22895 – 77 исполнительные механизмы тормозных устройств – тормоза классифицируются следующим образом:

- фрикционные это барабанные и дисковые;
- замедлители это электрические, гидравлические и моторные.

Мы дадим общую классификацию по следующим признакам:

- «По конструктивному исполнению рабочих элементов различают тормоза колодочные – с рабочим элементом в виде колодки, взаимодействующей с наружной или внутренней поверхностью тормозного барабана; ленточные – с рабочим элементом в виде гибкой ленты, взаимодействующей с тормозным барабаном; дисковые – с рабочим элементом в виде целых дисков или отдельных сегментных колодок; конические – с рабочим элементом в виде конуса (последние две конструктивные разновидности тормозов объединяются в одну группу тормозов с замыкающим усилием,»[2] действующим вдоль оси тормозного

вала, - в группу тормозов с осевым нажатием); рельсовые – с рабочим элементом, взаимодействующим с плоскостью рельса, по которому перемещается машина, или со специальной направляющей.

- «По характеру приводного усилия тормоза разделяются на нормально закрытые, замыкающиеся под действием постоянной силы (усилия пружины, веса замыкающего груза и др.) при выключенном приводе, а размыкающиеся при включении привода; нормально открытые – замыкающиеся при включении привода, а размыкающиеся под действием размыкающего усилия; комбинированные – работающие в нормальных условиях эксплуатации как тормоза нормально открытые, а в аварийных условиях как тормоза нормально закрытые.[3]

- По принципу действия различают тормоза автоматические, нормально закрытые, замыкающиеся при отключении двигателя механизма, на котором установлен тормоз, или при срабатывании элементов защиты, и управляемые, замыкающиеся или размыкающиеся при воздействии обслуживающего персонала на орган управления тормозом.

- По назначению тормоза разделяют на стопорные, которые останавливают механизм, и ограничивающие скорость движения в определенных пределах в течение всего периода работы соответствующего исполнительного механизма (спускные тормоза и регуляторы скорости).»[4]

- По расположению фрикционных элементов относительно тормозного механизма на: внутренние (с внутренним разжимом) и наружные (с наружным охватом).

- По типу приводных устройств на: механические, гидравлические, электрические и др.

- По направлению действия на: одностороннего и двухстороннего действия.

- По типу устройства регулирующему зазор между рабочими поверхностями тормозного барабана и фрикционным элементом на: с ручной регулировкой зазора и с автоматической регулировкой зазора.

Барабанные колодочные тормоза.

«Различают колодочные тормоза с внешним и внутренним расположением тормозных колодок по отношению к металлическому элементу фрикционной пары. В первых сила трения при торможении возникает в результате контактирования фрикционной накладки с внешней образующей поверхностью тормозного барабана. По назначению тормоза разделяют на стопорные, управляемые и комбинированные. Число тормозных колодок должно быть не менее двух при их диаметральной расположении относительно металлического элемента фрикционной пары. Одно-колодочные тормоза не находят широкого применения (за исключением тормозов железнодорожного подвижного состава), так как создают значительные усилия, изгибающие тормозной вал. Крепление тормозных колодок к рычагам – шарнирное или жесткое. При жестком креплении износ фрикционных накладок по дуге обхвата колодок менее равномерен.[5]

Тормоза с внутренним расположением колодок, чаще называемые барабанными, нашли широкое применение в автомобилях, колесных тракторах, электротягачах и прицепных транспортных средствах, где они хорошо вписываются в колесное пространство. Тормоз состоит из барабана, закрепленного внутри колеса на вращающейся его части или на ведущей оси транспортного средства; тормозного щита, жестко связанного с шасси автомобиля и несущего тормозные колодки; тормозных колодок с фрикционными накладками; приводного устройства, размещенного на тормозном щите и взаимодействующего с колодками; устройства для регулирования зазора между фрикционными накладками колодок и барабаном.

Две тормозные колодки, закрепленные на тормозном щите и имеющие одну или две ступени свободы, под действием одного или двух приводных устройств, выполненных в виде гидроцилиндров, поворотных кулачков или подвижных клиньев, прижимаются к внутренней цилиндрической поверхности трения барабана и создают силы трения и тормозной момент на колесе.

Основными характеристиками барабанных тормозов являются

эффективность и стабильность их работы.»[6]

Тормозной момент, создаваемый тормозом, в большой степени зависит от его конструкции. В настоящее время имеется большое число конструктивных разновидностей тормозов, приведены схемы наиболее распространенных барабанных тормозов часть из которых (колодочные 1 – 12 и ленточные 13 – 16 с внутренним расположением) схематически показана на рисунке 10.

Основными типами колодочных тормозов являются:

- Простые или с односторонним расположением опор, схемы 1-7, рисунок 1. В зависимости от разжимного устройства различают простые тормоза с равными приводными силами или с равными перемещениями.
- Уравновешенные или с разнесенными опорами, только при переднем (схемы 8 и 9) ходе или при переднем и заднем ходе автомобиля.
- С усилением или серводействием, возможным только при переднем ходе автомобиля (схемы 10-12) или при переднем и при заднем ходе автомобиля.

У тормоза с разнесенными опорами связь колодок с опорами шарнирная. Трубопровод, соединяющий оба рабочих цилиндра, выравнивает давление в них. Одной из особенностей тормоза того же типа является рычажная связь колодок с опорами. При этом на оси создается значительное трение между колодкой и опорными рычагами, которого не может преодолеть стяжная пружина. Поэтому при торможении колодка, поворачиваясь вокруг оси, занимает правильное положение относительно барабана. Это положение колодки сохраняется при оттормаживании, в результате чего отпадает необходимость в одной из точек регулировки тормоза.

Недостатком тормоза с разнесенными опорами является уменьшение тормозного эффекта при заднем ходе автомобиля, например при торможении остановленного автомобиля на подъеме ручным тормозом. Поэтому для задних колес, на которые действуют стояночный тормоз, тормоз с разнесенными опорами обычно не применяется. Описанный недостаток

устраняется у тормоза, если он имеет разнесенные опоры, при вращении колеса в любом направлении.

В тормозах, описанных выше, каждая колодка имела фиксированную ось вращения (ось пальца), т. е. одну степень свободы. В тормозе с разнесенными опорами колодка является «плавающей», т. е. обладает двумя степенями свободы и не имеет фиксированной точки вращения. При торможении колодки раздвигаются и под действием сил трения смещаются по направлению вращения. Каждая из колодок, действуя на соответствующий поршень рабочего цилиндра, сдвигает его до упора в торец цилиндра, являющегося неподвижной опорой для конца колодки.

Испытания тормозов такого типа показали, что по сравнению с обычными тормозами тормозной путь при аварийном торможении сократился на 22 – 35% (в зависимости от начальной скорости движения автомобиля) и значительно уменьшилось усилие на педали при служебном торможении. Общим недостатком тормозов с разнесенными опорами является некоторое усложнение их конструкции.

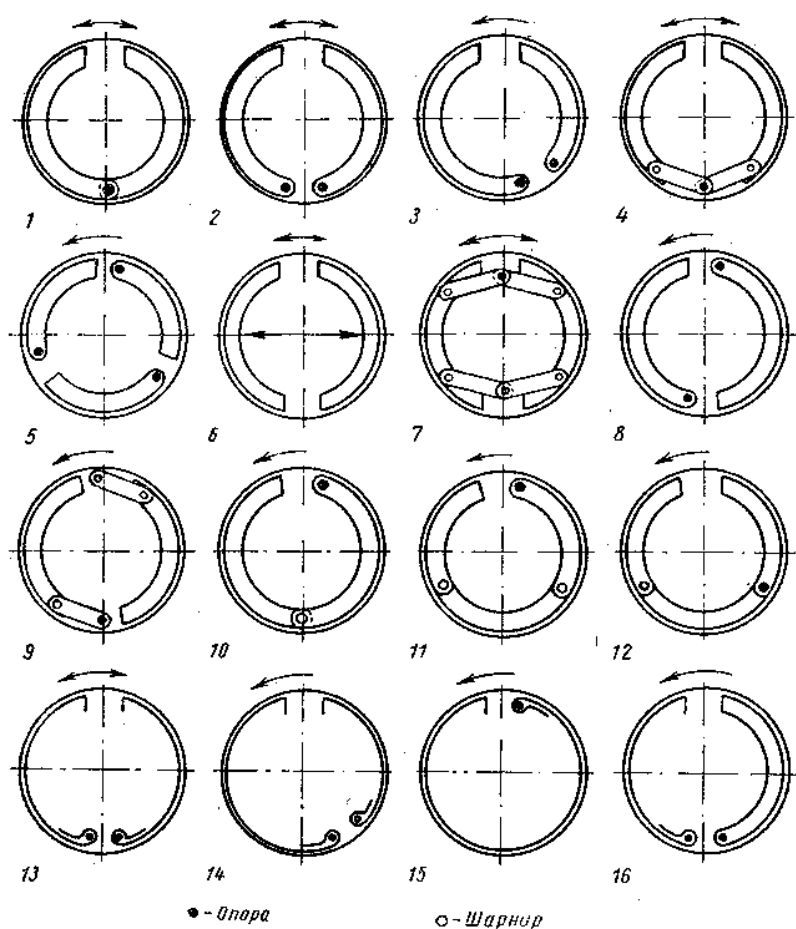


Рисунок 1 - Некоторые типовые схемы колодочных и ленточных тормозов

Барабанные герметичные тормоза.

«В последнее время разработаны конструкции герметичных барабанных тормозов, предназначенных в основном для установки на автомобилях повышенном проходимости. Срок службы герметичных тормозов, в которых трущиеся поверхности защищены от попадания песка, грязи и воды, выше срока службы обычных тормозов в 2 – 2,5 раза. Однако им присущи и недостатки: отсутствие вентиляции, приводящее к накоплению продуктов изнашивания и необходимости более частой чистки тормозов; потеря эффективности при преодолении водного препятствия вследствие всасывания воды и грязи, если перед этим производилось торможение, поскольку при резком охлаждении в момент входа автомобиля в воду во внутренней герметичной полости образуется разрежение.»[7]

На рисунке 2 показан высокоэффективный, с двумя прижимными колодками герметичный тормоз для автомобиля высокой проходимости. Особенностью его является рычажная связь тормозных колодок 4 с опорами 2, позволяющая колодкам при торможении поворачиваться вокруг осей рычагов 3 и дополнительно поджиматься к барабану 1 под действием реакции рычагов. Оба рабочих гидроцилиндра 6 соединены трубопроводом 5, выравнивающим давление в них. При заднем ходе автомобиля эффективность тормоза резко снижается.

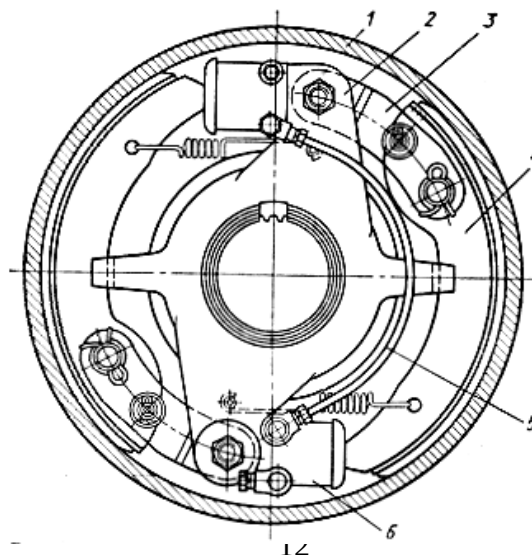


Рисунок 2 - Герметичный тормоз с двумя прижимными колодками.

Барабанные камерные тормоза.

«Камерные тормоза называют по виду нажимного устройства – пневматической или гидравлической камеры. Они имеют следующие преимущества, проявляющиеся в большей степени при использовании на мощных машинах, например автомобилях большой грузоподъемности: большая компактность тормоза; равномерное распределение давления по всей длине поверхности трения и максимальное использование рабочей поверхности барабана; равномерный износ пары трения; обеспечение больших тормозных моментов; отсутствие дополнительных нагрузок на подшипники колеса при торможении; одинаковая эффективность торможения при движении автомобиля вперед и назад; высокая стабильность в работе вследствие отсутствия самоусиления; меньшая масса тормоза (замена барабанных тормозов в автомобиле на камерные уменьшает его массу на 5- 7 %).

К недостаткам камерных тормозов относятся ухудшенный тепловой режим из-за того, что коэффициент перекрытия их близок к единице (чаще всего 0,8 – 0,9); малый коэффициент эффективности, вследствие чего для получения определенных тормозных моментов нужны большие, чем в других барабанных тормозах, приводные усилия; отсутствие компенсатора износа фрикционных накладок, что приводит по мере их изнашивания, к увеличению зазоров между накладками и тормозным барабаном, увеличению рабочих ходов камеры и расходу жидкости (или воздуха), необходимой для затормаживания; повышенная пожароопасность тормозов с гидрокамерами вследствие возможного попадания тормозной жидкости на имеющий высокую температуру тормозной барабан в случае разрушения камеры из-за перегрева или по иной причине.

Камерный тормоз представленный на рисунке 3, а содержит барабан 1, камеру 2, закрепленную на не вращающемся тормозном щите 3, и тормозные

накладки 4. Иногда камерные тормоза выполняют без накладок рисунок 12, б.

На рисунке 3, в показан камерный высоко моментный тормоз фирмы Гудрич (США), предназначенный для установки на автомобили большой грузоподъемности и тягачи повышенной проходимости.»[8]

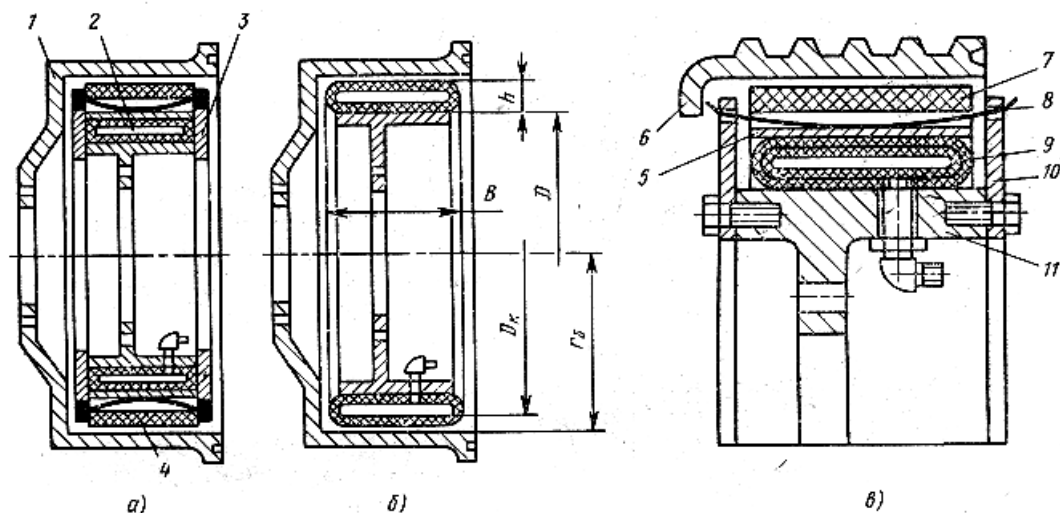


Рисунок 3 - Типовые конструкции камерных барабанных тормозов: а – с фрикционными накладками; б – без фрикционных накладок; в – высоко моментный фирмы Гудрич (США).

«Эти тормоза имеют гидропривод, причем их главный тормозной цилиндр снабжен регулировочным устройством, автоматически поддерживающим постоянный зазор между барабаном и фрикционными накладками по мере их изнашивания.

Сравнительные испытания тягачей, оснащенных высоко моментными камерными тормозами фирмы Гудрич (США) и обычными барабанно-колодочными таких же размеров, показали, что тормоза фирмы Гудрич создают гораздо большие тормозные моменты, при этом замедления тягачей при торможении составили соответственно 5,54 и 2,14 м/с².»[9]

На рисунке 4 изображен барабанный камерный тормоз, встроенный в колесо самолета. В результате эксплуатации тормоза получено, что его поверхностная температура достигает 1000°С, объемная – до 300°С; температура барабана колеса (под буртом шины) 60 – 75 °С, а в зоне подшипников 30 – 40 °С; нагрев барабана колеса во многом зависит от

воздушного зазора между его внутренней поверхностью и барабаном.

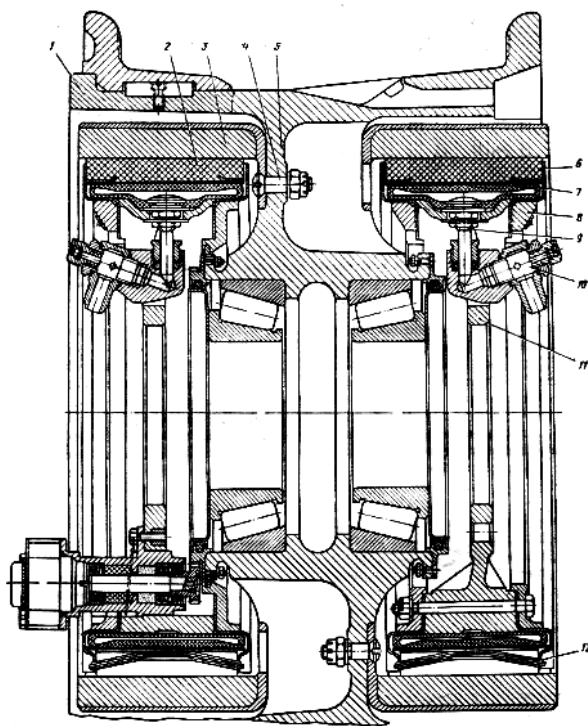


Рисунок 4 - Камерный тормоз, встроенный в колесо самолета.

Барабанные ленточные тормоза.

«В ленточных тормозах торможение осуществляется за счет трения гибкой стальной ленты о наружную поверхность цилиндрического тормозного шкива или внутреннюю поверхность цилиндрического барабана. Повышение коэффициента трения достигается путем закрепления на рабочей стороне ленты накладки из фрикционного материала. При одинаковых замыкающих условиях, коэффициенте трения и диаметрах шкивов (барабанов) тормозной момент ленточного тормоза значительно больше, чем колодочного. Ленточные тормоза применяют в экскаваторах, дорожных машинах, кузнечно-прессовом оборудовании, в грузоподъемных механизмах и машинах. К ленточным относятся также тормоза ленточно-колодочные и шарнирно-колодочные.»[10] Угол обхвата лентой тормозного шкива обычно составляет 270° , однако в отдельных конструкциях он достигает 590° .

Тормоза с наружной лентой, в зависимости от схемы ее присоединения к рычагу разделяют на простые, дифференциальные, суммирующие, двухстороннего действия. В простом тормозе наиболее нагруженный, набегающий (который натягивается силой трения при вращении шкива) конец ленты прикреплен к неподвижной части рабочего механизма, а сбегающий – к рычагу. В дифференциальном тормозе концы ленты присоединены к рычагу по обе стороны от оси его качения, а в суммирующем – по одну сторону. В тормозе двухстороннего действия набегающим (неподвижно закрепленным) становится в зависимости от направления вращения шкива тот или иной конец ленты. Простые и дифференциальные тормоза применяют в механизмах, для которых не требуется обеспечения одинакового тормозного момента при вращении шкива в разные стороны.

В отечественном и зарубежном танкостроении широко распространены, ленточные тормоза, которые просты в изготовлении и весьма компактны. Они могут обладать значительным серводействием, облегчающим управление. Однако недостаток их заключается в крайне неравномерном износе части фрикционных накладок. Одно-ленточные тормоза, кроме того, создают большую радиальную нагрузку на вал. Наконец, в ленточных тормозах затруднен отвод тепла от барабана вследствие его охвата лентой, имеющей обычно малую теплоемкость.

«Тормоза с осевым нажатием - дисковые тормоза.

В тормозах с осевым нажатием тормозной момент создается силой, действующей вдоль оси тормозного вала. К ним относятся дисковые и конусные тормоза, в которых поверхностями трения являются соответственно диски или конусы.

Дисковые тормоза разделяются на однодисковые; многодисковые без усиления; многодисковые с усилением; автоматические, замыкаемые под действием веса транспортного груза (грузоупорные); дисково-колодочные. По компоновке в машине или механизме дисковые тормоза бывают встроенными в механизм или выполненными в виде отдельного блока, присоединяемому к механизму.

В качестве приводов однодисковых и многодисковых тормозов без усиления наиболее часто используются электромагниты и гидроцилиндры, реже – пневмоцилиндры, а многодисковых с усилением»[11] – ручной привод через рычажную систему или гидроцилиндры. «Вследствие некоторых особенностей дисковые тормоза нашли широкое применение в механизмах поворота экскаваторов и кранов, мотор колесах самоходных установок, шасси самолетов, в трансмиссиях танков и в автомобильной технике.

К преимуществам дисковых тормозов относятся:

- большая энергоемкость (известен многодисковый тормоз авиационного колеса с энергией разового торможения $33 \cdot 10^6$ Дж; удельная энергоемкость многодисковых тормозов авиационных колес составляет $(17-25)10^4$ Дж на 1 кг массы тормоза);
- большие тормозные моменты при сравнительно небольших размерах самого тормоза (за счет увеличения числа пар поверхностей трения; например, встроенный в авиационное колесо многодисковый тормоз с наружным диаметром дисков 548 мм может создавать тормозной момент, равный $40\ 650$ Н·м);
- стабильность работы – практически линейная зависимость тормозного момента от коэффициента трения (только у тормозов без самоусиления);
- большая суммарная площадь поверхности трения (получаемая путем увеличения числа поверхностей трения), что позволяет уменьшить необходимое давление между поверхностями трения и, таким образом, повысить долговечность тормозной пары;
- уравновешенность тормоза – осевые силы могут быть замкнуты внутри тормоза и не воспринимаются валом и подшипниками машины;
- трение по плоскости, обеспечивающее равномерное распределение давления по всей поверхности трения, а следовательно, и более равномерное изнашивание, чем при трении по цилиндрической поверхности;

- незначительное изменение площади фактического контакта тормозной накладки при увеличении размеров элементов трения (в основном в осевом направлении) вследствие нагрева в процессе работы;
- независимость тормозного момента от направления вращения тормозного вала;»[12]
- «конструктивная простота защиты тормоза от пыли, грязи; обеспечение герметизации.

Однако из-за ухудшения условий отвода теплоты с поверхности трения дисковые (особенно многодисковые) тормоза нагреваются до более высокой температуры по сравнению с температурой колодочных и ленточных тормозов, что в некоторых случаях требует использования специальных материалов, выдерживающих высокие температуры без снижения фрикционных свойств, или применения конструктивных мер, улучшающих теплоотвод.

Необходимый момент трения в многодисковых тормозах возникает под действием силы N прижатия дисков, зафиксированных от вращательного движения в корпусе, к дискам, вращающимся вместе с тормозным валом.»[13] Эта сила создается пружиной или усилием человека и передается через рычажную, гидравлическую или пневматическую систему. Замыкающие пружины устанавливаются в центре диска или по периферии симметрично оси тормозного вала на равном расстоянии одна от другой, таким образом, чтобы их равнодействующее усилие было направлено по оси вала. Обеспечение этого условия требует достаточно высокого качества изготовления пружин с одинаковыми размерами и одинаковой жесткостью. Регулирование тормозного момента при одной пружине, расположенной в центре, проще, чем при нескольких пружинах, расположенных по периферии. Применение тарельчатых пружин позволяет получить малые габариты замыкающего устройства при значительном усилии. Кроме того, тарельчатые пружины могут на некотором участке своей характеристики обеспечить практическое постоянство развиваемого ими усилия независимо от деформации, при этом изменение деформации пружины из-за изнашивания фрикционных накладок

не приводит к существенному изменению замыкающего усилия, что устраняет необходимость регулировать тормоз по мере изнашивания накладок.

Внутренний радиус дисков $R_в$ выбирают минимально возможным из условий компоновки тормоза. Наружный радиус $R_н$ при работе тормоза в масляной ванне обычно принимают равным $(1.25-2.5)R_в$, причем для обеспечения смазывания поверхности трения разность $R_н - R_в$ должна быть не более 6 см.

Для удаления продуктов изнашивания и улучшения условий смазывания на поверхности фрикционного материала выполняют радиальные или спиральные каналы, общая площадь которых может достигать при использовании порошковых материалов 47%, а асбофрикционных материалов – 10-16% поверхности трения.

«При смазывании дискового тормоза уменьшается коэффициент трения фрикционного материала по металлу, однако тормоз при этом работает при значительно больших (примерно в 3 раза) давлениях и его конструкция более компактна. Следует учитывать, что изменение температурных условий, вызывает изменение вязкости масла, а следовательно, и коэффициент трения, а при низких температурах – возможно застывание смазочного материала. В этих случаях требуется применять специальные масла или предварительно подогревать тормоз. При работе в масляной ванне тормоз замыкается более плавно, чем при работе без смазывания, так как смазывающий материал, выдавливаемый с поверхности трения, смягчает толчки.

В многодисковом тормозе сила, сжимающая каждую пару трения, по мере удаления от нажимного диска уменьшается на силу трения в направляющих дисках, в результате чего уменьшается тормозной момент каждой последующей пары трения. Трение в направляющих не только уменьшает тормозной момент, но и приводит к нарушению плавности замыкания тормоза. Общее число тормозных дисков в тормозах, смазываемых погружением, не рекомендуется принимать более 20. при работе тормоза без смазывания или при периодическом смазывании поверхностей трения число дисков должно быть значительно меньше. Для надежной работы дисковых

тормозов необходимо исключать возможность заедания дисков в направляющих, что достигается повышением частоты обработки шлицевого соединения, уменьшением давления в направляющих, соответствующим подбором материалов, а при работе тормоза со смазыванием поверхностей трения – обеспечением надежного смазывания шлицев.»[14]

Осевой зазор между поверхностями трения разомкнутого тормоза должен быть не менее 0.5 мм в тормозах с накладками из асбофрикционного материала и не менее 0.2 мм при работе металлических дисков в масляной ванне. При определении хода устройства, управляющего тормозом, следует учитывать, что рабочий ход каждого тормозного диска складывается из приведенного выше осевого зазора, обеспечивающего возможность теплового расширения фрикционного материала и металлического диска, деформации фрикционного материала под нагрузкой.

«При работе тормоза металлические диски нагреваются неравномерно как по глубине, так и в радиальном направлении, в результате чего возникает их коробление, приводящее к увеличению неравномерности распределения давления по поверхности трения, появлению еще большей неравномерности распределения температур и увеличенному износу фрикционного материала. Влияние коробления элементов фрикционной пары на качество контактирования поверхности трения снижают следующими способами:

- применение фрикционных накладок с меньшей твердостью, которые лучше приспособляются к микро- и макро неровностям контр тела, обеспечивая большую суммарную площадь фактического контакта; при этом тепловые потоки распределяются по большей площади и более равномерно;
- уменьшение ширины ($R_n - R_g$) кольца диска;
- выполнение в диске сквозных радиально-расположенных пазов (применение различного рода проточек на поверхности трения к существенному уменьшению коробления не приводит);
- обеспечением свободы перемещения диска относительно его фрикционных накладок в осевом направлении.»[15]

Дисковые тормоза постепенно получают все большее распространение

в качестве колесных тормозов.

Различают два типа этих тормозов:

- с вращающимся тормозным диском;
- с вращающимся корпусом.

В первом случае (тормоз Данлоп) со ступицей колеса связан тормозной диск 1, рисунок 5, а. В неподвижном корпусе 4 помещаются рабочие цилиндры гидравлического привода. От поршней 2 осевые усилия передаются на фрикционные подушки 3. На рисунке 5, б показаны детали другой подобной конструкции (тормоз Локхид). Число пар фрикционных подушек может быть равно также двум или трем. Тормоз, как правило, полностью открыт. Свободный доступ воды, пыли, грязи на поверхность диска является недостатком конструкции. Необходимо, чтобы уплотнение у поршней рабочих цилиндров было надежным. Вес вращающихся деталей в тормозе данного типа получается минимальным, а условия охлаждения наилучшими.

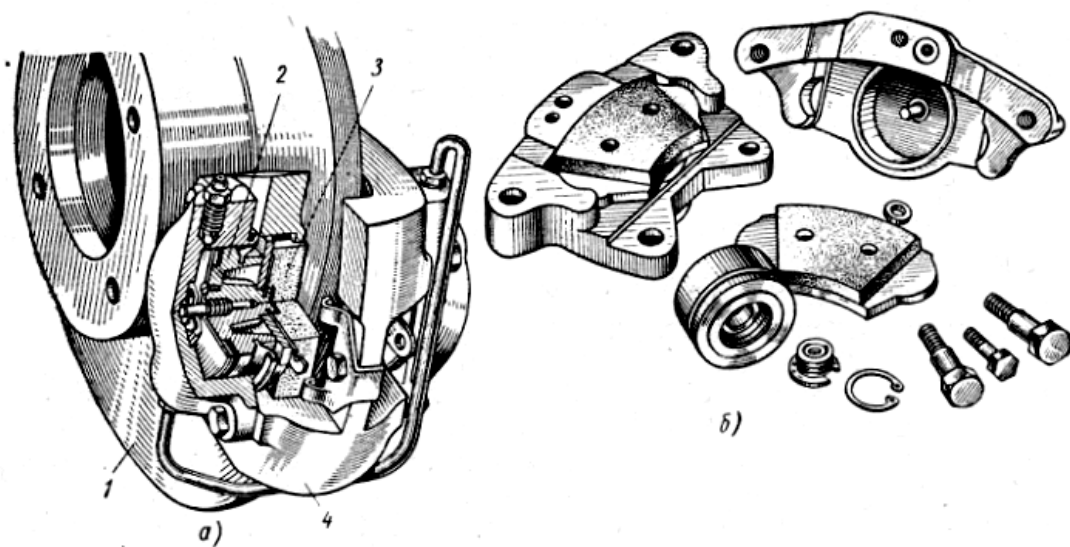


Рисунок 5 - Дисковые тормоза с вращающимся диском

Дисковый тормоз с вращающимся корпусом, спроектированный для автобуса, изображен на рисунке 6. Тормозной механизм размещен внутри чугунного корпуса 1, наружная половина которого соединена со ступицей 2. Диски 8 с фрикционными накладками 9, имеющими форму сегментов,

располагаются между трущимися поверхностями корпуса и крышки корпуса. Тормоз включается с помощью двух рабочих цилиндров 8 гидравлического привода и восьми стальных шариков 7, помещенных между дисками. Для размещения шариков на внутренней поверхности каждого диска против фрикционных накладок сделаны наклонные канавки.

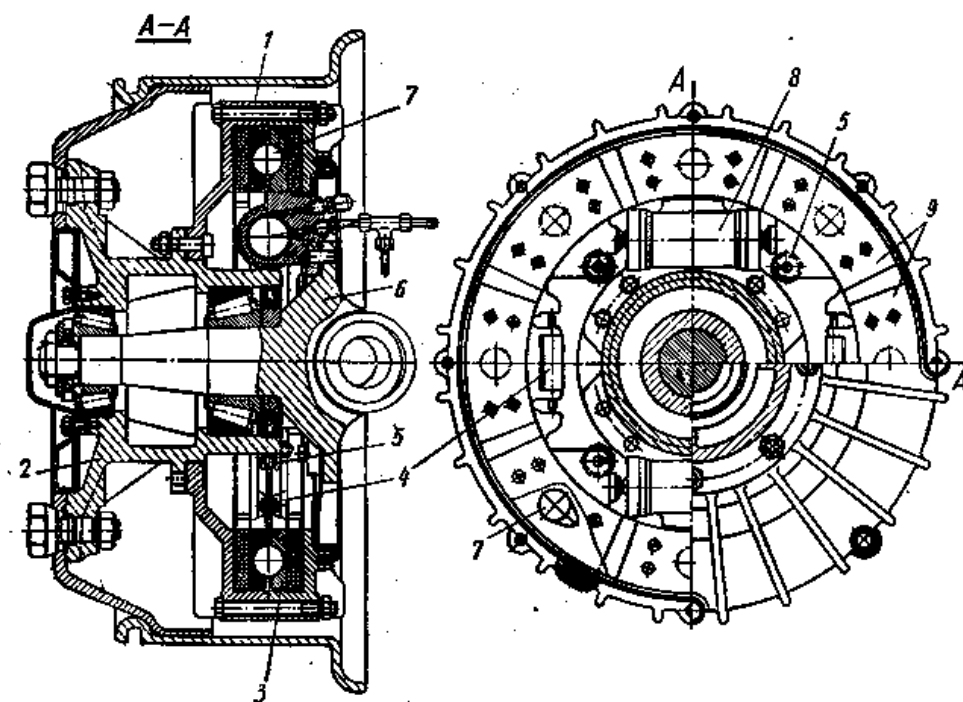


Рисунок 6 - Дисковый тормоз с вращающимся корпусом (НАМИ-ЛАЗ).

Диски стянуты пружинами 6. Рабочие цилиндры 8, расположенные тангенциально внутри тормоза, укреплены на поворотной цапфе 6. Поршни рабочих цилиндров действуют на диски. При торможении поршни расходятся, поворачивая диски один относительно другого.

Чтобы дать более наглядное представление об особенностях дисковых тормозов, приведем данные НАМИ по сравнительному расчету, таблица 1.

Рассмотрим результаты расчета для легкового автомобиля. Дисковый тормоз без усиления по всем оценочным параметрам лучше колодочного. Значительная поверхность трения позволяет делать фрикционные накладки не

сплошными, а в виде отдельных круглых дисков или в последние годы в виде сегментов, рисунок 5, б. При этом сохраняется достаточная площадь трущихся поверхностей и удастся существенно улучшить вентиляцию тормоза. Переход на дисковый тормоз с усилением дает возможность значительно уменьшить размеры тормоза.

На грузовых автомобилях большой грузоподъемности целесообразно устанавливать дисковый тормоз с усилением, как обладающий лучшими параметрами, чем колодочный. Применение дискового тормоза без усиления обеспечивает необходимый момент трения лишь при увеличении числа поверхностей трения (числа дисков), что, однако, конструктивно не всегда приемлемо.

Испытания показывают, что при дисковых тормозах благодаря более равномерному износу и большей жесткости тормоза допустимы более высокие удельные давления.

Таблица 1 - Сравнительная характеристика колодочного и дискового тормозов (по данным НАМИ)

Оценочный параметр	Легковой автомобиль			Грузовой автомобиль		
	Колодочный тормоз	Дисковый тормоз		Колодочный тормоз	Дисковый тормоз	
		без усиления	с усилением		без усиления	с усилением
Площадь F поверхности трения, в см^2	252	720	720	1263	970	970
Максимальное удельное давление $p_{\max}$, в кг/см^2	12.7	6.9	18.6	11.2	2.3	10
$p_{\max}/p_{\min}$	3.8	1.0	1.0	2.8	1.0	1.0

Момент трения $M_{тр}$ в кгм	114	205	555	885	123	940
---------------------------------	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Дисковые конусные тормоза.

Конусные тормоза получили наибольшее распространение в электродвигателях и электроталях. «Преимуществом их является то, что при одних и тех же средних радиусах трения и осевой силе нажатия тормозные моменты конусных тормозов в 2.5-3 раза больше, чем дисковых с одной парой поверхностей трения. К недостатком относятся повышенная чувствительность к перекосам и несоосностям элементов пары трения и то обстоятельство, что при больших тормозных моментах конусный тормоз должен иметь большой средний диаметр трения, большую ширину рабочей поверхности конусов, что приводит к повышению скорости скольжения, интенсивному изнашиванию и большим маховым массам.»[16] Кроме того, при значительных температурах и существенном изменении коэффициента трения может наблюдаться заклинивание конусов. Так как в автомобильной технике данные тормоза практически не используются, то я не считаю нужным останавливаться на них более подробно.

1.3 Анализ конструкции тормозных механизмов двухзвенного транспортера семейства «Витязь»

Теперь на основе вышеизложенного материала проведем анализ конструкции тормозных механизмов двухзвенных транспортеров семейства «Витязь».

Тормоза служат для торможения и остановки транспортера, удержания его на подъемах, спусках, а также для маневрирования первым звеном при рассоединении или соединении звеньев.

Согласно раннее данной классификации тормозных механизмов проведем анализ существующей конструкции тормозного механизма двухзвенного транспортера. Двухзвенный транспортер семейства «Витязь»

оснащен четырьмя унифицированными между собой ленточными тормозами плавающего типа с наружным расположением фрикционных элементов (тормозных лент) с пневматическим приводом и дополнительным механическим приводом управления тормозами первого звена, без механизма самоуселения, двухстороннего действия и с ручной регулировкой зазора между рабочими поверхностями тормозного барабана и фрикционного элемента.

Материал трущихся поверхностей – чугун по стали.

Тормоз состоит из тормозного барабана, тормозной ленты с накладками, серьги, двухплечего рычага с пальцами, кронштейна, оттяжных пружин и регулировочных болтов. Тормозной барабан – стальной, прикреплен болтами к фланцу солнечной шестерни. Тормозная лента – стальная, с приклепанными к ней чугунными фрикционными накладками. Один конец ленты образует петлю, в которую вставлена траверса. На резьбовом конце серьги установлена регулировочная гайка 6, входящая зубом в прорезь траверсы. Все четыре тормоза взаимозаменяемые и отличаются лишь числом тормозных камер (привод управления тормозами первого звена осуществляется от одной тормозной камеры, а второго звена – от двух). Выбор типа тормозов, принятые конструкторские решения по обеспечению их прочностных характеристик, обеспечению эффективной работы тормозов были сделаны в соответствии с традиционными для военных гусеничных машин рекомендациями (требованиями) и подходами. Но несмотря на это, в процессе многолетней эксплуатации двухзвенных транспортеров в реальных условиях были обнаружены ряд существенных недостатков. К числу наиболее важных и часто повторяющихся недостатков следует отнести:

- Замасливание открытых трущихся поверхностей (тормозной барабан и накладки) вследствие переувлажненной воздушной среды нижней части корпуса из-за наличия воды и горюче-смазочных материалов.

- Наличия возможности попадания в зазоры между вращающимися деталями мелких посторонних предметов и, как следствие, возникновение опасности несанкционированного торможения и перегрева тормозов.

- Отсутствие обусловленных компоновочными решениями эффективных, хорошо организованных путей тепло отвода от перегретых деталей тормозов.

- Затруднен доступ к деталям регулирующим зазор между фрикционной лентой и барабаном и к устройствам обеспечивающим сохранение зазора в заданных пределах и его равномерность по окружности барабана.

- Малоэффективная конструкция устройства распределения и поддержания зазора между накладками и барабаном. Агрессивная влажная среда и труднодоступность к устройствам, регулирующим зазор, снижают работоспособность такой конструкции и эффективность торможения.

- Отсутствие возможности и целесообразности установки принудительного обдува активно тормозящих деталей в условиях закрытого объема.

- Установка защитных кожухов (ограждения) вращающихся деталей тормозов значительно ухудшит и без того тяжелый температурный режим работы тормозов и условия их охлаждения.

- Повышенная пожароопасность из-за возможности возгорания горюче смазочных материалов, находящихся в нижней части корпуса (вследствие подтекания), при соприкосновении их с сильно нагретыми элементами тормозного механизма (тормозного барабана и тормозной накладки).

- Труднодоступность при проведении технического обслуживания и ремонта тормозов, отсутствие возможности ежедневного наблюдения за состоянием тормозов.

- При движении двухзвенного транспортера грузоподъемностью тридцать тонн в условиях резкопересеченной местности наблюдается быстрый перегрев тормозов.

- Нестабильная работа тормозов по удержанию транспортера на подъемах (спусках) в качестве стояночного тормоза.

Разберем их на основе выполнения или невыполнения основных требований к тормозным системам:

- высокая надежность и стабильность действия, высокая эффективность действия, т. е. создание большого тормозного момента. Данное требование

выполняется не полностью. Из-за приведенных выше недостатков данный тормозной механизм нельзя назвать высоко надежным, хотя он и создает необходимый тормозной момент;

- достаточный тормозной момент для заданных условий работы. Требование выполняется не полностью, тормоз не имеет механизма самоусиления и возможны варианты частичной потери тормозного момента из-за замасливания поверхностей трения;

- плавность торможения, отсутствие при торможении вибраций, «писка», выделения газов. Выполнение этого требования возможно при плавном нарастании тормозной силы и пропорциональности усилия на педали тормозной силе. Пневматический привод обеспечивает плавное торможение, а тормозной кран - плавное нарастание тормозной силы;

- быстрое замыкание и размыкание тормозов. Данное требование полностью не выполняется, так как пневмосистема управления тормозами не обеспечивает включение тормозов первого и второго звена в один и тот же момент, из-за большой длины тягача происходит запаздывание включения тормозов второго звена;

- прочность, высокая надежность и долговечность трущейся пары. Данное требование не выполняется, так как из-за большой энергонагруженности и плохого отвода тепла от тормозных механизмов происходит быстрый износ фрикционных накладок;

- температура поверхности трения, в процессе работы, не должна превышать предельную, установленную для устройства данного типа при данном фрикционном материале. Требование полностью не выполняется из-за плохого тепло отвода от пары трения;

- простота конструкции, определяющая малую стоимость изготовления. Данное требование выполняется полностью. Ленточные тормоза являются одними из самых простых и дешевых тормозных механизмов;

- удобство осмотра, регулирования и замены износившихся деталей и малая трудоемкость технического обслуживания и ремонта. Требование не выполняется, так как тормоза во втором звене, исходя из особенности

конструкции, труднодоступны и их техническое обслуживание и ремонт очень трудоемки, особенно в полевых условиях, а при низких температурах практически невозможны;

- устойчивость регулирования. Из-за быстрого изнашивания фрикционных накладок, при частом использовании транспортера на пересеченной местности, не выполняется;

- минимальный износ трущихся элементов. Как уже было сказано выше, данное требование не выполняется;

- минимальные габаритные размеры и масса. Тормозной механизм имеет небольшие размеры и вписывается в кормовое пространство болото хода;

- способность за короткое время отводить в атмосферу значительное количество тепла. Данное требование не выполняется. Тормозные механизмы не имеют массивных деталей, способных за короткий промежуток времени рассеивать тепло, выделяющееся при торможении. Установка же специальных обдувочных устройств не решит полностью проблемы, к тому же эти мероприятия будут проблематичны из-за габаритных размеров, не вписывающихся в кормовое пространство;

- «минимальный тормозной путь или максимальное замедление при аварийном торможении. Выполнение этого требования обуславливает не только повышение безопасности движения, но и полное использование тягово-динамических и топливных характеристик транспортера, то есть увеличение средней скорости движения. Необходимыми условиями получения минимального тормозного пути является минимальное время срабатывания тормозного привода, одновременное торможение всех ведущих колес, возможность для водителя довести тормозные усилия на колесах до максимального значения и обеспечения надлежащего распределения между колесами.»[17] К сожалению, в данной конструкции это требование полностью не выполняется. Во-первых: так как по условиям компоновки тормоза расположены (размещены) в закрытых, труднодоступных, неventилируемых местах корпуса, то возможно замасливание открытых

трущихся поверхностей (тормозного барабана и накладки) вследствие переувлажненной воздушной среды на дне корпуса транспортера из-за наличия воды, горюче смазочных материалов, попадающих туда вследствие подтекания в непрочных соединениях в моторно-трансмиссионном отсеке, наличия возможности попадания в зазоры между вращающимися деталями мелких посторонних предметов – все это приводит к увеличению минимального тормозного пути. Установка кожухов или установка тормоза в закрытом корпусе также невозможна, так как значительно ухудшит и без того тяжелый температурный режим работы тормозов и условия их охлаждения. На увеличение тормозного пути влияет еще и то, что тормозная система пневматическая, а расстояние между тормозами первого и второго звена довольно большое, вследствие этого первыми тормозить начинают тормоза первого звена, а затем второго, что увеличивает энергонагруженность тормозов первого звена.

- сохранение устойчивости при торможении. Для выполнения этого требования необходимо, чтобы усилие на левых и правых тормозных барабанах транспортера были одинаковыми. Это достигается точной регулировкой тормозных механизмов. Данное условие выполняется.

- облегчение условий работы водителя. Условие выполняется. Усилие на тормозной педали не превышает 50 кг и полный ход педали не превышает 180 мм. Кроме того, сиденье водителя сделано таким образом, что посадка водителя удобна: спина упирается в спинку сиденья, а усилие создаваемое коленным суставом. В этом случае водитель может создавать на педали усилие, превышающее его вес на 10-20%, то есть практически 70-80 кг.

Как видно из приведенного выше анализа данные тормозные механизмы имеют ряд серьезных недостатков. Поэтому существует необходимость модернизации данной тормозной системы или разработки новой, с учетом недостатков старой. Как видно из выше сказанного модернизация ленточных тормозов нецелесообразна. Колодочные тормоза могли бы решить многие проблемы, но по своим габаритам они не влезут в кормовое пространство, поэтому их разработка так же нецелесообразна. По всем параметрам больше

всех подходят многодисковые тормозные механизмы, работающие в масле. Установленные в бортовом редукторе они будут компактны, будут обеспечивать необходимый отвод тепла (так как бортовой редуктор имеет массивные детали), плавность торможения (из-за граничащего трения между фрикционными дисками), надежность и долговечность, удобство обслуживания и т. д.

1.4 Описание выбранной конструкции тормозного механизма

За основу принята конструкция дискового тормоза, работающего в масляной ванне. В настоящее время развитие тормозных систем тракторов характеризуется все более широким применением многодисковых тормозных механизмов, работающих в масле. Например, около 50% зарубежных тракторов с двигателями мощностью свыше 22 кВт оборудуются такими тормозами. Несмотря на более высокую стоимость по сравнению с тормозными механизмами других типов и использование фрикционных материалов с низким коэффициентом трения ($\mu=0,08...0,1$), тормозные механизмы, работающие в масле, обладают более высокой долговечностью, соизмеримой с долговечностью трансмиссии трактора, высокой энергоемкостью и универсальностью, так как энергоемкость может быть изменена увеличением числа пар трения.

Разрабатываемый дисковый тормоз предназначен для уменьшения скорости движения транспортного средства и для удержания в неподвижном состоянии средства относительно дороги.

Дисковый тормоз предполагается использовать на серийных транспортных тягачах семейства «Витязь».

Техническая характеристика:

Число подвижных дисков.....	7
Число неподвижных дисков.....	6
Материал поверхностей трения.....	МК-5
Номинальный тормозной момент, кНм.....	7.7

Полная масса транспортного средства, кг.....60000

Дисковый тормоз входит в состав бортового редуктора. Дисковый тормоз состоит из алюминиевого корпуса, соединенного с коронной шестерней бортового редуктора. В корпус установлена стальная вставка, в которую монтируются неподвижные диски, чередующиеся с подвижными дисками, которые в свою очередь установлена на ступице, закрепленной на валу солнечной шестерни бортового редуктора. Пакет дисков сжимается при помощи кольца включения, которое перемещается в осевом направлении за счет поворота кольца управления. Кольца взаимодействуют между собой через шарики и лунки, выполненные на наклонных выступях, колец включения и управления. Кольцо управления поворачивается на подшипнике за счет воздействия кривошипа на выступ кольца управления. Кривошип установлен в крышке управления тормоза и через шлицы соединен с рычагом управления.

На рычаг управления воздействует шток пневматической камеры и трос ручного управления, для дискового тормоза первого звена транспортного средства.

Пакет дисков разжимается с помощью пружин путем воздействия на кольцо включения. Неподвижные диски между собой дополнительно разводятся пружинами зазора, расположенными на периферии дисков.

1.5 Обоснование и описание выбранной конструкции тормозного привода

Структура тормозного управления.

Согласно ГОСТ 22895 – 77 тормозное управление состоит из: тормозной системы, которая включает в себя рабочую, запасную, стояночную и вспомогательную тормозные системы, источник энергии, тормозной механизм и тормозной привод.

«Тормозной системой автотранспортного средства называется

совокупность устройств, предназначенных для осуществления торможения. В свою очередь, совокупность тормозных систем целесообразно назвать тормозным управлением. Тормозное управление составляют четыре тормозные системы:

рабочая тормозная система, предназначенная для регулирования скорости автотранспортного средства в любых условиях движения;

запасная тормозная система, служит для остановки автотранспортного средства в случае отказа рабочей тормозной системы;»[18]-[24]

«стояночная тормозная система, удерживает автотранспортное средство неподвижным относительно дороги;

вспомогательная тормозная система, предназначенная для длительного поддержания скорости автотранспортного средства постоянной или для ее регулирования в пределах, отличных от нуля.

Для большинства современных автотранспортных средств роль вспомогательной тормозной системы с успехом играет двигатель, работающий в тормозном режиме. На большегрузных автомобилях, автобусах и прицепах для этих же целей применяются специальные тормозные устройства, называемые замедлителями.

Любая тормозная система состоит из источника энергии, тормозного привода и одного или нескольких тормозных механизмов.

Источником энергии называется совокупность устройств, предназначенных для обеспечения тормозной системы энергией, необходимой для торможения.

Тормозным приводом называется совокупность устройств, предназначенных для передачи энергии от ее источника к тормозным механизмам и управления этой энергией в процессе ее передачи с целью осуществления торможения.

Одной из важнейших функций современных тормозных приводов рабочих тормозных систем следует считать разделение энергопотока на несколько контуров. Контуром привода называется независимая его часть,

оставшаяся работоспособной при выходе из строя остальной части привода.

Применение двухконтурных приводов значительно повышает надежность тормозного управления. Тормозной привод образуют следующие элементы:

орган управления, т. е. совокупность устройств, предназначенных для подачи сигнала, в результате которого энергия от ее источника передается к тормозным механизмам или происходит количественное регулирование этой энергии.»[24]-[25] Это тормозной кран, главный тормозной цилиндр, ручной кран стояночной и запасной тормозных систем, контроллер электрозамедлителя и т. п.;

«передаточный механизм, представляющий совокупность устройств, предназначенных для передачи энергии от ее источника к тормозным механизмам. В передаточный механизм входят трубопроводы, шланги, соединительные головки, разобщительные краны, клапаны быстрого оттормаживания, ускорительные клапаны и т. п.;

аккумулятор энергии — устройство, предназначенное для превращения кинетической энергии рабочего тела в потенциальную с целью обеспечения постоянной возможности осуществить торможение

Рабочим телом называют ту среду, за счет движения которой и происходит передача энергии в тормозном приводе и ее регулирование

Исполнительный орган — устройство, предназначенное для передачи энергии от тормозного привода тормозному механизму.

Тормозным механизмом называется устройство, предназначенное для непосредственного создания и изменения искусственного сопротивления движению автотранспортного средства.»[26]-[27]

Классификация тормозного привода.

Согласно ГОСТ 22895 – 77 тормозной привод классифицируется следующим образом: по типу - механический, гидравлический, пневматический, вакуумный, электрический и смешанный; по действию – однопроводный, двухпроводный, комбинированный, непрерывный,

полунепрерывный и инерционный.

Механический тормозной привод.

Механический тормозной привод в качестве привода рабочей тормозной системы в настоящее время совсем не используется. Причинами этого служат следующие недостатки механического привода: сложность и трудность его компоновки на автомобиле; трудоемкий уход (необходимость периодического регулирования и смазывания); малый КПД привода. «С ростом скоростей и грузоподъемности АТС механический привод перестал удовлетворять требованиям из-за люфтов, трения в шарнирах и нежесткостей, влияющих на его быстродействие и коэффициент усиления. Механический тормозной привод необходим для стояночной тормозной системы благодаря тому, что он может обеспечить высокую надежность при длительном действии. На легковых автомобилях в качестве стояночного тормозного механизма в основном используют тормозные механизмы задних колес с рычажно-тросовым приводом.»[28]-[29] Сравнительно редко на легковых автомобилях применяется трансмиссионный барабанный тормозной механизм с рычажно-тросовым приводом. В грузовых автомобилях конструкция привода зависит от конструкции и места установки стояночного тормозного механизма. Стояночный тормозной механизм может устанавливаться в трансмиссии (автомобили ГАЗ, ЗИЛ, МАЗ), а также в стояночной тормозной системе могут использоваться колесные тормозные механизмы рабочей тормозной системы.

Гидравлический тормозной привод.

Гидравлический тормозной привод широко применяется в основных тормозных системах боевых колесных машин, легковых автомобилей и автомобилей малой и средней грузоподъемности.

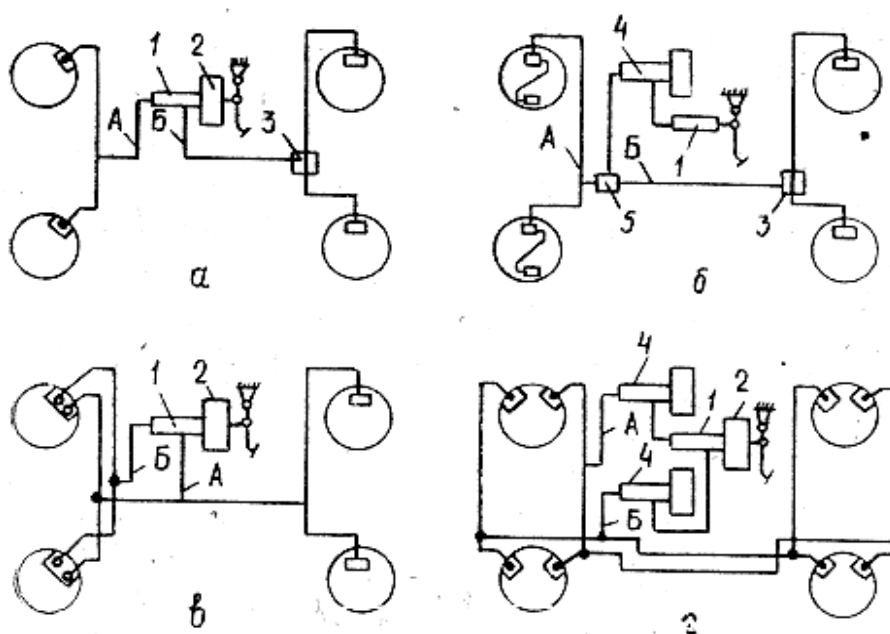
К основным положительным свойствам гидравлического привода можно отнести: одновременное начало торможения всех колес; малое время срабатывания; высокий КПД (0,92 – 0,95); малый вес и небольшие габаритные размеры; простоту конструкции привода и удобство его компоновки.

Недостатками гидравлического привода являются невозможность получения большого передаточного числа (поэтому гидравлический привод

без усилителя применяется только на машинах с небольшой полной массой); снижение КПД привода при температуре ниже -25°C ; выход из строя всей системы при местном повреждении, если привод одноконтурный.

Для повышения эффективности работы основной тормозной системы в гидравлический привод включаются вакуумные и пневматические усилители.

На рисунке 7 представлены схемы двухконтурных гидравлических приводов.



а, в – вакуумные усилители; б, г – гидровакуумные усилители; 1 – главный цилиндр; 2 – вакуумный усилитель; 3 – регулятор тормозных сил; 4 – гидровакуумный усилитель; 5 – разделитель; А, Б – контуры привода.

Рисунок 7 - Схемы двухконтурных гидравлических приводов:

Пневматический тормозной привод.

Пневматический тормозной привод применяется на автомобилях и автомобильных поездах средней, большой и особо большой

грузоподъемности. В зависимости от принципа взаимосвязи с прицепными звеньями пневматический привод может быть одно- и двухпроводным.

К общим преимуществам пневматического тормозного привода можно отнести легкость управления тормозами; возможность управления тормозами прицепа и обеспечение желаемой разницы между режимами торможения прицепа и тягача; точность слежения, обеспечивающего пропорциональность замедления машины величине усилия, приложенного к тормозной педали. Однако по сравнению с гидравлическим пневматический привод конструктивно сложнее, и дороже, обладает меньшим (в 10 – 15 раз) быстродействием, имеет большой вес и габаритные размеры.

Комбинированный пневмогидравлический привод является наиболее эффективным, так как сочетает в себе достоинства гидравлического и пневматического приводов.

«Электропневматический тормозной привод.

Кардинальным решением задачи, практически устраняющим существующие недостатки пневмопривода и наполняющим старый принцип новыми достоинствами, является электропневматический привод с электронным управлением (ЭПП). Суть этого технического решения заключается в том, что силовой (т. е. непосредственно приводящей исполнительные органы) энергией служит по-прежнему энергия сжатого воздуха, но управление этой энергией и все логические операции выполняются электронными блоками, действующими с помощью электрических цепей и устройств.

Такой привод отличается следующими достоинствами:

- два основных узла тормозного управления – источник энергии и тормозные механизмы не требуют изменения. Неизменными или с минимальными изменениями будут исполнительные органы привода, ресиверы, трубопроводы, шланги, арматура, некоторые аппараты передаточного механизма. Большинство же его аппаратов, разнообразных и отличающихся друг от друга, будет заменено унифицированными узлами, причем общее их число сократится;

- электричество обеспечит такое быстродействие, что тормозное управление не станет более препятствием применению автопоездов любой длины и с любым числом звеньев;

- электронное управление приводом позволит автоматически и с достаточной точностью обеспечить оптимальное регулирование тормозных сил АТС, реализует нужное соотношение эффективности торможения его звеньев, позволит оперативно и глубоко контролировать работоспособность тормозного привода, а в дальнейшем и всего тормозного управления. Электронный блок ЭПП возьмет на себя и функции блока управления АБС, что снизит стоимость антиблокировочной системы;»[30]-[33]

- «возложение управляющих функций на электронику существенно упростит механические элементы привода, облегчит их обслуживание и повысит надежность.

Естественно, такое повышение качества будет сопровождаться, особенно на первых порах, новыми техническими и организационными проблемами.

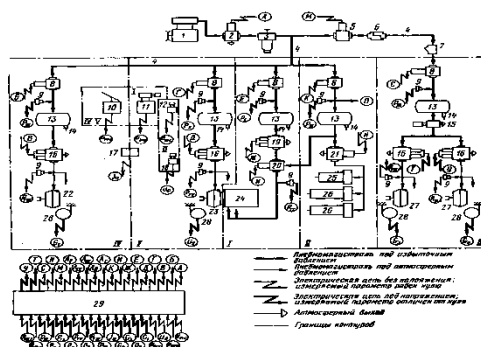
Отметим две наиболее трудные для решения задачи, связанные с внедрением ЭПП:

- совместимость тягачей с существующим парком прицепов. Можно ожидать, что здесь потребуется введение дополнительных аппаратов, что уменьшит экономическую эффективность ЭПП;

- малая надежность и высокая стоимость электронных узлов на первых этапах внедрения. Но цена микроэлектроники резко падает с увеличением выпуска. Что же касается надежности, то это посильная инженерная задача: опыт эксплуатации АБС на тяжелых автомобилях и автобусах в Западной Европе показывает, что автомобильная микроэлектроника может быть весьма надежной при допустимой цене.

Сегодня разработкой ЭПП в нашей стране занимаются ученые и инженеры Белорусского политехнического института, ЗИЛа, КамАЗа, МАЗа, НАМИ, а за рубежом фирмы «Бендикс» и «Вагнер Электрик» (США), «Айсин» и «Мицубиси» (Япония), «Бош», «ВАБКО», «Даймлер-Бенц»,

Возможности ЭПП, рисунок 8, отчетливо проявляются при рассмотрении отечественной разработки. Функциональная схема ЭПП для автопоезда в составе двухосных тягача и прицепа показана на рисунке 8. Источником энергии является компрессор 1, регулятором давления служит двухпозиционный трехходовой нормально закрытый модулятор 2. Его вход связан с компрессором, первый выход – с основной магистралью 4, второй – с атмосферой. Работая релейно, регулятор 2 в первой позиции связывает компрессор с атмосферой, разгружая его, во второй, когда электромагнит включен, соединяет компрессор с основной магистралью.»[33]



38

нагрузки на ось; 29 – электронный блок управления; U_i – сигнал от i -го задатчика; G_a – сигнал от датчика вертикальной нагрузки i -го моста; j_a – сигнал от датчика замедления АТС; p_i – сигнал от датчика давления в ресивере i -го контура; p_{ti} – сигнал от датчика давления в исполнительных органах i -го контура; А – команда регулятору давления; Б, Г, Е, К, М, С – команды защитным клапанам; В, Д, Т, У – команды модуляторам РТС; Ж – команда модулятору ЗТС (СТС); И – команда модулятору аварийного растормаживания; Н – команда модулятору ВТС; П – магистраль не тормозных потребителей; L_i – команда сигнальной лампе i -го контура.»[33]

Рисунок 8 - Функциональная схема ЭПП четырехосного автопоезда (исправное расторможенное состояние с номинальным запасом сжатого воздуха).

«Основная магистраль 4, на входе в которую размещен предохранитель от замерзания 3, служит главным коллектором ЭПП, питающим все его контуры. В магистрали установлены защитные клапаны 5 и 8, соединительные головки 6, магистральный фильтр 7. Клапан 5 – это двухпозиционный двухходовой нормально открытый аппарат. При включении электромагнита он разрывает пневматическую связь тягача с прицепом, защищая основную магистраль от разгерметизации.

Сжатый воздух из основной магистрали поступает в пять контуров, обозначенных согласно приоритету заполнения: I – контур СТС (ЗТС); II – контур потребителей и ВТС; III – контур РТС прицепа; IV – передний контур РТС тягача; V – задний ее контур. На входе в каждый контур стоит двухпозиционный двухходовой нормально закрытый аппарат 8, играющий роль защитного клапана. В первой позиции он отсекает контур от основной магистрали, во второй, при включенном магните, открывает вход сжатому воздуху в ресивер 13. На входе в ресивер установлен аналоговый датчик давления 9, чей сигнал подается электронному блоку управления. Сжатый воздух из ресивера каждого контура поступает к аналогам тормозного крана – электропневматическим модуляторам 16, 19, 21.»[33] В контуре 1, где в «нормальном состоянии сжатый воздух должен проходить в пружинные

аккумуляторы 24, это трехпозиционный трехходовой нормально открытый модулятор 19. Его вход, связан с ресивером, первый выход с аккумуляторами 24, второй – с атмосферой. В первой позиции при отсутствии команд он осуществляет связь ресивера с пружинными аккумуляторами. При повороте рукоятки СТС (ЗТС) связанный с нею аналоговый задатчик 11 подает блоку 29 сигнал $U_{зтс}$, пропорциональный углу поворота рукоятки, т. е. требуемой эффективности торможения. Блок отдает модулятору 19 команду Ж, в результате которой он переходит во вторую позицию, когда ресивер отсечен, а аккумуляторы 24 связаны с атмосферой. Падение давления контролируется датчиком 9, чей сигнал $p_{t,1}$ поступает в блок 29, обеспечивая обратную связь по давлению, реализующую следящее действие. При сбросе давления до нужной величины модулятором 19 блок переводит его в третью позицию, когда все пневматические связи заперты и давление в пневмоаккумуляторах стабилизировано.

Чередование трех позиций позволяет обеспечить квазианалоговое регулирование давления как при затормаживании, так и при растормаживании. Естественно, блок может управлять модулятором релейно, что приходит при работе СТС.

В контуре I за модулятором 19 установлен относящийся к контуру II двухпозиционный трехходовой нормально открытый клапан 20, предназначенный для аварийного растормаживания СТС при отсутствии давления в контуре I. Клапан 20 работает релейно. В первой позиции он связывает элементы 19 и 24, обеспечивая нормальную работу контура I. При необходимости водитель воздействует на релейный задатчик 18, который подает блоку 29 сигнал U_p по которому тот командой И переводит клапан 20 во вторую позицию. Теперь этот магнит включен, и клапан отсекает ресивер контура I, коммутируя пружинные энергоаккумуляторы 24 с ресивером контура II.»[33]

«Помимо клапана 20, ресивер 13 контура II связан с не тормозными потребителями (магистраль II) и с релейным модулятором 21, аналогичным модулятору 2. модулятор 21 по команде задатчика 12, полностью

унифицированного с задатчиком 18, через блок 29 релейно управляет исполнительными органами ВТС – цилиндром 25 остановка дизеля и цилиндрами 26 закрытия заслонок выхлопного замедлителя. В контуре II нет второго датчика давления, так как следящее действие при управлении ВТС не нужно. Контуров III, IV, V относятся к РТС автопоезда. Структурно наиболее сложен контур прицепа III. На его входе размещен защитный клапан 8, далее расположен ресивер прицепа 13 с датчиком давления 9, затем последовательно установлен кран растормаживания прицепа 15, выполненный в отдельном корпусе. За ним параллельно подключены два трехпозиционных трехходовых нормально закрытых модулятора 16, унифицированных с клапаном 19, но отличающихся от него фазами работы. В первой позиции, когда электромагниты включены, модуляторы отсекают ресивер прицепа от тормозных камер и соединяют последние с атмосферой. Вторая позиция при включенных магнитах обеспечивает связь ресивера с тормозными камерами, то есть торможение прицепа. В третьей позиции давление в камерах фиксируется. Срабатывание модуляторов происходит по командам блока 29 согласно положению аналогового задатчика 10, связанного с тормозной педалью. Следящее действие обеспечивается обратной связью по давлению через датчики 9.»[33]

«Спецификой контура III является то, что его модуляторы 16 находятся в первой позиции (расторможенном состоянии) при включенных электромагнитах. Это необходимо для автоматического затормаживания прицепа при его отрыве от тягача. При этом оборвутся электрокоммуникации и модуляторы, перейдя в открытое состояние, затормозят прицеп.

Применение двух модуляторов в одном контуре прицепа необходимо для приближения их к тормозным камерам 27 мостов прицепа и осуществления на нем регулирования тормозных сил. Контуров IV и V идентичны контуру III, но имеют по одному модулятору 16, каждый из которых при включенном электромагните связывает тормозные камеры с атмосферой, запирая ресивер 13.»[33]

«Аналоговое управление давлением в камерах 22, 23, 27 корректируется

в соответствии с показаниями датчиков 28 вертикальной нагрузки мостов автопоезда и датчика его замедления 17. Исходя из их информации электронный блок 29 организует распределение давления по тормозным камерам мостов.

Описанный ЭПП имеет высокую степень унификации. Могут быть полностью унифицированы аналоговые задатчики 10 и 11, релейные задатчики 12 и 18 (это простые кнопочные включатели), датчики давления 9, датчики нагрузки 28. Весьма высока степень унификации модуляторов: внутри двух- и трехпозиционных групп она практически полная, а между группами достигает 70%.

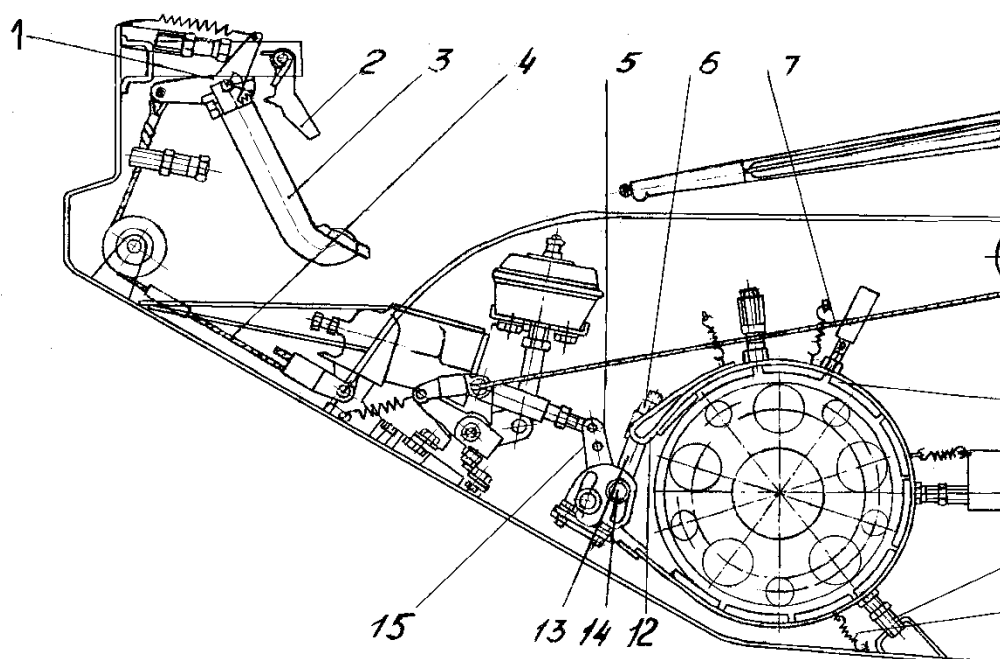
Перспективность ЭПП подтверждается его сравнением с современным пневмоприводом по функциональным (оптимальность регулирования, контроль отказов, быстродействие) и технико-экономическим показателям (сложность, технологичность, материалоемкость, унификация элементов). Теоретически было показано, что за счет оптимальности регулирования тормозных сил ЭПП может на 30% увеличить безопасную тормозную эффективность или на 10-15% безопасную скорость движения АТС.

ЭПП принципиально быстрее, нежели пневмопривод, так как в нем сжатый воздух максимально близко подведен к исполнительным органам, а подвижные части последних менее инерционны. Однако это его качество будет проявляться только на длиннобазных и, особенно, на многозвенных АТС (австралийские разработки ЭПП показали, что его быстродействие в этом случае на 40% лучше, чем у чистого пневматического аналога).»[33]

Обоснование применения электропневматического привода на двухзвенных транспортерах состоит в следующем. На транспортере имеются ножной одноконтурный пневматический привод управления – педалью и ручной механический – рычагами, рисунок 9, 10, 11 и 12.

Для управления тормозным механизмом служит ножной пневматический привод, который предназначен для торможения и остановки транспортера и воздействует сразу на четыре тормоза. Основными частями пневматического привода тормозов являются: педаль 3, воздействующая через

валик педали 17 и трос 4 на рычаг тормозного крана 20. Рабочее давление воздуха от крана поступает к тормозным камерам 19. На втором звене тормозные камеры воздействуют непосредственно на тормоза, а на первом – через уравнильный вал 21.



1 –храповый сектор; 2 – рычаг фиксатора; 3 – педаль; 4 – трос;
 5 – кронштейн; 6 – регулировочная гайка; 7 – трос; 8 – храповое устройство;
 9 – тормозная лента с накладками; 10 – регулировочный болт; 11 – оттяжная пружина; 12 – траверса; 13 – серьга; 14 – палец; 15 – двуплечий рычаг;
 16 – рычаги; 17 – валик педали; 18 – блокирующий палец; 19 – тормозная камера; 20 – тормозной кран; 21 – уравнильный вал.

Рисунок 9 – Тормоза первого звена.

Для фиксации тормозов в затянутом состоянии при остановках на спуске (подъеме) (при наличии давления в ресивере пневмосистеме) на педали имеется храповой сектор, который с помощью рычага 2 фиксирует педаль в выжатом состоянии.

Ручной привод служит для:

- 1) поворота одиночного первого звена;
- 2) торможения, остановки и удержания в заторможенном состоянии транспортера или одиночного первого звена.

Ручной привод действует как на оба тормоза первого звена одновременно, так и отдельно на каждый тормоз.

Рычаги 16 воздействуют через тросы 7 на уравнительный вал 21. Рычаги могут блокироваться пальцем 18, при этом воздействием на один из рычагов обеспечивается затяжка через уравнительный вал обоих тормозов.

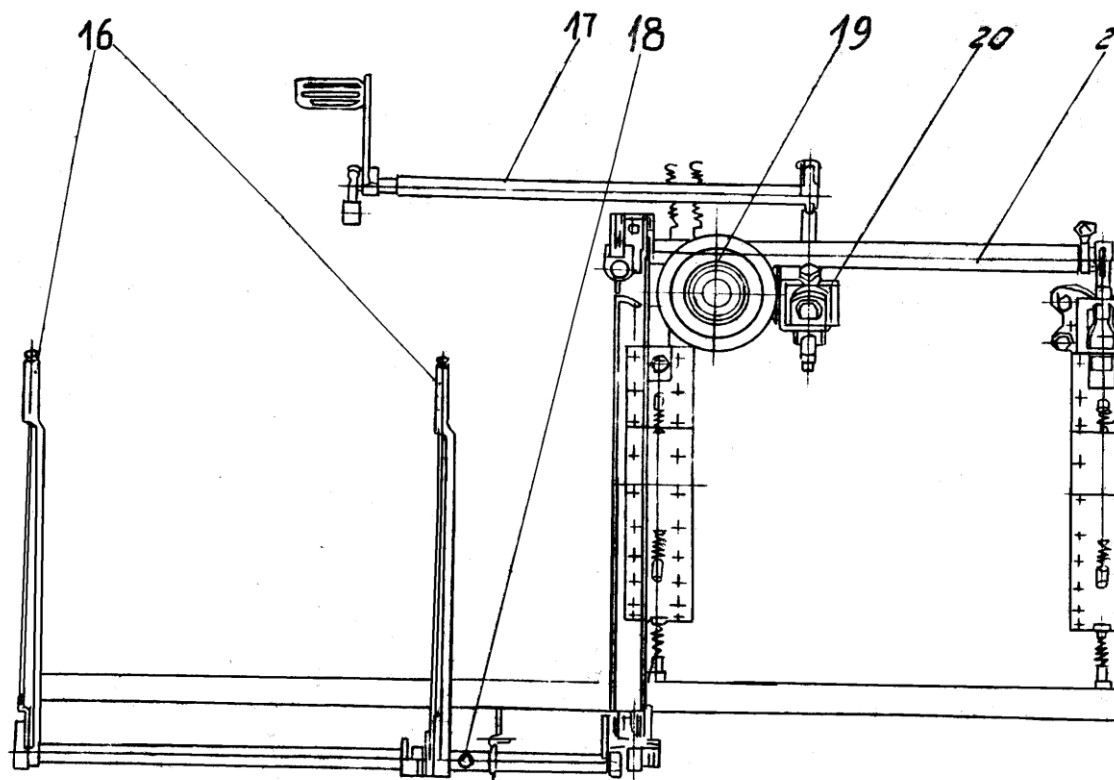
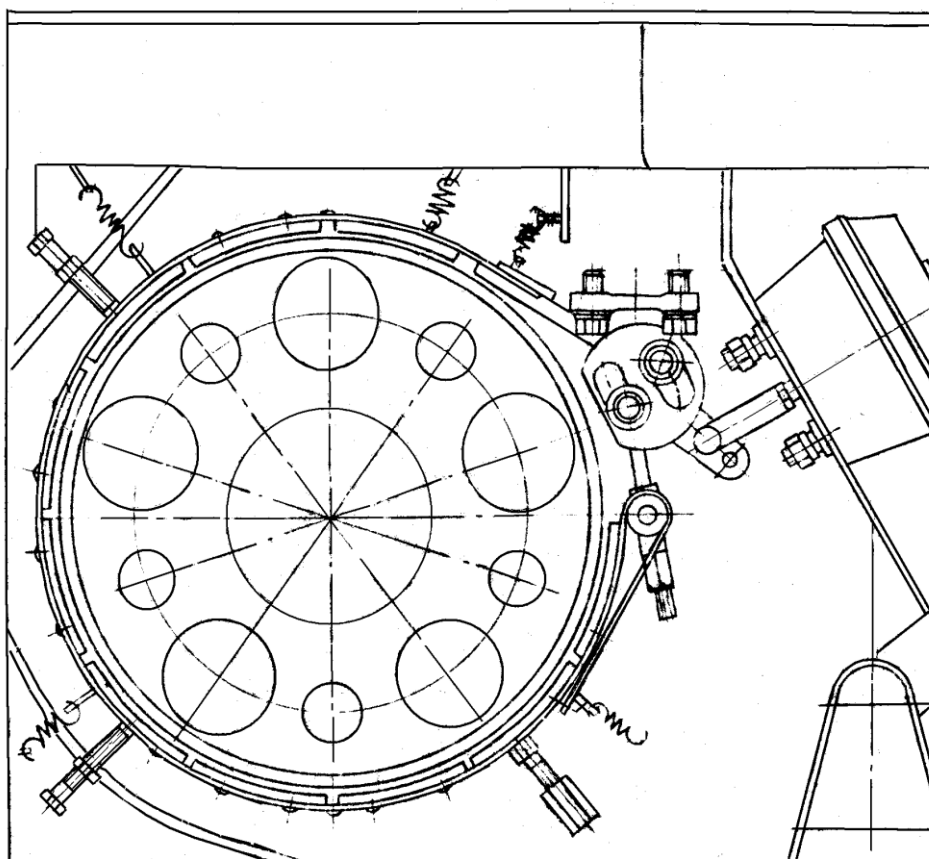


Рисунок 10 – Тормоза первого звена и управление тормозами.

При движении одиночного первого звена рычаги должны быть разблокированы, чем достигается независимое управление тормозами, обеспечивающее маневрирование звена. Рычаги имеют стопорящие храповые устройства 8 для фиксации тормозов в затянутом состоянии.

При воздействии на ножной пневматический привод загораются фонари «Стоп – сигнала».

На двухзвенном транспортере семейства «Витязь» основной проблемой системы управления тормозами является запаздывание включения тормозов заднего звена из-за достаточно большого расстояния между тормозными механизмами первого и второго звена (порядка семи метров), поэтому считаю целесообразным для устранения этой проблемы применить электронное

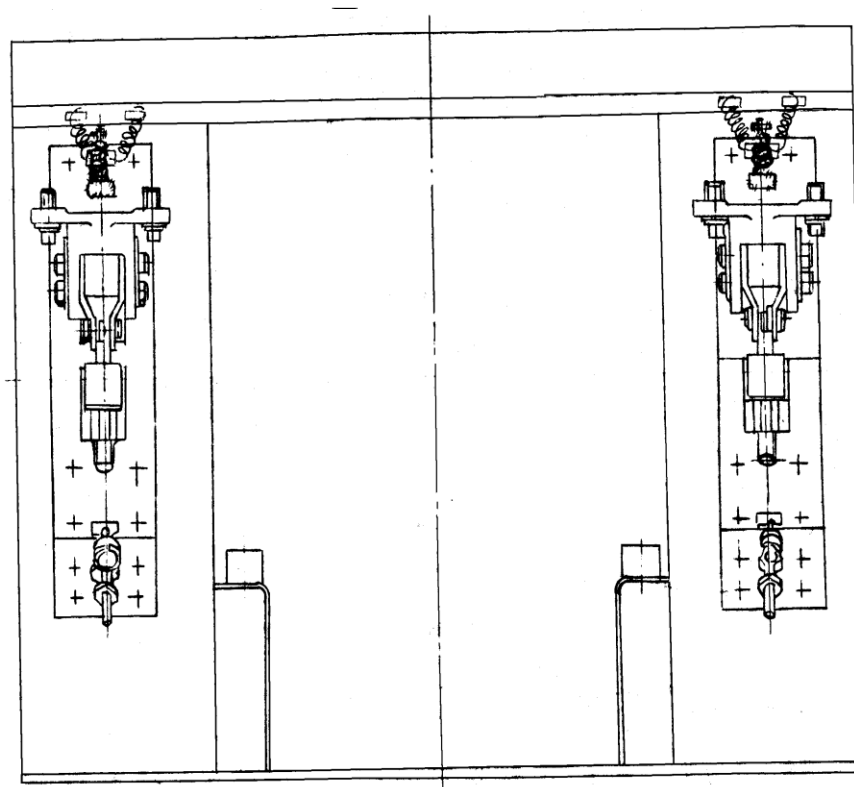


управление тормозами.

Рисунок 11 – Тормоза второго звена.

«Описание выбранной конструкции электропневматического привода представлено в виде функциональной схемы, предлагаемого в данном проекте ЭПП для транспортера, которая показана на рисунке 13. Источником энергии служит компрессор 1, регулятором давления служит двухпозиционный трехходовой нормально закрытый модулятор 2. Его вход связан с компрессором, первый выход – с основной магистралью, второй – с атмосферой. Работая релейно, регулятор в первой позиции связывает компрессор с атмосферой, разгружая его, во второй, когда электромагнит включен, соединяет компрессор с основной магистралью. Основная магистраль, на входе в которую установлены фильтр 3 и влагомаслоотделитель 4, предназначенные для очистки воздуха и его осушения от влаги, служит главным коллектором ЭПП, питающим все его контуры. Всего в системе два контура: первый контур – РТС первого звена, второй контур – РТС второго звена. На входе в каждый контур установлены защитные клапаны 5. Защитный клапан – это двухпозиционный двухходовой нормально открытый аппарат. В первой позиции он отсекает контур от основной магистрали, во второй, при включенном магните, открывает вход сжат

сжат
уста
реси
элек
трех
элек
кам
магн
торм



уров
х из
на –
ный
огда
зных
ных
есть

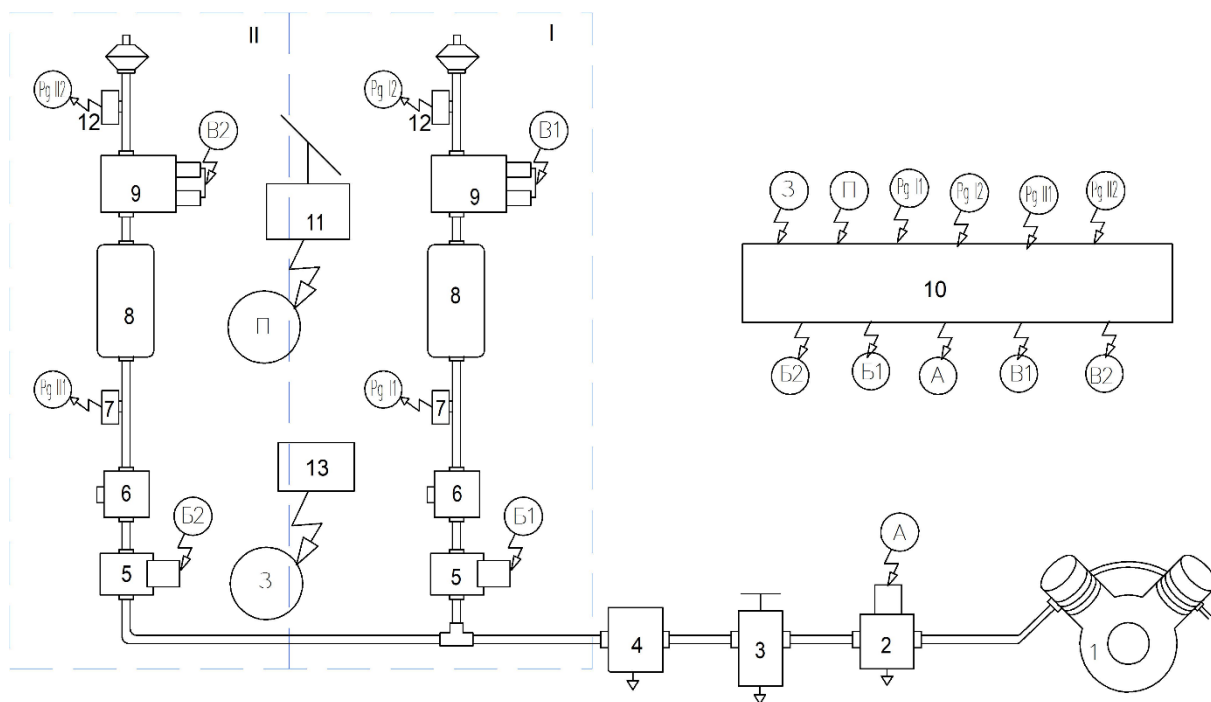
Рисунок 12 – Тормоза второго звена.

Срабатывание модуляторов происходит по командам электронного блока управления 10 согласно положению аналогового задатчика 11, связанного с тормозной педалью. Следящее действие обеспечивается обратной связью по давлению через датчики давления 12.

Таким образом работа данного тормозного привода осуществляется следующим образом: при нажатии на педаль тормоза водитель таким образом воздействует на задатчик РТС который, в свою очередь, подает сигнал электронному блоку управления. Там этот сигнал обрабатывается и подается на модулятор РТС, которые сообщают ресиверы с тормозными камерами. Давление в тормозных камерах устанавливается пропорционально перемещению тормозной педали, ось которой связана потенциометрическим датчиком. При фиксированном положении тормозной педали давление в тормозных камерах постоянно, так как клапаны модуляторов в этом случае закрыты. Закрытие клапанов происходит по команде блока управления, когда становятся равными сигналы от датчиков давления. Причем во время торможения в электронный блок поступают сигналы с датчика замедления АТС, с датчиков давления и т. д., которые блок управления анализирует и с их помощью устанавливает необходимый режим торможения. В случае повреждения электронной цепи для торможения транспортера может быть использован ручной механический привод.

Применение данного привода приведет к повышению быстродействия тормозов примерно на 35-45% и устранит основной недостаток старого привода, к тому же за счет развитой электронной логики ЭПП позволяет реализовать схему контроля, которая более чем в 2 раза эффективней современных систем выявления отказов в пневмоприводе.

Увеличение быстродействия путем замены пневмопривода на гидропривод считаю не целесообразным из-за значительного снижения КПД при низких температурах (а машина в ряде случаев предназначена для выполнения задач при температуре окружающей среды до минус 50°C) и плохой живучести.



- 1- компрессор; 2-регулятор давления; 3-фильтр;
4-влажномаслоотделитель; 5 - защитный клапан; 6 - воздушный редуктор; 7- датчик давления; 8 - ресивер; 9 - тормозной кран; 10 - блок управления;
11 - электронная педаль;
12-датчик давления обратной связи; 13-датчик замедления.

I - контур первого звена; II - контур второго звена.

Рисунок 13 - ЭПП для двухзвенных транспортов семейства «Витязь»

2 Конструкторская часть

2.1 Тягово-динамический расчет автомобиля

Исходные данные

«Число ведущих колес.....	$n_k = 4$
Собственная масса, кг.....	$m_o = 60000$
Количество мест.....	5
Максимальная скорость, м/с.....	$V_{max} = 10,28$
Максимальная частота вращения колен. вала, рад/с.....	$\omega_{max} = 250$
Минимальная частота вращения колен. вала, рад/с.....	$\omega_{min} = 63$
Коэффициент аэродинамического сопротивления.....	$C_x = 0,48$
Величина максимально преодолеваемого подъема.....	$\alpha_{max} = 0,35$
Коэффициент полезного действия трансмиссии.....	$\eta_{TP} = 0,92$
Площадь поперечного сечения, м ²	$H = 7,59$
Коэффициент сопротивления качению.....	$f_{ko} = 0,015$
Число передач в коробке передач.....	4
Распределение массы автомобиля по осям, % :	

передняя ось.....	50
задняя ось.....	50
Плотность воздуха, кг/м ³	$\rho = 1,293$
Плотность топлива, кг/л.....	$\rho_t = 0,86$ »[22]

Подготовка исходных данных для тягового расчёта

«а) Определение полного веса и его распределение по осям»[22]

$$G_A = G_0 + G_{\Pi} + G_B, \quad (1)$$

«где G_0 - собственный вес автомобиля;

G_{Π} - вес пассажиров;

G_B - вес багажа; »[22]

$$G_0 = m_0 \cdot g = 60000 \cdot 9,807 = 588420 \text{ Н} \quad (2)$$

$$G_{\Pi} = G_{\Pi 1} \cdot 5 = m_{\Pi 1} \cdot g \cdot 5 = 75 \cdot 9,807 \cdot 5 = 3678 \text{ Н} \quad (3)$$

$$G_B = G_{B1} \cdot 5 = m_{B1} \cdot g \cdot 5 = 10 \cdot 9,807 \cdot 5 = 490 \text{ Н} \quad (4)$$

$$G_A = 588420 + 3678 + 490 = 592588 \text{ Н}$$

$$G_1 = G_A \cdot 50 = 592588 \cdot 50 = 296294 \text{ Н} \quad (5)$$

$$G_2 = G_A \cdot 50 = 592588 \cdot 50 = 296294 \text{ Н} \quad (6)$$

На автотранспортере установлены гусеницы

$$r_K = r_{CT} = (0.5 \cdot d + \kappa \cdot \lambda \cdot B) \cdot 10^{-3}, \quad (7)$$

«где r_K – радиус качения колеса;

»[22]

$$r_K = r_{CT} = (0,5 \cdot 406,4 + 0,55 \cdot 0,85 \cdot 185) \cdot 10^{-3} = 0,708 \text{ м}$$

Определение передаточного числа главной передачи

$$U_0 = \frac{r_K}{U_K \cdot U_{PK}} \cdot \frac{\omega_{MAX}}{V_{MAX}}, \quad (8)$$

«где U_K - передаточное число высшей передачи в коробке передач, на которой обеспечивается максимальная скорость (примем значение передаточное число высшей передачи КП равным 5,500),;

U_{PK} - передаточное число раздаточной коробки передач (максимальная скорость автомобиля достигается на высшей передачи раздаточной коробки автомобиля, значение которой примем равным 1,2). »[22]

$$U_0 = (0,708 \cdot 250) / (5,500 \cdot 1,2 \cdot 10,28) = 0,360$$

Внешняя скоростная характеристика двигателя

«Определяем мощность двигателя, обеспечивающую движение с заданной максимальной скоростью при заданном дорожном сопротивлении. »[22]

$$N_v = \frac{1}{\eta_{TP}} \cdot \left(G_A \cdot \psi_v \cdot V_{MAX} + \frac{C_x \cdot \rho}{2} \cdot H \cdot V_{MAX}^3 \right), \quad (9)$$

«где ψ_v - коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости автомобиля.

Для легковых автомобилей принимается, что максимальная скорость достигается на прямолинейном участке, из чего следует, что:»[22]

$$\psi_v = f_0 \cdot \left(1 + \frac{V_{MAX}^2}{2000} \right) \quad (10)$$

$$\psi_v = 0,015 \cdot (1 + 10,28^2 / 2000) = 0,016$$

$$N_v = (592588 \cdot 0,016 \cdot 10,28 + 0,48 \cdot 1,293 \cdot 7,59 \cdot 10,28^3 / 2) / 0,92 = 107326 \text{ Вт}$$

$$N_{MAX} = \frac{N_v}{a \cdot \lambda + b \cdot \lambda^2 - c \cdot \lambda^3}, \quad (11)$$

«где a, b, c – эмпирические коэффициенты (для легковых автомобилей с карбюраторным двигателем $a, b, c = 1$), $\lambda = \omega_{MAX} / \omega_N$ (примем $\lambda = 1,05$). »[22]

$$N_{MAX} = 107326 / (1 \cdot 1,05 + 1 \cdot 1,05^2 - 1 \cdot 1,05^3) = 522000 \text{ Вт}$$

«Внешнюю характеристику двигателя с достаточной точностью можно определить по формуле Лейдермана: »[22]

$$N_e = N_{MAX} \cdot \left[C_1 \frac{\omega_e}{\omega_N} + C_2 \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right] \quad (12)$$

«где $C_1 = C_2 = 1$ - коэффициенты характеризующие тип двигателя.

Определение значений крутящего момента производится по формуле и заносятся данные в таблицу 1: »[22]

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e} \quad (13)$$

Таблица 1 - Внешняя скоростная характеристика

Обороты дв-ля, об/мин	Угловая скорость, рад/с	Мощность дв-ля, кВт	Момент дв-ля, Н*м
602	63	165,0	2619,0
730	76	204,1	2670,3
855	90	242,4	2706,8
980	103	280,2	2730,1
1105	116	317,1	2740,1
1230	129	352,5	2736,8
1355	142	386,0	2720,3
1480	155	417,0	2690,6
1605	168	445,0	2647,5
1730	181	469,4	2591,3
1855	194	489,9	2521,8
1980	207	505,7	2439,0
2105	220	516,5	2343,0
2230	234	521,6	2233,7
2387	250	519,3	2077,3

« n_e - обороты двигателя, об/мин; »[22]

$$n_e = \frac{30 \cdot \omega_e}{\pi} \quad (14)$$

Определение передаточных чисел коробки передач

«Передаточное число первой передачи определяется по заданному максимальному дорожному сопротивлению и максимальному динамическому фактору на первой передаче.

В соответствии с этим должны выполняться следующие условия: »[22]

$$1) U_1 \geq \frac{G_A \cdot \psi_{MAX} \cdot r_K}{M_{MAX} \cdot \eta_{TP} \cdot U_0 \cdot U_{ГП}}; \quad (15)$$

«где ψ_{MAX} - коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости автомобиля с учётом вытеснения преодолеваемого подъёма ($\psi_{MAX} = f_{Vmax} + \alpha_{MAX} = \psi_V + \alpha_{MAX}$); U_{PK} - передаточное число раздаточной коробки передач (максимальный динамический фактор реализуется на низшей ступени раздаточной коробки, значение которой равно 2,1). »[22]

$$\psi_{MAX} = 0,016 + 0,35 = 0,366 \quad (16)$$

$$U_1 \geq 592588 \cdot 0,366 \cdot 0,708 / (2740,1 \cdot 0,92 \cdot 0,360 \cdot 2,1) = 19,443$$

$$2) U_1 \leq \frac{G_{сц} \cdot \varphi \cdot r_K}{M_{MAX} \cdot \eta_{TP} \cdot U_0 \cdot U_{ГП}},$$

«где $G_{сц}$ - сцепной вес автомобиля ($G_{сц} = G_1 \cdot m_1 = 296294 \cdot 0,9 = 266665$ Н, m_1 - коэффициент перераспределения нагрузки на передние колёса), φ - коэффициент сцепления ($\varphi = 0,7$). »[22]

$$U_1 \leq 266665 \cdot 0,7 \cdot 0,708 / (2740,1 \cdot 0,92 \cdot 0,360 \cdot 2,1) = 37,207 \quad (17)$$

«Примем значение первой передачи равным: $U_1 = 38,700$.

Значения промежуточных ступеней КП рассчитываются на основании закона геометрической прогрессии:

Знаменатель геометрической прогрессии равен: »[22]

$$q = (U_1 / U_5)^{1/4} = (38,700 / 0,000)^{1/4} = 1,915 \quad (18)$$

$$U_2 = U_1 / q = 38,700 / 1,915 = 20,209; \quad (19)$$

$$U_3 = U_2 / q = 20,209 / 1,915 = 10,553; \quad (20)$$

$$U_4 = U_3 / q = 10,553 / 1,915 = 5,511; \quad (21)$$

«Дальнейшие расчёты проводятся для высшей ступени.

Скорость движения автомобиля на различных передачах

Определяем возможные значения скорости на каждой передаче в зависимости от оборотов колен вала и заносим данные в таблицу 2 и 3: »[22]

$$V_A = 0,377 \cdot \frac{n_e \cdot r_K}{U_{КП} \cdot U_0} \quad (22)$$

Таблица 2 - Скорость автомобиля на различных передачах

Обороты дв-ля, об/мин	Скорость на 1ой передаче, м/с	Скорость на 2ой передаче, м/с	Скорость на 3ей передаче, м/с	Скорость на 4ой передаче, м/с
602	0,4	0,7	1,3	2,6
730	0,4	0,9	1,6	3,1
855	0,5	1,0	1,9	3,7
980	0,6	1,1	2,2	4,2
1105	0,7	1,3	2,5	4,7
1230	0,8	1,4	2,8	5,3
1355	0,8	1,6	3,0	5,8
1480	0,9	1,7	3,3	6,4
1605	1,0	1,9	3,6	6,9
1730	1,1	2,0	3,9	7,4
1855	1,1	2,2	4,2	8,0
1980	1,2	2,3	4,4	8,5
2105	1,3	2,5	4,7	9,0
2230	1,4	2,6	5,0	9,6
2387	1,5	2,8	5,4	10,3

Сила тяги на ведущих колёсах

$$F_T = \frac{M_E \cdot U_{К.П.} \cdot U_0 \cdot \eta_{TP}}{r_K} \quad (23)$$

Таблица 3 - Тяговый баланс

Обороты дв-ля, об/мин	Сила тяги на 1ой передаче, Н	Сила тяги на 2ой передаче, Н	Сила тяги на 3ей передаче, Н	Сила тяги на 4ой передаче, Н
602	412396	215351	112455	58724
730	420473	219569	114658	59874
855	426222	222571	116226	60692
980	429883	224483	117224	61214
1105	431458	225305	117653	61438

1230	430946	225038	117514	61365
1355	428347	223681	116805	60995
1480	423661	221234	115527	60328
1605	416888	217697	113680	59363
1730	408028	213070	111264	58102
1855	397081	207354	108279	56543
1980	384048	200548	104725	54687
2105	368927	192652	100602	52534
2230	351720	183666	95910	50084
2387	327097	170808	89195	46577

Силы сопротивления движению

«Сила сопротивления воздуху: »[22]

$$F_B = H \cdot \rho_B \cdot C_x \cdot \frac{V_A^2}{2}. \quad (24)$$

«Сила сопротивления качению: »[22]

$$F_f = G_A \cdot f_K; \quad (25)$$

$$f_K = f_0 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot V_A^2). \quad (26)$$

«Полученные данные заносим в таблицу 4 и строим графики зависимости сил сопротивления от скорости. »[22]

Таблица 4 - Силы сопротивления движению

Скорость, м/с	Сила сопр. воздуху, Н	Сила сопр. качению, Н	Суммарная сила сопр. движению, Н
0	0	8889	8889
5	59	9000	9059
10	236	9333	9569
15	530	9889	10419
20	942	10667	11609
25	1472	11667	13139
30	2120	12889	15009

35	2885	14333	17218
40	3769	16000	19768
45	4770	17889	22658
50	5888	20000	25888
55	7125	22333	29458
60	8479	24889	33368
65	9951	27666	37618

Динамический фактор

$$D = \frac{F_T - F_B}{G_A}, \quad (27)$$

$$D_\varphi = \frac{G_{сц} \cdot \varphi}{G_A}, \quad (28)$$

«По этим формулам и данным силового баланса рассчитывают и строят динамическую характеристику автомобиля, которая является графическим изображением зависимости динамического фактора D от скорости движения при различных передачах в коробке передач и при полной загрузке автомобиля. Данные расчёта заносят в таблицу 5 и представляют графически. »[22]

Таблица 5 - Динамический фактор на передачах

Обороты дв-ля, об/мин	Динамический фактор на 1ой передаче	Динамический фактор на 2ой передаче	Динамический фактор на 3ей передаче	Динамический фактор на 4ой передаче
602	0,696	0,363	0,190	0,099
730	0,710	0,371	0,193	0,101
855	0,719	0,376	0,196	0,102
980	0,725	0,379	0,198	0,103
1105	0,728	0,380	0,199	0,104
1230	0,727	0,380	0,198	0,103
1355	0,723	0,377	0,197	0,103
1480	0,715	0,373	0,195	0,102
1605	0,703	0,367	0,192	0,100

1730	0,689	0,360	0,188	0,098
1855	0,670	0,350	0,183	0,095
1980	0,648	0,338	0,177	0,092
2105	0,623	0,325	0,170	0,088
2230	0,594	0,310	0,162	0,084
2387	0,552	0,288	0,150	0,078

Ускорения автомобиля

$$j = \frac{(D - \Psi) \cdot g}{\delta_{BP}}, \quad (29)$$

«где δ_{BP} - коэффициент учета вращающихся масс,

Ψ - коэффициент суммарного сопротивления дороги.

$$\Psi = f + i$$

i – величина преодолеваемого подъёма ($i = 0$).

$$\delta_{BP} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot U_{КП}^2), \quad (30)$$

где δ_1 - коэффициент учёта вращающихся масс колёс; δ_2 - коэффициент учёта вращающихся масс двигателя: $\delta_1 = \delta_2 = 0,005$. »[22]

Результаты расчётов сводим в таблицы 6, 7, 8.

Таблица 6 - Коэффициент учета вращающихся масс

	$U1$	$U2$	$U3$	$U4$
δ_{BP}	8,493	3,047	1,562	1,157

Таблица 7 - Ускорение автомобиля на передачах

Обороты дв-ля, об/мин	Ускорение на 1ой передаче, м/с ²	Ускорение на 2ой передаче, м/с ²	Ускорение на 3ей передаче, м/с ²	Ускорение на 4ой передаче, м/с ²
602	0,79	1,12	1,10	0,71
730	0,80	1,14	1,12	0,73
855	0,81	1,16	1,14	0,74
980	0,82	1,17	1,15	0,75

1105	0,82	1,18	1,15	0,75
1230	0,82	1,17	1,15	0,75
1355	0,82	1,17	1,14	0,74
1480	0,81	1,15	1,13	0,73
1605	0,80	1,13	1,11	0,72
1730	0,78	1,11	1,08	0,70
1855	0,76	1,08	1,05	0,68
1980	0,73	1,04	1,01	0,65
2105	0,70	1,00	0,97	0,62
2230	0,67	0,95	0,92	0,58
2387	0,62	0,88	0,85	0,53

Величины обратные ускорениям автомобиля в таблице 8

Таблица 8 - Величины обратные ускорениям автомобиля

Обороты дв-ля, об/мин	1/j на 1ой передаче, с2/м	1/j на 2ой передаче, с2/м	1/j на 3ей передаче, с2/м	1/j на 4ой передаче, с2/м
602	1,27	0,89	0,91	1,40
730	1,25	0,87	0,89	1,37
855	1,23	0,86	0,88	1,35
980	1,22	0,85	0,87	1,34
1105	1,21	0,85	0,87	1,33
1230	1,22	0,85	0,87	1,34
1355	1,22	0,86	0,87	1,35
1480	1,24	0,87	0,89	1,37
1605	1,26	0,88	0,90	1,39
1730	1,29	0,90	0,92	1,43
1855	1,32	0,93	0,95	1,48
1980	1,37	0,96	0,99	1,54
2105	1,43	1,00	1,03	1,62
2230	1,50	1,05	1,09	1,72
2387	1,61	1,14	1,18	1,89

Время и путь разгона

«Время и путь разгона автомобиля определяем графоаналитическим способом. Смысл этого способа в замене интегрирования суммой конечных величин: »[22]

$$\Delta t = \int_{V_i}^{V_{i+1}} \frac{1}{j} dV \approx \left(\frac{1}{j_{CP}} \right)_{i+1} \cdot (V_{i+1} - V_i). \quad (31)$$

«С этой целью кривую обратных ускорений разбивают на интервалы и считают, что в каждом интервале автомобиль разгоняется с постоянным ускорением $j = const$, которому соответствуют значения $(1/j) = const$. Эти величины можно определить следующим образом: »[22]

$$\left(\frac{1}{j_{CP}} \right)_k = \frac{(1/j)_{k-1} + (1/j)_k}{2}, \quad (32)$$

«где k – порядковый номер интервала.

Заменяя точное значение площади под кривой $(1/j)$ в интервале ΔV_k на значение площади прямоугольника со сторонами ΔV_k и $(1/j_{CP})_k$, переходим к приближённому интегрированию:»[22]

$$\Delta t = \left(\frac{1}{j_{CP}} \right)_k \cdot (V_k - V_{k-1}) \quad (33)$$

$$t_1 = \Delta t_1, \quad t_2 = \Delta t_1 + \Delta t_2, \quad t_n = \sum_{k=1}^n \Delta t_k.$$

«где t_1 – время разгона от скорости V_o до скорости V_1 ,

t_2 – время разгона до скорости V_2 .

Результаты расчёта, в соответствии с выбранным масштабом графика приведены в таблице 9: »[22]

Таблица 9 - Время разгона автомобиля

Диапазон скорости, м/с	Площадь, мм ²	Время, с
0-5	1104	5,5
0-10	2667	13,3
0-15	5182	25,9
0-20	9585	47,9
0-25	16810	84,0
0-30	27792	139,0
0-35	43466	217,3

0-40	64768	323,8
0-45	92632	463,2

«Аналогичным образом проводится графическое интегрирование зависимости $t = f(V)$ для получения зависимости пути разгона S от скорости автомобиля.

В данном случае кривая $t = f(V)$ разбивается на интервалы по времени, для каждого из которых находятся соответствующие значения V_{CPk} .

Площадь элементарного прямоугольника в интервале Δt_k есть путь, который проходит автомобиль от отметки t_{k-1} до отметки t_k , двигаясь с постоянной скоростью V_{CPk} .

Величина площади элементарного прямоугольника определяется следующим образом:»[22]

$$\Delta S = V_{CPk} \cdot (t_k - t_{k-1}) = V_{CPk} \cdot \Delta t_k, \quad (34)$$

«где $k = 1 \dots m$ – порядковый номер интервала, m выбирается произвольно ($m = n$).

Путь разгона от скорости V_0

до скорости V_1 : $S_1 = \Delta S_1$,

до скорости V_2 : $S_2 = \Delta S_1 + \Delta S_2$,

до скорости V_n : $S_n = \sum_{k=1}^m \Delta S_k$

Результаты расчёта заносятся в таблицу 10:»[22]

Таблица 10 - Путь разгона автомобиля

Диапазон скорости, м/с	Площадь, мм ²	Путь, м

0-5	276	14
0-10	1448	72
0-15	4592	230
0-20	12297	615
0-25	28553	1428
0-30	58754	2938
0-35	109696	5485
0-40	189577	9479
0-45	307998	15400

Мощностной баланс

«Для решения ряда вопросов, как, например, выбор передаточного числа главной передачи, исследование топливной экономичности автомобиля, удобным является анализ мощностного баланса автомобиля, который выражается уравнением: »[22]

$$N_K = N_e \cdot \eta_{TP} = N_f + N_{II} + N_B + N_j, \quad (35)$$

« N_f - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления качению;

N_B - мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха;

N_{II} - мощность, затрачиваемая на преодоление подъема ($N_{II} = 0$);

N_j - мощность, затрачиваемая на ускорение автомобиля ($N_i = 0$).

Это уравнение показывает, как распределяется мощность, развиваемая на ведущих колесах автомобиля, по различным сопротивлениям движению.»[22]

Расчетные данные в таблице 11 и 12.

Таблица 11 - Мощностной баланс

Обороты дв-ля, об/мин	Мощность на колесе, кВт
602	151,8
730	187,8
855	223,0
980	257,8
1105	291,7

1230	324,3
1355	355,1
1480	383,6
1605	409,4
1730	431,9
1855	450,7
1980	465,3
2105	475,2
2230	479,9
2387	477,8

Таблица 12 - Мощность сопротивления движению

Скорость, м/с	Мощность сопротивления воздуха	Мощность сопротивления качения	Суммарная мощность сопротивления
0	0,0	0,0	0,0
1	0,0	8,9	8,9
2	0,0	17,8	17,8
3	0,1	26,8	26,9
4	0,2	35,8	36,0
5	0,3	45,0	45,3
6	0,5	54,3	54,8
7	0,8	63,7	64,6
8	1,2	73,4	74,6
9	1,7	83,2	85,0
10	2,4	93,3	95,7
11	3,1	103,7	106,8
12	4,1	114,3	118,4
13	5,2	125,3	130,5

Топливоно-экономическая характеристика

«Для получения топливоно-экономической характеристики следует рассчитать расход топлива при движении автомобиля на высшей передаче по горизонтальной дороге с заданными постоянными скоростями от минимально устойчивой до максимальной.»[22]

$$Q_s = \frac{1.1 \cdot g_{e \min} K_H \cdot K_E (N_f + N_B)}{36000 \cdot V_a \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}} \quad (36)$$

«где $g_{E \min} = 450$ г/(кВт·ч) – минимальный удельный расход топлива.»[22]

$$K_H = 1,152 \cdot H^2 - 1,728 \cdot H + 1,523 \quad (37)$$

$$K_E = 0,53 \cdot E^2 - 0,753 \cdot E + 1,227 \quad (38)$$

$$I = \frac{N_f + N_B}{N_T}; \quad (39)$$

$$E = \frac{w_e}{w_{eN}} \quad (40)$$

Таблица 13 - Путевой расход топлива на высшей передаче

Обороты двигателя, об/мин	Скорость, м/с	И	Е	КИ	КЕ	QS
602	2,6	0,152	0,265	1,287	1,115	222,7
730	3,1	0,150	0,321	1,290	1,090	218,9
855	3,7	0,148	0,376	1,293	1,069	215,6
980	4,2	0,147	0,431	1,294	1,051	212,9
1105	4,7	0,147	0,486	1,294	1,036	210,6
1230	5,3	0,148	0,541	1,293	1,025	209,0
1355	5,8	0,150	0,596	1,290	1,016	207,9
1480	6,4	0,152	0,651	1,287	1,011	207,3
1605	6,9	0,155	0,706	1,283	1,010	207,3
1730	7,4	0,159	0,761	1,277	1,011	207,8
1855	8,0	0,165	0,816	1,269	1,015	208,8
1980	8,5	0,172	0,871	1,260	1,023	210,3
2105	9,0	0,180	0,926	1,250	1,034	212,1

«Результаты расчётов сводят в таблицу 13 и представляют в виде графика.»[22]

2.2 Расчет деталей разрабатываемого узла

Исходные данные и условные обозначения

Тормоза - дисковые, работающие, в масляной ванне. Материал - металлокерамика МК-5.

$R = 0.1385\text{ м}$ - наружный радиус металлокерамической накладки диска;

$r = 0.1115\text{ м}$ - внутренний радиус металлокерамической накладки диска;

$\mu = 0.1$ - коэффициент трения дисков;

$\alpha_{\max} = 30$, град - максимальный угол подъема транспортного средства;

$r_k = 0.265\text{ м}$ - радиус качения ведущего колеса;

$i_{б.р.} = 4.5$ - передаточное число бортового редуктора;

$\eta_z = 0.9$ - к.п.д. гусеницы;

$\eta_{б.н.} = 0.975$ - к.п.д. бортовой передачи;

$\varphi = 1$ - коэффициент сцепления гусеницы с грунтом;

$m_1 = 60000\text{ кг}$ – полная масса транспортного средства;

$n = 4$ - число тормозов;

M_m - тормозной момент, Нм;

$M_{тр}$ - момент трения на дисках, Нм;

$$E = \frac{r}{R} = \frac{0.1115}{0.1385} = 0.805$$

- отношение внутреннего радиуса поверхности

трения к наружному;

$\beta = 1.2$ - коэффициент запаса момента трения;

γ - коэффициент использования поверхности трения дисков;

$[q] = 4.5 \cdot 10^6$ Па - допустимое давление на поверхности трения;

z - число пар трения;

$p_{сж}$ - необходимое усилие сжатия пакета дисков трения, Н;

$p_1 = 1000$ Н - общее усилие отжимных пружин;

p_{Σ} - общее усилие сжатия пакета дисков, Н;

$R_{cc} = \frac{R(1+E)}{2}$ - средний радиус трения, М;

$i = 6$ - число шариков разжимного механизма;

N - распорная сила, действующая на шарик, Н;

$\theta = 16$, град - угол наклона лунок в кольцах включения и управления;

$l_1 = 0.128$ м - радиус размещения шариков;

$l_2 = 0.173$ м - плечо приложения силы T_2 ;

$l_3 = 0.045$ м - плечо кривошипа управления;

$l_4 = 0.08$ м - плечо рычага управления;

$[p] = 0.8$ МПа - давление управления тормозом.

Силовой расчет тормозов.

Определение коэффициента использования поверхности трения.

На поверхности трения диска выполнена спиральная канавка. Для упрощения определения площади поверхности трения считаем, что канавки кольцевые. На поверхности диска насчитывается Π выступов – колец.

С помощью известных формул определяем площадь поверхности трения каждого кольца. Сумма площадей выступов-колец равна:

$$\sum_1^{11} S = 12293.12 \quad (41)$$

Площадь поверхности всего диска (если бы он был без канавок) равна:

$$S = \pi(R^2 - r^2) = 21205.75 \text{ мм}^2 \quad (42)$$

Коэффициент использования поверхности трения определяется из отношения:

$$\gamma = \frac{\sum_{i=1}^{11} S}{S} = \frac{12293.12}{21205.75} = 0.5797 \quad (43)$$

Торможение на подъеме (спуске)

При торможении на подъеме или спуске тормозной момент определяется по формуле

$$Mt = \frac{m_1 \cdot g \cdot \sin \alpha_{\max} \cdot r_{\kappa}}{n \cdot i_{\delta.n.}} \eta_{\delta.n.} \cdot \eta_z \quad (44)$$

$$Mt = \frac{60000 \cdot 9.81 \cdot 0.5 \cdot 0.265}{4 \cdot 4.5} \cdot 0.975 \cdot 0.9 = 3802 \text{ Нм}$$

Торможение на горизонтальном участке с большим замедлением. При торможении на горизонтальном участке с большим замедлением тормозной момент определяется по формуле:

$$M_m = \frac{\varphi \cdot m_1 \cdot g \cdot r_{\kappa}}{n \cdot i_{\delta.n.}} \cdot \eta_{\delta.n.} \cdot \eta_z \quad (45)$$

$$M_m = \frac{1 \cdot 60000 \cdot 9.81 \cdot 0.265}{4 \cdot 4.5} \cdot 0.975 \cdot 0.9 = 7603.9 \text{ Нм}$$

Момент трения на тормозе [12]:

$$M_{mp} = 0.654\pi \cdot \gamma \cdot \mu \cdot (1 - E^3) \cdot z \cdot R^3 \quad (46)$$

Число пар трения при $Mt = M_{mp}$:

$$z = \frac{M_{mp} \cdot \beta}{0.654\pi \cdot \gamma \cdot \mu \cdot (1 - E^3) \cdot [q] R^3} \quad (47)$$

$$z = \frac{7603.9 \cdot 1.2}{0.654\pi \cdot 0.5797 \cdot 0.1 \cdot \left(1 - \left(\frac{0.1115}{0.1385}\right)^3\right) \cdot 4.5 \cdot 10^6 \cdot 0.1385^3} = 13.3$$

Принимаем $z = 14$.

Усилие сжатия пакета дисков определяется по формуле [12]:

$$M_{mp} = P_{сжс} \cdot R_{cp} \cdot \mu \cdot z \quad (48)$$

$$P_{сж} = \frac{2 \cdot M_{mp}}{R \cdot (1 + E) \cdot \mu \cdot z} = \frac{2 \cdot 7603.9}{0.1385 \left(1 + \frac{0.1115}{0.1385} \right) \cdot 0.1 \cdot 14} = 43450.85$$

Общее усилие сжатия пакета дисков:

$$P_{\Sigma} = P_{сж} + P_1 = 44450.85 \text{ Н} \quad (49)$$

Расчет механизма управления тормоза

Осевая распорная сила от всех шариков воспринимается одинаково обоими кольцами механизма. Тормоз является уравновешенным. Каждый шарик воспринимает распорную силу (см рис. 16, а):

$$N = \frac{P_{\Sigma}}{i} \quad (50)$$

$$N = \frac{44450.85}{6} = 7408.47 \text{ Н}$$

Усилие T_1 , с которым кольцо действует на шарик (перпендикулярно оси поворота кольца), равно:

$$T_1 = N \cdot \operatorname{tg} \theta \quad (51)$$

$$T_1 = 7408.47 \cdot \operatorname{tg} 16^{\circ} = 2124.34 \text{ Н}$$

Реактивный момент M_p на радиусе l_1 размещения шариков, необходимый для создания общего усилия сжатия P_{Σ} , равен (см. рис. 16, б):

$$M_p = T_1 \cdot l_1 \cdot i \quad (52)$$

$$M_p = 2124.34 \cdot 0.128 \cdot 6 = 1631.5 \text{ Нм}$$

Усилие T_2 , с которым необходимо воздействовать на поворотное кольцо равно:

$$T_2 = \frac{M_p}{l_2} \quad (53)$$

$$T_2 = \frac{1631.5}{0.173} = 9430.6 \text{ Н}$$

Усилие T_4 на рычаге управления определяется по формуле:

$$T_4 = \frac{T_2 \cdot l_3}{l_4} \quad (54)$$

$$T_2 = T_3$$

$$T_4 = \frac{9430.6 \cdot 0.045}{0.08} = 5304.7 \text{ Н (540.7 кгс)}$$

Тормозная камера МАЗ 500-35I9010-01 способна развить усилие 15000 Н при давлении воздуха в пневмосистеме $[p] = 0,8 \text{ Мпа}$.

Кинематический расчет механизма управления тормоза

Суммарное перемещение кольца включения для четырнадцати пар трения принимается $t = 14 \text{ мм}$, из которых 7 мм позволяют создать пол миллиметровый зазор в каждой паре трения и 7 мм приходится на износ пар трения. Для обеспечения перемещения t , рисунок 14, в, необходимо повернуть кольцо на длину дуги L на радиусе размещения шариков l_1 , Длина дуги L определяется по формуле:

$$L = \frac{t}{\operatorname{tg} \theta} \quad (55)$$

$$L = \frac{14}{\operatorname{tg} 16^\circ} = 48.82 \text{ мм}$$

Наклонные выступы имеются на обоих кольцах, поэтому величина перемещения колец между собой уменьшается вдвое и равна:

$$\frac{L}{2} = 24.41 \text{ мм}$$

Длина дуги L_1 , рисунок 15, на которую нужно переместить кольцо управления на плече l_2 определяется из соотношения:

$$L_1 = \frac{L \cdot l_2}{2l_1} \quad (56)$$

$$L_1 = \frac{48.82 \cdot 0.173}{2 \cdot 0.128} = 32.99 \text{ мм}$$

Для упрощения расчета считаем, что длина дуги L_1 , очерченная плечом l_2 и плечом l_3 равны.

Длину дуги L_2 определим из соотношения:

$$L_2 = \frac{L_1 \cdot l_4}{l_3} \quad (57)$$

$$L_2 = \frac{32.99 \cdot 0.08}{0.045} = 5864 \text{ мм}$$

Длина хорды этой дуги равна 57.34 мм. Тормозная камера МА3500-3519010-01 имеет ход штока 50 мм, что меньше, чем нужно. Тормозная камера ЗИЛ тип 24 Г-100-3519210 имеет ход штока 57 мм, развивает усилие 845 кгс и поэтому может применяться для привода дискового тормоза.

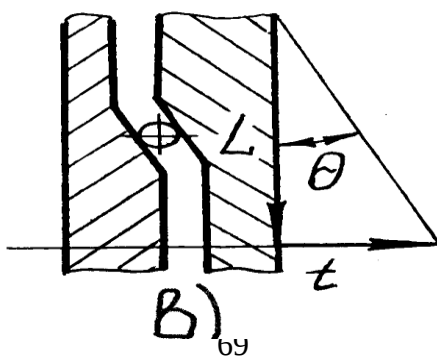
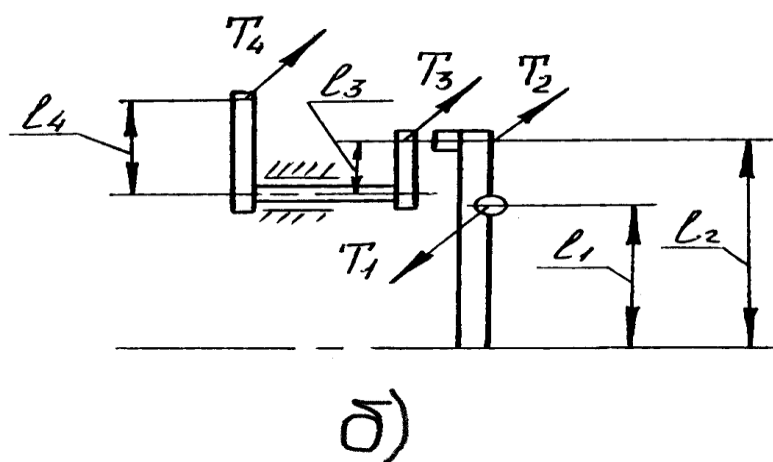
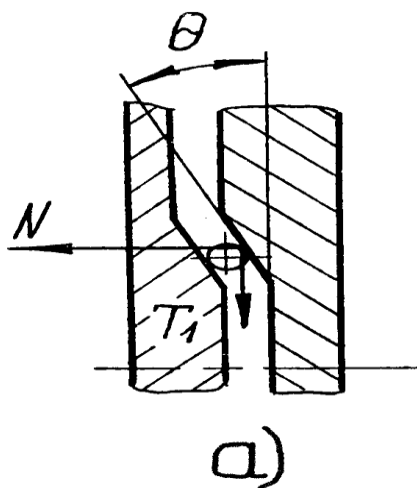


Рисунок 14 - Расчетная схема

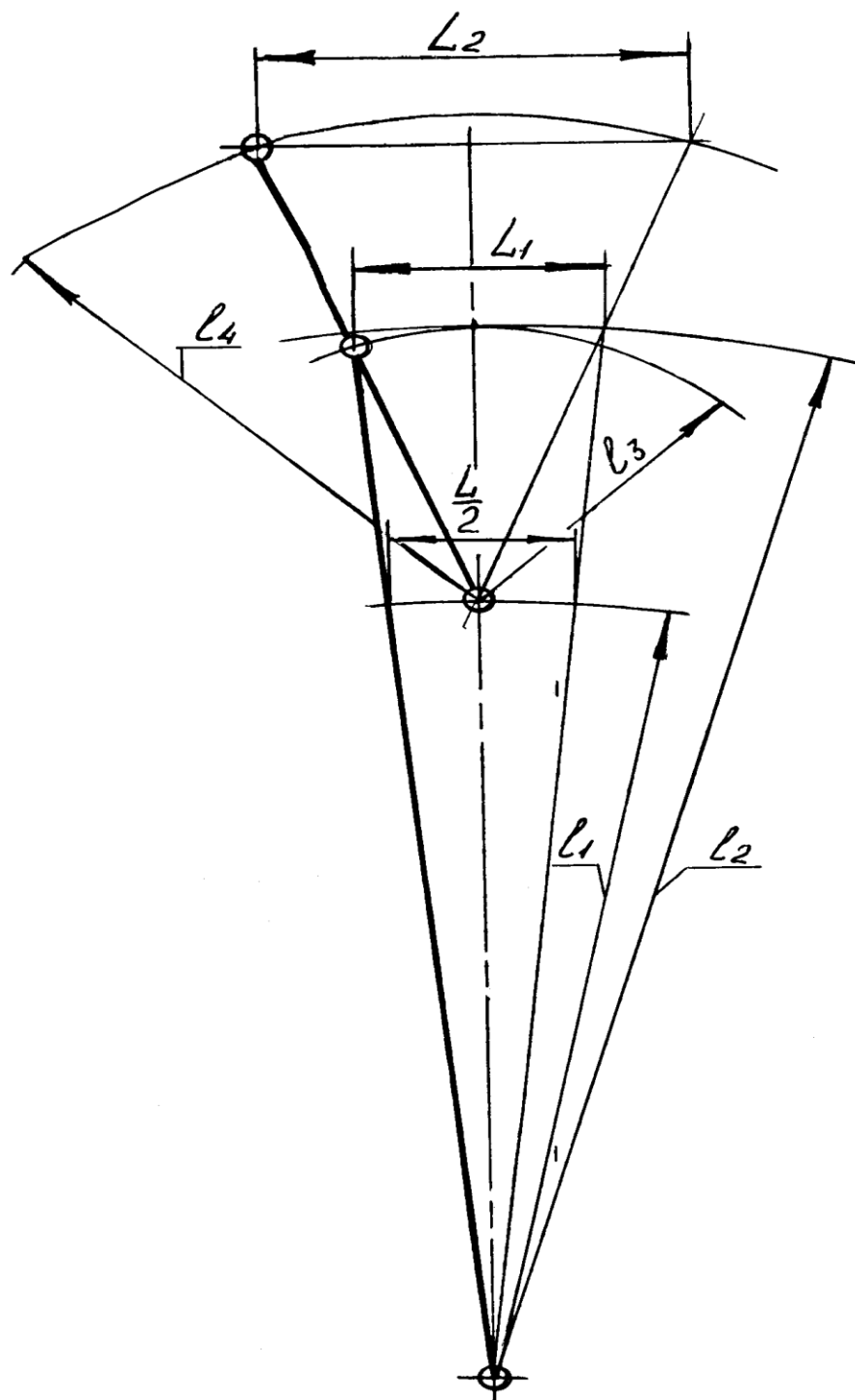


Рисунок 15 - Расчетная схема

Энергетический расчет тормозов

Общее количество тепла Q приходящееся на один тормоз при торможении от максимальной скорости до полной:

$$Q = \delta_0 \frac{G \cdot V^2}{4g \cdot E} \quad (58)$$

где

$\delta_0 = 1,37$ - коэффициент учета влияния вращающихся масс;

$V = 10$ м/с - максимальная скорость транспортного средства;

$Q = 30000$ кг - вес одного звена транспортного средства с грузом;

$g = 9,81$ м/с² - ускорение свободного падения;

$E = 427$ кг м/ккал - механический эквивалент тепла;

$$Q = 1,37 \frac{30000 \cdot 10^2}{4 \cdot 9,81 \cdot 427} = 245,3 \text{ ккал}$$

Кинетическая энергия равна:

$$W = Q \cdot E = 245,3 \cdot 427 = 104740 \text{ кгм}$$

К показателям нагруженности тормозов относятся: удельная работа буксования a_δ и нагрев дисков Δt при торможении транспортного средства:

$$a_\delta = \frac{W}{S_t} \quad (59)$$

где

S_b - общая площадь поверхности трения дискового тормоза:

$$S_t = \pi(R^2 - r^2)z \cdot \gamma$$

(60)

$$S_t = \pi(0,1385^2 - 0,1115^2) \cdot 14 \cdot 0,5197 = 0,1721 \text{ м}^2$$
$$a_\delta = \frac{104740}{0,1721} = 608593,8 \frac{\text{кгс}}{\text{м}} = 60,8 \frac{\text{кгс}}{\text{см}}$$

$$a_{\delta} = 65 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2}$$

Удельная работа буксования не превышает допустимый предел. Расчет тормозных дисков на нагрев заключается в определении повышения средней температуры тормозных дисков Δt . Принимают, что теплопередача в окружающую среду отсутствует и вся работа буксования идет на нагрев деталей

$$\Delta t = \frac{\omega \cdot W}{m_2 \cdot c} \quad (61)$$

где

$\omega = 0,5$ - для дисков многодискового фрикциона;

$m_2 = m_g(z-1)$ - общая масса дисков

$m_g = 0,695$ кг - масса одного диска;

$c = 481,5$ Дж/(кг $^{\circ}$ С) - удельная массовая теплоемкость чугуна (стали);

$$\Delta t = \frac{0,5 \cdot 104740}{13 \cdot 0,695 \cdot 481,5} = 12,03^{\circ}\text{С}$$

Допустимое повышение температуры за одно включение принимают равным 20 $^{\circ}$ С для автопоезда.

Расчеты на прочность элементов конструкции

Расчет шлицевого соединения рычаг-кривошип

Для шлицевых соединений решающее значение имеет расчет на смятие:

$$\frac{M_{кр\max}}{\psi \cdot F \cdot k \cdot r_{ср}} \leq [\sigma_{см}] \quad (62)$$

где

$M_{кр\max}$ - наибольший допустимый крутящий момент, передаваемый соединением, кгс $\cdot$ мм;

$\psi = 0,75$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения усилий по рабочим поверхностям зубьев;

F - площадь всех боковых поверхностей зубьев с одной стороны на l мм длины, мм 2

$$F = \frac{D_e - d_a}{2} \cdot x \quad \text{-для треугольных зубьев;}$$

k - рабочая длина зуба, мм;

$r_{cp} = 0,5d$ - для треугольных зубьев;

$[\sigma_{cm}]$ - допускаемое напряжение на смятие, кгс/мм²;

$x=48$ - число зубьев.

$$M_{кр} = T_4 \cdot l_4 = 5304,7 \cdot 80 = 424376 \text{ Нм} = 43256 \text{ кгс} \cdot \text{мм}$$

$$F = \frac{30 - 28,57}{2} \cdot 48 = 34,32 \quad (63)$$

$$\frac{M_{кр\max}}{\psi \cdot F \cdot k \cdot r_{cp}} = \frac{424376}{0,75 \cdot 34,32 \cdot 40 \cdot 0,5 \cdot 29,325} = 28,11 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} = 2,86 \frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2}$$

Материал рычага: сталь 45х

$[\sigma_{cm}] = 48,0$ кгс/мм²

Материал кривошипа: сталь 38ХС

$[\sigma_{cm}] = 48,0$ кгс/мм²

Соединение удовлетворяет условию прочности.

Расчет шлицевого соединения вала.

$$\frac{M_{кр\max}}{\psi \cdot F \cdot k \cdot r_{cp}} \leq [\sigma_{cm}]$$

где

$M_{кр\max}$ - наибольший допустимый крутящий момент, передаваемый соединением, кгс·мм;

$\psi = 0,75$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения усилий по рабочим поверхностям зубьев;

F - площадь всех боковых поверхностей зубьев с одной стороны на l мм длины, мм²

$$F = \frac{D_{\epsilon} - d_a}{2} \cdot \chi$$

-для треугольных зубьев;

κ - рабочая длина зуба, мм;

$r_{cp} = 0,5d$ - для треугольных зубьев;

$[\sigma_{cm}]$ - допускаемое напряжение на смятие, кгс/мм²;

$\chi=12$ - число зубьев.

$$M_{кр\max} = F_{под} l = 80000 \cdot 58 = 4640000H$$

$$F = \frac{116 - 84}{2} \cdot 12 = 192$$

$$\frac{M_{кр\max}}{\psi \cdot F \cdot \kappa \cdot r_{cp}} = \frac{4640000}{0.75 \cdot 192 \cdot 80 \cdot 0.5 \cdot 84} = 9.58 \frac{H}{мм^2} = 0.96 \frac{кгс}{мм^2}$$

Материал рычага: сталь 45х

$[\sigma_{cm}]=48,0$ кгс/мм²

Соединение удовлетворяет условию прочности.

Расчет выступа кривошипа

Выступ кривошипа рассчитывается на смятие и на срез.

На смятие выступ рассчитывается по формуле:

$$d_1 \cdot h [\sigma_{cm}] \geq T_2 \quad (64)$$

где

$d_1 = 1,6$ см - диаметр выступа;

$h = 2,4 - 0,15 = 2,25$ см - длина участка смятия.

$$1.6 \cdot 2.25 \cdot 4800 = 17280 кгс = 169516H > 9430.6H$$

На срез выступ рассчитывается по формуле:

$$\frac{\pi d_1^2}{4} [\tau_{cp}] \geq T_2 \quad (65)$$

где

$$[\tau_{cp}] = 1900 \text{ кгс/см}^2 - \text{для стали 38ХС}$$

$$\frac{\pi \cdot 1.6^2}{4} \cdot 1900 = 3820 \text{ кгс} = 37475 \text{ Н} > 9430.6 \text{ Н}$$

Условия прочности выполняются.

Расчет шпилек на срез

При расчете болтов и шпилек на срез условие прочности может быть записано в виде:

$$\tau_{max} = \frac{Q}{F} \leq [\tau] \quad (66)$$

$$F = \frac{4Q}{\pi d^2}, \text{ тогда } \tau_{max} = \frac{4Q}{\pi d^2} \leq [\tau]$$

Отсюда определим диаметр болта:

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi[\tau]}} \quad (67)$$

При расчете болтовых соединений следует учитывать, что нагрузка, приложенная к элементам соединения, помимо среза вызывает смятие контактирующих поверхностей. Под смятием понимается пластическая деформация, возникающая на поверхности контакта. Расчет на смятие проводится приближенно, поскольку закон распределения давления по поверхности контакта в точности не известен. Обычно принимают не линейный закон распределения давления.

Максимальное напряжение смятия для цилиндрической поверхности равно:

$$\sigma_{cm} = \frac{Q}{F_{cm}} = \frac{Q}{\delta d} \quad (68)$$

где $F_{см}$ – площадь проекции поверхности контакта на диаметрально плоскость,

δ – толщина материала.

Условие прочности на смятие имеет вид:

$$\sigma_{см} = \frac{Q}{\delta d} \leq [\sigma_{см}] \quad (69)$$

Допускаемые напряжения на смятие устанавливают опытным путем и принимаются равными:

$$[\sigma_{см}] = (2 - 2.5)[\sigma_-] \quad (70)$$

На основании (29) можно определить необходимый диаметр:

$$d \geq \frac{Q}{\delta [\sigma_{см}]} \quad (71)$$

из двух диаметров, найденных по формулам (27) и (31), следует взять больший, округлив его до стандартного значения.

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi [\tau]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2550}{3.14 \cdot 35}} = 9.89_{мм} \quad (72)$$

$$d \geq \frac{Q}{\delta [\sigma_{см}]} \geq \frac{2550}{9 \cdot 30} \geq 9.5_{мм} \quad (73)$$

Принимаем диаметр шпильки 10мм.

Сравнительный анализ работоспособности механизма сжатия дисков

В известной конструкции коробки передач (432.40) используется дисковый тормоз с двенадцатью распорными шариками диаметром 14 мм.

По формуле 5 определяется наибольший момент трения, который может реализовать этот тормоз:

$$M_{mp} = \frac{0.654\pi \cdot \gamma \cdot \mu (1 - E^3) z \cdot R^3 [q]}{\beta} \quad (74)$$

где

$z = 10$ - число пар трения;

$R = 0,241$ м - наружный радиус поверхности трения;

$r = 0,219$ м - внутренний радиус поверхности трения;

$[q] = 6$ МПа - допустимое давление

$$M_{mp} = \frac{0.654\pi \cdot 0.7 \cdot 0.1 \left[1 - \left(\frac{0.219}{0.241} \right)^3 \right] \cdot 10 \cdot 0.241^3 \cdot 6 \cdot 10^6}{1.2} = 25126.1 \text{ Нм} \quad (75)$$

Усилие сжатия пакета дисков определяется по формуле:

$$P_{сж} = \frac{2 \cdot M_{mp}}{R \cdot (1 + E) \cdot \mu \cdot z} = \frac{2 \cdot 25126.1}{0.241 \left(1 + \frac{0.219}{0.241} \right) \cdot 0.1 \cdot 10} = 109244.2 \quad \text{Н} \quad (76)$$

В известной конструкции на один распорный шар действует максимальная нагрузка $P_{сж}/12 = 9103,6$ Н

В разработанной конструкции на один шар действует максимальная нагрузка $P_{сж}/6 = 44450.85/6 = 7408.46$ Н.

Итак, в разработанной конструкции удельная нагрузка на шар на 18% меньше, чем в известной конструкции дискового тормоза.

Вывод

Ожидаемые технико-экономические показатели - разрабатываемый дисковый тормоз позволяет повысить долговечность тормозной системы транспортного средства на 20-30%.

В разработке применены стандартные и покупные изделия, серийно выпускаемые промышленностью - подшипники, диски, крепежные изделия и т.д. Коэффициент применяемости унифицированных и стандартных деталей составляет не менее 0,5.

3 Безопасность и экологичность объекта

3.1 Условия эксплуатации и воздействие на окружающую среду

Многоцелевые гусеничные шасси (МГШ) всех классов грузоподъемности предназначены для использования на дорогах всех видов и на местности, как в одиночном применении, так и с прицепами соответствующей массы.

Конструкция МГШ, его технические свойства во многом определяются условиями эксплуатации. Рассмотрим, в каких условиях, и в каких типовых режимах работают МГШ.

Условия эксплуатации МГШ, как и любого транспортного средства отличаются широким многообразием. Основные из них можно разделить на природно-климатические и дорожно-грунтовые.

Тип, конструкция и технические характеристики МГШ должны соответствовать условиям эксплуатации.

Принимая во внимание требования всесезонности эксплуатации МГШ становится очевидным, что они должны быть приспособлены к работе в широком диапазоне природно-климатических условиях.

Природно-климатические условия характеризуют особенности зон умеренного, холодного, жаркого и высокогорного климата (температура окружающей среды, влажность, осадки, запыленность).

Температура окружающей среды влияет не только на тепловой режим работы двигателя, но и на работу других агрегатов МГШ.

Правильная оценка вероятных температурных условий эксплуатации МГШ необходима для обеспечения рациональности конструкции и, следовательно, экономичность производства, а также для правильного

использования эксплуатационных мер по поддержанию необходимой надежности и эффективности машин в тех или иных условиях.

Следует также отметить, что температура окружающего воздуха во многом предопределяет температуру воздуха в кабине. Для нормальной работы водителя температура должна составлять 18..20 °С. При высокой температуре в кабине (более 25 °С) увеличивается нагрузка на сердечно-сосудистую систему, нарушаются функции центральной нервной системы, снижается внимание, способность к сосредоточению, ослабляется чувство осторожности, и водитель допускает большое количество ошибок. Пониженная температура воздуха вызывает усиленную отдачу тепла и сковывает движения ног и рук водителя, существенно снижает быстроту и точность его движений, что приводит к ошибкам в управлении.

Влажность воздуха является существенным фактором в сочетании с повышенной температурой. В этом случае происходит интенсивная коррозия металлов, быстрое старение радиотехнических деталей, деструкция масел.

Обеспечение высокой коррозионной стойкости машин требует применения специальных технологических приемов обработки и покрытия деталей, использования стойких лакокрасочных покрытий.

При создании многоцелевых гусеничных шасси предусматривают мероприятия по обеспечению коррозионной стойкости для средних условий – предельной влажности 98 % при температуре плюс 25 °С. Реализация такого требования достигается применением традиционных для автомобильной и тракторной промышленности лакокрасочных материалов и технологических процессов покрытия деталей.

Кроме коррозионного воздействия влажности следует отметить и более непосредственное ее влияние на эксплуатационные свойства машин. Так при повышении влажности воздуха (при температуре плюс 10 °С) на 10% эффективная мощность двигателя уменьшается в среднем на 0,75%.

Запыленность воздуха – одна из важнейших характеристик условий эксплуатации многоцелевых гусеничных шасси. Обычно запыленность воздуха оценивают содержанием пыли в единице его объема (г/см³). Предельно

допустимая запыленность, при которой машина должна длительно работать в зависимости от типа тягово-транспортных средств составляет 1,5...2,5 г/см³. При этих значениях запыленности продолжительность работы машины без смены и очистки фильтрующих элементов должна составлять 12...18 ч.

Наиболее неблагоприятное воздействие на работу машины оказывает пыль мелкофракционного дисперсного состава. В этом случае с меньшей эффективностью работают как инерционные фильтры, так и фильтры других типов, поглощающие частицы пыли. Эргономические требования определяют минимальную утомляемость водителя при управлении машиной. Поэтому спектр их довольно широк. Это – пространственное размещение водителя и органов управления, усилия на органах управления, обзорность, плавность хода, вибронагруженность рабочего места, уровень внутреннего шума, микроклимат и интерьер в кабине и т.д. Почти все требования в обязательном порядке регламентируются. Экологическая безопасность машины достигается за счет снижения до нормируемого уровня выбросов вредных веществ в окружающую среду, таблица 14, внешнего шума, воздействия двигателя на почву.

Таблица 15 - Предельно-допустимые нормы токсичности, г/(кВт*ч)

Условия работы	CO	CH	NO
В движении	10,0	3,5	22,0
При ограниченном воздухообмене	4,0	2,0	13,0

Нормативы этих показателей, как правило, устанавливают дифференцированно для машин различных типов. При этом уровень внешнего шума не должен превышать 82...90 дБ, а критерии воздействия на почву – значений, указанных в таблице 16.

Таблица 16 - Критерии воздействия двигателя на почву

Влажность почвы в слое 0-30 см	Максимальное давление, кПа, не более, в период		Нормальное напряжение на глубине 0,5 м, кПа, не более, в период	
	весенний	летне-осенний	весенний	летне-осенний
Св. 0,9 НВ	80	100	25	30
Св. 0,7 до 0,9 НВ вкл	100	120	25	30
Св. 0,6 до 0,7 НВ вкл	120	140	30	35
Св. 0,5 до 0,6 НВ вкл	150	180	35	45
0,5 НВ и менее	180	210	35	50

3.2 Утилизация отработавших масел

«Основную часть нефтеотходов, собираемых и накапливаемых на промышленных и транспортных предприятиях, составляют отработанные масла. В настоящее время в мире вырабатывается свыше 30 млн. т минеральных масел. Около половины этого количества безвозвратно теряется в процессе использования, а свыше 15 млн. т ежегодно сливается из машин и механизмов, как полностью или частично потерявшие эксплуатационные свойства и требующие замены. Подсчитано, что на долю отработанных масел приходится более 60 % всех потерь нефтепродуктов.

Согласно ГОСТ 21046-86 «Нефтепродукты отработанные. Общие технические условия», в зависимости от целевого назначения масла подразделяются на следующие группы:

ММО – масла моторные отработанные (автотракторные, дизельные, авиационные, в том числе моторные масла, применяемые в трансмиссиях и гидравлических схемах);

МИО – масла индустриальные отработанные (турбинные, компрессорные, гидравлические и т.д.); СНО – смеси нефтепродуктов отработанных (нефтепродукты, собранные при зачистке резервуаров, трубопроводов и др.). Сюда же относятся нефтепродукты, извлекаемые из нефтесодержащих сточных вод на очистных сооружениях.

В соответствии с рядом принятых постановлений директивных органов, отработанные нефтепродукты подлежат повторному использованию как

ценные материально-технические ресурсы. В связи с этим все предприятия и организации обязаны осуществлять сбор, учет, рациональное использование и сдачу вышеназванных групп отработанных нефтепродуктов на базы нефтесбытовых организаций для передачи их на пункты регенерации, нефтеперерабатывающие заводы и т.д.

Большая часть индустриальных и трансформаторных масел, как правило, регенерируется на местах потребления. Отработанные моторные масла сдают на нефтебазы. На рисунке 16 показаны источники образования отработанных масел и направления их использования.»[7]

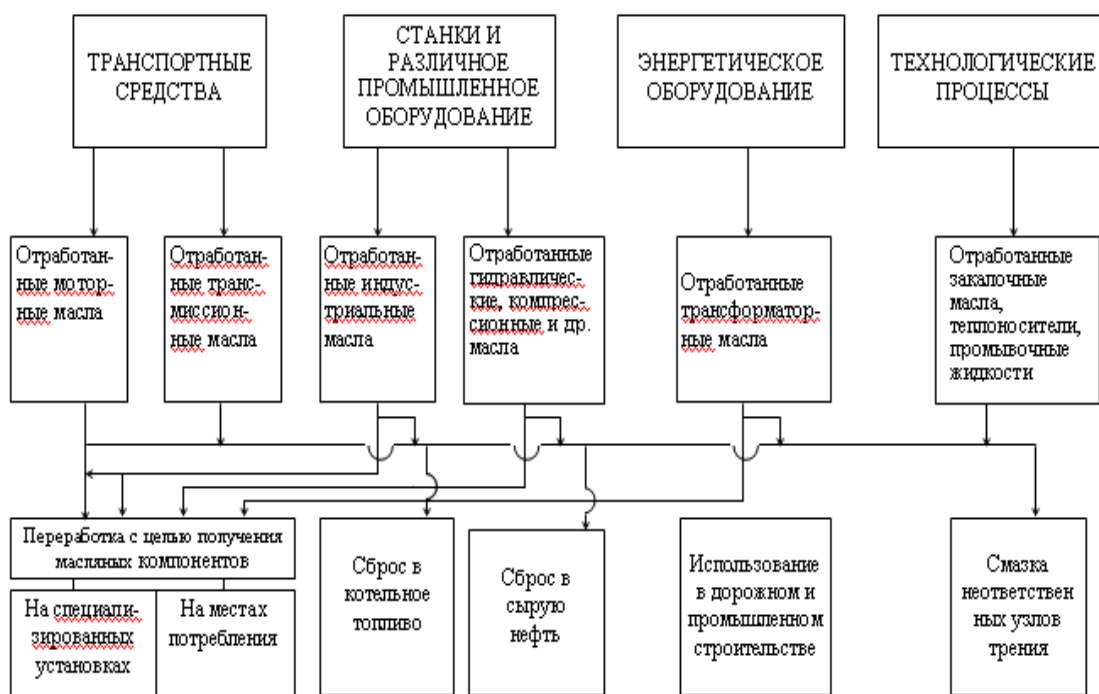


Рисунок 16 - Источники образования отработанных масел и направления их использования

«В процессе работы машин и механизмов масло окисляется, загрязняется продуктами износа деталей, металлической стружкой и пылью. В него попадают вода, топливо. Загрязнение продолжается при сборе и транспортировании масел. Наиболее загрязненными и трудно поддающимися очистке оказываются масла, слитые из картеров поршневых двигателей, содержащие продукты окисления и углеродистые частицы в мелкодисперсионном состоянии. Из-за этих частиц масла плохо фильтруются и

разделяются центробежным или другими способами.

По физико-химическим показателям отработанные нефтепродукты должны соответствовать требованиям и нормам, приведенным в таблице 17.

По согласованию с нефтесбытовыми организациями иногда допускаются к приему отработанные нефтепродукты с содержанием механических примесей и воды, превышающем указанный в данной таблице 17. В таких случаях количество механических примесей и воды сверх приведенных норм исключают из массы продукта.»[7]

«Наиболее перспективным и рациональным направлением использования отработанных минеральных масел является их переработка на маслорегенерационных заводах с получением отдельных компонентов для повторного использования. Методы переработки или регенерации отработанных масел можно разделить на физические, химические, физико-химические и комбинированные, рисунок 18. К физическим методам очистки относятся: отстаивание, центрифугирование, фильтрация, отгон легких топливных фракций, вакуумная перегонка. Последний способ является наиболее эффективным. Используя его, можно получить масла с минимальной зольностью, коксоемкостью, хорошими показателями по цвету, незначительным содержанием асфальто-смолистых веществ.»[7]

Таблица 17 - Нормы для приема нефтепродуктов на регенерацию

Показатель	Норма для групп		
	ММО	МИО	СНО

Вязкость кинематическая, $\text{м}^2/\text{с}$ не менее при $t = 50^0 \text{ C}$	$25 \cdot 10^{-6}$	$5 \cdot 10^{-6} (5)$	-
То же при $t = 100^0 \text{ C}$	(25)	-	-
Вязкость условная, Ст при $t = 20^0 \text{ C}$ не менее	$25 \cdot 10^{-6}$ (25)	13	-
Температура вспышки, $^0 \text{ C}$ не ниже (определяется в открытом тигле)	29	120	-
Механические примеси, % по массе не более	100	2 4	3 5
Вода, % по массе не более	2	6	-
Горючее, % по массе не более	4 6		



Рисунок 18 - Методы переработки или регенерации отработанных масел

«Из физико-химических методов регенерации используются: коагуляция загрязнений различными ПАВ, контактная очистка отбеливающими глинами и активированными адсорбентами, активная очистка пропаном, фенолом и пр.

К химическим методам очистки относятся сернокислотная и щелочная. Серная кислота активно воздействует на большинство загрязнений и продукты окисления масла: смолы, асфальтены, нафтеновые кислоты, серные соединения, присадки. Однако применения серной кислоты связано с образованием трудноутилизируемого кислого гудрона. Поэтому сернокислотный способ заменяют в последнее время более рациональными процессами, например, гидрогенизационными, позволяющими существенно улучшить качество регенированных масел.

Одним из путей утилизации отработанных масел является их смешение с сырой нефтью и совместная переработка по полной технологической схеме. Этот способ является наиболее простым и распространенным, но не лучшим вариантом их использования. Повышенная зольность масел и содержание в них высокоэффективных диспергирующих присадок отрицательно влияют на процесс обессоливания нефти. Добавление даже 1 % отработанных масел приводит к быстрому нарушению работы электродегидраторов. Поэтому это количество является пределом приема масел на нефтеперерабатывающие заводы.»[7]

«Простым методом подготовки загрязненных и обводненных нефтепродуктов к сдаче на нефтебазы для последующей глубокой очистки, утилизации на самом предприятии или передачи другим организациям является их отстаивание с подогревом в разделочных резервуарах. Этот метод основан на принципе отделения нефти от воды за счет разности их плотностей и возникновения некоторой подъемной силы, действующей на частицы нефтепродуктов. Скорость всплывания частиц зависит от их размеров и сопротивления воды. Для мелких частиц размером несколько микрон, действие

молекулярных сил оказывается соизмеримым с действием подъемной и процесс всплытия замедляется.

Подогрев обводненной смеси нефтепродуктов интенсифицируется повышением ее температуры, происходящим из-за различных коэффициентов теплового объемного расширения воды и нефти. С увеличением температуры нефтеводяной смеси объем нефтепродуктов увеличивается быстрее, чем объем воды, в результате чего возрастает подъемная сила, действующая на частицы. Кроме того, при понижении вязкости воды и нефтепродуктов сопротивление воды всплытию частиц уменьшается. Однако при повышении температуры более 70°C начинают проявляться отрицательные факторы (конвективное перемешивание), замедляющие процесс отстоя. В связи с этим нефтеводяную смесь не рекомендуется подогревать выше 60°C. На практике подогрев нефтеводяной смеси обычно ограничивают 25-30° С, так как дальнейшее увеличение температуры связано со значительным расходом пара, эффект же при этом малоощутим.»[7]

«Переработку отработанных моторных масел по заводской технологии затрудняют содержащиеся в них присадки. Часть присадок, перешедших в нерастворимое состояние, а также часть присадок, абсорбированных на продуктах загрязнений, можно удалить из отработанного масла отстоем или фильтрацией с применением разбавителя и коагулянта. Растворимая или активная, часть присадок может быть в принципе сохранена в масле или продукте его вторичной переработки. Однако это требует сбора и переработки отработанных масел строго по сортам, а также разработки индивидуальной технологии переработки каждого сорта масла. Поэтому при массовом производстве наиболее приемлемым путем выработки регенерированного масла стабильного качества является удаление в процессе переработки всей присадки, в том числе остатков ее активной части. Содержание присадок в моторных маслах составляет 3-15 %, а для основного ассортимента масел - 2- 6 %.

Суммарные потери присадки при ее удалении из масла составляют около 3 % обезвоженного сырья. На основании данных о составе отработанных масел

их суммарные потенциальные потери оцениваются следующими цифрами (табл.19). Таким образом, из смеси сильно загрязненных отработанных масел можно получить около 70 % полностью восстановленного масла.

В ряде случаев жидкие нефтеотходы на основе отработанных масел по своему составу и свойствам не соответствуют нормативным требованиям приема на регенерацию. Так нефтепродукты группы СНО, собираемые на очистных сооружениях нефтесодержащие ММО и МИО по некоторым показателям не соответствуют ГОСТ 21046-86. В этих случаях они должны подвергаться дополнительной обработке или по возможности направляться на сжигание в качестве котельного топлива.»[7]

«Некоторые предприятия иногда используют образующиеся у них и не принимаемые в регенерацию жидкие нефтеотходы для собственных нужд или передают их на другие предприятия. Как правило, в этих случаях применяется простейшая технология обработки нефтеотходов путем отстаивания или нагрева и отстаивания (иногда с применением реагентов). В некоторых случаях их не обрабатывают вообще. Так, на московских предприятиях стройиндустрии нефтеотходы используют для смазки неответственных механизмов, цепей, форм при изготовлении бетонных плит, на домостроительных комбинатах и заводах ЖБК и т.д.»[7]

«Неутилизируемые нефтеотходы могут успешно использоваться в дорожном строительстве, в котором требуется применение большого количества органических материалов. Так, для строительства дорог с асфальтобетонным покрытием требуется затратить 50-200 т битума на 1 км (в зависимости от категории дороги). Проведение ремонтно-эксплуатационных работ также требует значительного расхода органических вяжущих, так как для капитального ремонта асфальтобетонного покрытия их необходимо не менее 70 т/км. Расчеты показывают, что затрата 50 т битума с целью перевода 1 км дороги с гравийным покрытием в более высокую категорию путем устройства облегченного покрытия обеспечивает за срок службы этого покрытия экономию 150-200 т нефтепродуктов.

П/О "Вторнефтепродукт" разработало технологию утилизации шламов

после регенерации масел для производства дорожных покрытий. 50 %-ное разбавление стандартного битума углеводородной частью шламов позволяет получать сырье, из которого в результате двухкратного окисления-разбавления вырабатывают дорожные марки битумов. Путем компаундирования углеводородной части отходов и утяжеленного гудрона получено сырье, соответствующее ГОСТ 22245-76 на дорожные битумы.

При перевозке угля на железнодорожном транспорте в открытых вагонах и полувагонах имеют место его большие потери из-за выветривания. В ОАО "Воркутауголь" на вновь построенной центральной обогатительной фабрике (ЦОФ) отработана технология добавки нефтесодержащих продуктов в уголь в качестве профилактических средств от его ветровой эрозии при транспортировании. На поверхность угля наносят эмульсию следующего состава: нефтесодержащий продукт -60 %, вода- 40 %.

Расход эмульсии на один полувагон составляет 75-100 кг.

Отправка опытных партий осуществлялась на расстояние до 2000 км. Как показал контроль, потери угля уменьшились на 79 %. Вносимая добавка при этом является ценным горючим компонентом при сжигании угля.»[7]

«Другим направлением утилизации жидких нефтеотходов может служить их использование в качестве профилактических средств, предотвращающих смерзание углей, причем они могут заменить дорогостоящие парафиносодержащие нефти и мазут.

Опыты, проведенные с концентратом, полученным на Абашевской ЦОФ, показали, что при влажности более 7 % удельное сопротивление угля разрушению значительно превышает 0,03 МПа (0,3 кгс/см²), и он смерзается. Тот же уголь, обработанный эмульсией, не смерзается даже при влажности 12 %.

Нефтеотходы могут с успехом применяться также для укрепления песчаного слоя почвы. Известно, что песок в пустынях весьма подвижен, и достаточно легкого ветра, чтобы барханы начали перемещаться. В результате обрушиваются берега арыков и каналов, засыпаются шоссе и железно-дорожные дороги, выходят из строя мачты электропередач. Этого можно

избежать, если на поверхность песка с помощью краскопульты, водополивочной, дождевальнoй машины или других устройств нанести смесь из 6—11 %-го битума и отработанного трансформаторного масла (а.с. № 631578). На опыленной поверхности хорошо приживаются саксаул, кандын, черкез и другие растения. Состав проникает в почву со скоростью 0,2 мм/с.

Отходы твердых нефтепродуктов типа битума могут наряду с неорганическими связующими, такими как цемент, зола известь, гипс и т.д., использоваться для отверждения и стабилизации производственные отходы. Использование битума позволяет улучшить физические свойства производственных отходов, в частности, уменьшить их пылеобразование и водопроницаемость при длительном хранении на городских свалках.»[7]

«Нефтеотходы (отработанные масла) широко применяют в производстве керамзита — легкого гранулированного материала с пористой ячеистой структурой, получаемого обжигом легкоплавких глинистых пород до их вспучивания при температуре 1100—1200°С. Для производства керамзита используют два вида глин - самовспучивающиеся, содержащие достаточное количество органических веществ, и глины, бедные этими органическими веществами. Для обеспечения вспучиваемости керамзита в процессе обжига к исходной глине перед ее загрузкой в барабанную печь добавляют определенное количество опилок и до 1 % отработанных нефтепродуктов, которые на заводах хранят в специальных подземных резервуарах. В дальнейшем керамзит используют для приготовления керамзитобетона, теплоизоляционных материалов и т.п. Учитывая объемы производства керамзита в стране, потребность в отработанных нефтепродуктах достаточно велика.»[7]

«На заводах по регенерации или получению минеральных масел широко используется отбеливающая земля, которая по завершении технологического цикла в замасленном виде обычно выбрасывается на свалки. На заводе по производству минеральных масел в г. Люккендорфе (ФРГ) отбеливающая глина специальным методом регенерируется, после чего вновь используется для производства минеральных масел. После вторичного использования она употребляется еще раз для производства кирпича. Благодаря такой технологии

достигается более равномерная окраска обожженного кирпича и уменьшается потребность в топливе. Кроме того, сведено к минимуму загрязнение окружающей среды.»[7]

3.3 Меры безопасности при эксплуатации транспортера

Двухзвенные транспортеры ДТ-10П, ДТ-20П, ДТ-30 как и большинство специальных машин являются транспортным средством повышенной опасности, поэтому к их управлению допускаются механики-водители, прошедшие специальную подготовку и получившие удостоверение от квалификационной комиссии на право вождения транспортера данной модели (марки).

Повысить безопасность жизнедеятельности механика-водителя, а также перевозимых на транспортере людей и грузов можно за счет грамотного освоения основных правил эксплуатации транспортера и строгого выполнения при этом мер безопасности.

Категорически запрещается работа на неисправном транспортере.

Перевозка людей в необорудованном кузове второго звена не допускается. Разрешается перевозка людей в кузове второго звена, оборудованном сиденьями, освещением, вентиляцией и надежно действующей сигнализацией между кузовом и кабиной водителя. Водитель при этом должен соблюдать правила ТБ по перевозке людей на грузовых автомобилях.

Перед началом движения водитель обязан убедиться в отсутствии людей между звеньями транспортера и подать предупредительный звуковой сигнал лицам, находящимся вблизи транспортера.

Запрещается работа под транспортером, а также проведение регулировочных и смазочных работ при работающем двигателе.

Работа под звеньями транспортера, приподнятыми с помощью гидроцилиндров вертикального складывания, запрещается независимо от того, зафиксированы звенья демпфером или нет.

Необходимо строго соблюдать противопожарные требования при

пользовании подогревателем.

Запрещается пользоваться отопителем ОВ-65 и подогревателем ПЖД-600 при работе на бензине и оставлять его без наблюдения во время работы.

Особое внимание при эксплуатации транспортера следует обратить на исправность системы управления поворотом и тормозов, а также правильное пользование ими во время движения.

При проведении контрольного осмотра перед выездом из парка и при выполнении номерных ТО необходимо проверить:

уровень масла в баке гидросистемы управления поворотом (уровень масла должен находиться между верхней и нижней отметками щупа);

состояние и крепления трубопроводов, шлангов и кабелей на поворотно-сцепном устройстве (не допускается течь масла, ослабление крепления хомутов, касание о вращающиеся части карданной передачи, намерзание и скопление грязи льда);

состояние поворотно-сцепного устройства гидроцилиндров и пальцев гидроцилиндров (поворотно-сцепное устройство не должно иметь трещин, надломов и деформаций изгиба. Уплотняющие элементы должны плотно прилегать к сопрягаемым поверхностям и не должны иметь надрыв, расслоений и других дефектов. Резьбовые соединения должны быть плотно затянуты).

Утечка воздуха из соединений пневмосистемы тормозов не допускается. Зазор между тормозной лентой и барабаном должен составлять 0,25-2 мм.

При движении транспортера по дорогам и местности не следует допускать резких поворотов на больших скоростях во избежание сбрасывания гусениц.

На скользких участках дороги, чтобы не потерять управление транспортером, повороты необходимо совершать возможно плавнее на низших передачах и на малых оборотах двигателя.

Крутые (от 15° до 35°) затяжные подъемы и спуски преодолеваются на первой или второй передаче, избегая переключения передач и по возможности поворотов.

Повороты на спуске, если их нельзя избежать, выполняются плавно, не

допуская заносов.

Необходимо помнить, что движение наискось, с креном, резко снижает силу тяги, приводит к скольжению гусениц и ухудшению условий преодоления подъема (спуска), а также может вызвать сброс гусениц и опрокидывания транспортера.

По этим же причинам надо стараться избегать поворотов при движении по косогору.

Предельный угол преодолеваемого транспортером ДТ-10 косогора с задерненным грунтом равен 30^0 .

На подъемах и спусках рекомендуется избегать остановок. В случае вынужденной остановки транспортера на подъеме или спуске, надо затормозить его ножным тормозом, выжатую педаль зафиксировать защелкой, затянуть горный тормоз и зафиксировать рычаги.

Если по каким-либо причинам подъем нельзя преодолеть, необходимо, соблюдая меры предосторожности, медленно спуститься назад, включив передачу заднего хода. Спуск при неработающем двигателе запрещается как задним, так и передним ходом.

Особенно надо быть внимательным на скользким и обледенелых спусках, преодолевая их на малых оборотах двигателя по возможности прямолинейно, без поворотов.

Поворот транспортера при движении на плаву осуществляется складыванием звеньев горизонтальной плоскости, аналогично повороту на суше.

При входе в воду и выходе из воды, а также для выравнивания дифферента транспортера при необходимости допускается пользование гидроцилиндрами вертикального складывания, соблюдая при этом осторожность, так как при чрезмерном складывании звеньев (особенно груженных) возможно их затопление.

После того, как звенья транспортера, при выравнивании дифферента, займут требуемое положение, надо запереть гидроцилиндры вертикального складывания демпферами, переводом рычага секции блока кранов «ЦИЛИНДР» в верхнее положение.

4 Технологическая часть

4.1 Обоснование темы технологической части проекта. Назначение изделия, описание конструкции, определение программы выпуска

«Технологический процесс сборки - это совокупность операций по соединению деталей в определенной техничеки и экономически целесообразной последовательности для получения сборочных единиц и изделий, полностью отвечающих установленным для них требованиям.

Разработка технологии сборки машины является составной частью технологической подготовки ее производства. Главными принципами

проектирования процесса сборки, является обеспечение высокого качества изделия, достижения наибольшей производительности и экономичности процесса на основе возможно более применения механизации и автоматизации сборочных работ. Технический и организационный уровень сборки в значительной мере определяет надежность и долговечность машины.

Основой проектирования технологического процесса сборки является:

- определение наиболее рациональной последовательности и установления методов сборки;
- планирование сборочных операций и режимов сборки по элементам;
- выбор и конструирование необходимого инструмента, приспособлений и оборудования;
- назначение технических условий на сборку элементов и общую сборку изделия по операциям;
- выбор методов и средств технического контроля качества сборки;
- становление норм времени на выполнение сборочных операций;
- определение рациональных способов транспортирования деталей, полуфабрикатов и изделий;
- разработка технологической планировки сборочного цеха и необходимой технической документации.»[5]

«Разработка технологического процесса и технологического оснащения должна осуществляться в соответствии со стандартами ЕСТД (Единая система технологической документации) и ЕСТПП (Единая система технологической подготовки производства).

Для разработки технологического процесса сборки машины или сборочной единицы, технологу необходимо иметь:

- сборочные чертежи, характеризующие машину или сборочную единицу с полнотой, необходимой для отчетливого представления конструкции;
- чертежи деталей;
- спецификацию деталей по сборочным единицам;
- технические требования на приемку;
- годовой план выпуска изделий.

При сборке машин и механизмов основные требования сводятся, как правило, к соблюдению точности положения, вращения, линейного перемещения и т.д. основных их узлов и деталей относительно каких либо базовых поверхностей или относительно друг друга, причем точностные характеристик не всегда задаются в явном виде.»[5]

Тормозной механизм предназначен для торможения и остановки машины, удержания ее на склонах и затормаживания на остановках и стоянках. Достигается это путем воздействия штока тормозной пневмокамеры через рычаг управления на кривошип, который воздействует на механизм включения тормоза, обеспечивая необходимый тормозной момент.

Общее количество деталей и сборочных единиц, входящих в конструкцию тормозного механизма составляет 60 шт. Годовая программа выпуска, с учетом необходимого запаса для производства и для ремонтных работ – 1000 шт./год.

Так как имеются детали схожие по конструкции, требуется рабочий соответствующей квалификации. Большинство деталей ориентировано по оси корпуса тормозного механизма, что облегчает технологический процесс его сборки.

При сборке тормозного механизма нет возможности одновременной установки деталей на корпус изделия, однако, конструкция изделия такова, что некоторые детали сопрягаются с корпусом уже в собранном виде, это позволяет параллельно собирать сборочные единицы.

В соединениях с запрессовкой операцию производят очень осторожно, обеспечивая правильное направление прессуемой детали. В процессе сборки применяют сборочный стенд.

4.2 Анализ технологичности конструкции

Под технологичностью конструкции понимается приспособленность изделия к условиям производства.

Технологичность конструкции изделия производится по двум группам оценок, имеющим качественный и количественный характер.

Оценка качественных параметров технологичности конструкции тормозного механизма. Наличие базовой детали и надежных установочных поверхностей. Базовой деталью тормозного механизма является корпус, который объединяет все детали и сборочные единицы этого изделия. Положительным является то, что после перебазировки дальнейший процесс сборки представляет собой установку сборочных единиц, которые, в большинстве своем крепятся к корпусу с помощью резьбовых соединений. После перебазировки корпус так же установлен в специальное приспособление.

Наличие только одной базовой детали и двух, надежных, установочных поверхностей облегчает процесс сборки.

Удобство установки деталей и контроля выполнения сборочных операций.

Наличие сборочных единиц.

В конструкции тормозного механизма имеется несколько сборочных единиц. Это дает возможность подавать на общую сборку меньшее число комплектующих изделий, что упрощает процесс сборки. В то же время это условие дает возможность повысить качество выполнения сборочных соединений.

Возможность применения простых технических средств механизации и автоматизации.

При сборке тормозного механизма необходимо выполнить несколько резьбовых и прессовых соединений. Для этой цели можно использовать специализированный сборочный стенд. Перечень операций в таблице 18.

Составление перечня сборочных работ

Таблица 18 – Перечень сборочных работ

№ опер	Содержание основных и вспомогательных работ	Время t_{on} , мин.
1. Общая сборка тормозного механизма бортового редуктора		
1	2	3
1	Взять корпус тормозного механизма и установить в сборочный стенд	0,02
2	Взять две втулки подшипника скольжения из корзины для деталей	0,03
3	Запрессовать в корпус две втулки подшипника скольжения	0,02

4	Взять манжету уплотнительную из корзины для деталей	0,02
5	Запрессовать в корпус манжету уплотнительную	0,02
6	Взять кривошип и осмотреть его со всех сторон	0,02
7	Установить кривошип во втулки предварительно смазав его смазкой типа "Литол-24"	0,02
8	Взять антифрикционную втулку из корзины для деталей	0,02
9	Напрессовать антифрикционную втулку на шейку кривошипа	0,02
10	Взять рычаг привода и осмотреть его со всех сторон	0,03
11	Установить рычаг привода на шлицевую часть кривошипа	0,03
12	Взять крепежный болт из корзины для метизов	0,03
13	Установить и затянуть болт клеммово-шлицевого соединения	0,03
14	Взять манжету уплотнительную из корзины для деталей	0,02
15	Установить манжету уплотнительную на вал	0,02
16	Взять маслоотражательное кольцо из корзины для деталей	0,02
17	Положить маслоотражательное кольцо в проточку подшипника	0,02
18	Взять подшипник и смазать всего его сопрягаемые поверхности	0,02
19	Запрессовать подшипник в крышку	0,02
20	Совместив отверстия в маслоотражательном кольце и подшипнике, установить вал в сборе с манжетой во внутреннюю обойму подшипника.	0,02
21	При помощи оправки запрессовать манжету в крышку	0,03
22	Взять стопорное кольцо из корзины для деталей	0,02
23	Установить на вал стопорное кольцо подшипника	0,02
24	Взять упорный диск в сборе и осмотреть его со всех сторон	0,02

Продолжение таблицы 18

№опер	Содержание основных и вспомогательных работ	Время $t_{оп}$,
27	Взять гайки крепления из корзины для метизов	0,02
28	Наживить, затянуть и законтрить девять гаек крепления диска	0,03
29	Взять шариковый подшипник из корзины для деталей	0,02
30	Установить шариковый подшипник, обильно смазав посадочное место смазкой "Литол-24"	0,02
31	Взять кольцо управления из корзины для деталей	0,02
32	Установить кольцо управления, при этом шейка кривошипа должна войти в прорезь кольца управления	0,02

33	Взять шарики механизма сервопривода из корзины для деталей	0,02
34	Установить шарики механизма сервопривода, предварительно обильно смазав их смазкой типа "Литол-24"	0,02
35	Взять нажимной диск и осмотреть его со всех сторон	0,02
36	Установить нажимной диск	0,03
37	Взять пружины из корзины для деталей	0,03
38	Установить на штифт пружину	0,03
39	Взять шайбу из корзины для метизов	0,02
40	Предварительно сжав пружину, установить шайбу на шплинт	0,02
41	Взять ограничительное кольцо из корзины для деталей	0,02
42	При помощи разжимных щипцов, установить на вал ограничительное кольцо	0,02
43	Взять внутреннюю обойму подшипника из корзины для деталей	0,02
44	При помощи оправки установить внутреннюю обойму подшипника на вал	0,02
45	Взять стопорное кольцо из корзины для метизов	0,02
46	При помощи щипцов разжимных, установить стопорное кольцо	0,03
47	Взять подшипник и внимательно осмотреть его	0,03
48	Установить во вставку подшипник	0,03
49	Взять стопорное кольцо из корзины для метизов	0,03
50	Установить во вставку стопорное кольцо	0,02
51	Взять подсорку пакета тормозных дисков и осмотреть	0,02
52	Установить подсорку пакета тормозных дисков	0,02
53	Взять вставку и промежуточный корпус и установить на стенд	0,02
54	Установить вставку в промежуточный корпус	0,02
55	Установить промежуточный корпус в сборе с кареткой и пакетом тормозных дисков	0,02

Продолжение таблицы 18

№опер	Содержание основных и вспомогательных работ	Время t_{on} ,
56	Взять болты крепления промежуточного корпуса из корзины	0,03
57	Установить и завинтить болты крепления промежуточного корпуса	0,03
58	Взять и установить стопорные шайбы	0,03
59	Загнуть лепестки стопорных шайб	0,03
60	Взять корпус планетарного и осмотреть со всех сторон	0,02
61	Установить корпус планетарного редуктора	0,02

62	Взять гайки крепления корпуса из корзины для метизов	0,02
63	Установить и затянуть гайки крепления корпуса	0,02
64	Взять подсорку планетарного редуктора	0,02
65	Установить подсорку планетарного редуктора	0,02
66	Взять подсорку передней крышки и осмотреть ее	0,02
67	Установить подсорку передней крышки	0,03
68	Взять винты крепления передней крышки из корзины для метизов	0,03
69	Установить и завинтить 12 винтов крепления передней крышки	0,03
70	Проверить качество выполненной работы и передать сборку далее	0,01
Всего $\sum t_{on}$		1,5

Выбор типа и метода производства. Расчет темпа выпуска

К основным технико-экономическим показателям производства, которые будут использованы в дальнейших расчетах, относятся полугодовой фонд времени и такт выпуска деталей.

Разработка операционной технологии сборки.

При разработке операционной технологии устанавливается последовательность и возможность совмещения переходов на каждой операции, окончательно выбирается оборудование, приспособления и инструменты (или разрабатывается их конструкция), определяются нормы времени выполнения операции и переходов, штучное время, составляются схемы наладок.

Штучное время определяется из выражения:

$$t_{шт.} = t_{оп.} \cdot \left(1 + \frac{t_{обс.} + t_{отд.}}{100} \right);$$

где, $t_{оп.}$ - оперативное время на выполнение сборочных приемов;

$t_{обс.}$ - время организационно-технического обслуживания в процентах от $t_{оп.}$

$t_{отд.}$ - время на отдых в процентах от $t_{оп.}$

Проценты от $t_{оп.}$ для $t_{обс.}$ и $t_{отд.}$ составляют 5 и 4 % соответственно.

Таким образом, суммарное штучно-калькуляционное время сборки будет равно:

$$t_{um.\Sigma} = \sum_{i=1}^n t_{um.} = 1,5 \text{ мин.}$$

Количество рабочих мест рассчитывается по формуле:

$$S_p = \frac{t_{um.\Sigma} \cdot N}{F_D \cdot 60} = 0,96 \quad (77)$$

Принимаю количество рабочих мест равное 1.

Определение коэффициента загрузки оборудования:

$$\eta_z = \frac{S_p}{S_{принят.}} \cdot 100\% = 96 \quad (78)$$

В соотнесении с перечнем сборочных операций, приведённом выше, проводится распределение работ. Здесь будут приведены нормы оперативного времени на механосборочные и второстепенные переходы. Итоги распределения деятельности сводят в соответствующий столбик таблицы 19.

Годовой фонд времени, т.е. общее количество времени, затрачиваемое на изготовление партии деталей за год.

$$F_D = D \cdot C \cdot T_{CM} \cdot K_p = 3888 \text{ ч.}$$

Где $D=248$ дней – число рабочих дней за год;

$C = 2$ – число рабочих смен за день;

$T_{CM}=8$ ч – длительность рабочей смены;

$K_p=0,98$ – коэффициент, учитывающий потери времени на ремонт или замену оборудования.

Такт выпуска деталей определяется по выражению:

$$T = \frac{60 \cdot F_D}{N} = 1,56 \text{ мин/шт} \quad (79)$$

Где $N=150000$ шт.- годовая программа выпуска.

$$\text{Коэффициент серийности: } K_C = \frac{T}{t_{шт,CP}} = 1.41 \quad (80)$$

$t_{шт.ср.}=1,1$ мин.

4.3 Разработка маршрута сборки изделия

«Маршрут сборки – это та последовательность, с которой детали и сборочные единицы более низкого уровня соединяются при сборке в изделия.

При разработке маршрута сборки, а также для лучшего его представления, удобно пользоваться графической схемой, в которой дается необходимая информация о деталях и последовательность их установки в изделие.

4.4 Выбор методов сборки

В зависимости от соотношения требуемой точности соединения и точности соответствующих параметров деталей применяются различные методы сборки:

- полной взаимозаменяемости;
- неполной взаимозаменяемости;
- групповой взаимозаменяемости;
- компенсации и пригонки.

Методы сборки выбираются на основе технико-экономических расчетов, в которых сравниваются затраты на механическую обработку деталей и сборку изделий соответствующим методом.

Метод полной взаимозаменяемости позволяет осуществить наиболее эффективный процесс сборки. Этот метод упрощает в дальнейшем и эксплуатационные расходы, связанные с ремонтом изделий. В то же время он требует наиболее высокой точности размеров деталей.

Особенностью метода полной взаимозаменяемости является то обстоятельство, что полученное соединение соответствует заданным параметрам точности, следовательно, не требует контроля. Маршрут составляется в виде таблицы 19.»[5]

4.5 Выбор типа сборочного оборудования

«В мелкосерийном производстве применение многопозиционного оборудования не целесообразно из-за низкой загрузки и относительно высокой стоимости. В этих условиях находят применение специализированные стенды,

на которых с помощью простейших технических средств осуществляется сборка изделий определенного типа. Специализация стандов достигается тем, что каждая деталь или сборочная единица собираемого изделия помещается в конкретной таре, на рабочей поверхности станда размещаются установочные приспособления, станд снабжается комплектом необходимого инструмента.

Применение сборочных стандов повышает качество изделий и увеличивает производительность работы рабочего.

4.6 Выводы и предложения по технологической части проекта

Таким образом, мной проведён анализ сборки бортового редуктора с проектируемым тормозным механизмом для двухзвенного гусеничного транспортера ДТ-10ПМ семейства «Вездесущий». Выбран маршрут сборки бортового редуктора.»[5] Разработана операционная технология сборки и рассчитан такт выпуска бортового редуктора. Определены основные технико-экономические показатели.

Изготовление данного тормозного механизма относится к мелкосерийному производству. При сборке используется – ручная сборка. При сборке применяется метод полной взаимозаменяемости.

После сопоставления всех произведённых расчётов можно сказать, что бортовой редуктор является технологичным узлом трансмиссии двухзвенного гусеничного транспортера ДТ-10ПМ семейства «Вездесущий».

4.7 Выбор организационной формы сборки

«На выбор организационной формы сборки влияют конструкция изделия, его масса, количество выпускаемых изделий и время (длительность) изготовления. Для крупносерийного производства применяют мобильную поточную сборку, разделяя процесс на операции и перемещая собираемый объект из одного места в другое с помощью механических транспортных устройств.

4.8 Определение уровня автоматизации технологического процесса

сборки и расчет норм времени по переходам

Дифференцируя сборочный процесс на элементарные составляющие, можно выделить следующие главные движения: транспортирование изделия, его установка на позиции сборки, ориентация деталей в пространстве, поштучная выдача в зону сборки, сопряжение, силовое замыкание и контроль качества соединения.

Уровень автоматизации процесса сборки – ручная сборка.

При этом пространственная ориентация деталей, их поштучная выдача в зону сборки, силовое замыкание, перемещение изделия, установка изделия на позиции сборки выполняется вручную.»[5]

Оборудованием для сборки служат верстаки, сборочные станды, ручной инструмент, универсальные приспособления.

Последовательность операций и переходов.

Материалы: ветошь – 0,5кг, смазка «Литол-24» - 0,3 кг.

Инструмент универсальный: стол сборочный, тиски, молоток, отвертка прямая $b=7\text{мм}$, плоскогубцы, керн, набор ключей гаечных – S17x19, S13x14.

Инструмент специальный и приспособления: ключ S17 гаечный торцевой, удлинитель 1130мм, вороток, оправка для установки уплотнительных колец, щипцы разжимные для установки внешних стопорных колец, приспособление для установки и поворота разрезного кольца, оправка для установки внешней обоймы подшипника. Перед каждым переходом необходимо осмотреть деталь на наличие видимых дефектов, удалить с поверхности детали загрязнения, заусенцы обработать напильником. Детали с дефектами отбраковать. Перед установкой протереть деталь ветошью.

4.9 Составление маршрутной технологии

«Метод маршрутизации подразумевает определение последовательности и содержания общих и ключевых методов сбора информации, исходя из технической схемы общего узла и узлов. Важно сформулировать содержание

работы с учетом ее однородности и полноты. О завершении этапа работы свидетельствует целостность соединений при изменении положения или перемещении объектов сборки. Для облегчения серийного и крупносерийного производства в конструкцию включают функции, которые могут быть не охвачены общей сборкой и сборкой узлов, такие как упаковка, мойка, выдув, очистка, приемочный контроль. Технические маршруты производства изделия сведены в таблицу, в которой представлена информация о количестве, наименовании и содержании операций без разграничения технических переходов, технических средств и норм времени. Техническим и сборочным операциям присвоены номера 005, 010 и т.д. В перечень технических маршрутов важно включить функции технического контроля, а также другие вспомогательные функции, такие как наладка, балансировка, монтаж. Название операции сборки определяется типом сборки, типом соединения или узла, а также названием изделия или узла в группе сборки. Информация об оборудовании отображается в виде названия модели без указания модели оборудования.»[5] Маршрутная технология в таблице 19.

Таблица 19 – Маршрутная технология

№ оп	Название операции	Наименование технологических переходов	Используемое оборудование	Время, мин
1	2	3	4	5

005	Общая сборка тормозного механизма бортового редуктора	Взять корпус тормозного механизма и установить в сборочный стенд Запрессовать в корпус две втулки подшипника скольжения Взять манжету уплотнительную из корзины для деталей Запрессовать в корпус манжету уплотнительную Взять кривошип и осмотреть его со всех сторон Установить кривошип во втулки предварительно смазав его смазкой типа "Литол-24" Напрессовать антифрикционную втулку на шейку кривошипа Взять рычаг привода и осмотреть его со всех сторон Установить рычаг привода на шлицевую часть кривошипа Взять крепежный болт из корзины для метизов Установить и затянуть болт клеммово-шлицевого соединения Установить манжету уплотнительную на вал Взять маслоотражательное кольцо из корзины для деталей Положить маслоотражательное кольцо в проточку подшипник Взять подшипник и смазать всего его сопрягаемые поверхности Запрессовать подшипник в крышку Совместив отверстия в маслоотражательном кольце и подшипнике, установить вал в сборе с манжетой во внутреннюю обойму подшипника. При помощи оправки запрессовать манжету в крышку Установить на вал стопорное кольцо подшипника Наживить, затянуть и законтрить девять гаек крепления диска Взять шариковый подшипник из корзины для деталей Установить шариковый подшипник, обильно смазав посадочное место смазкой "Литол-24"	Специальное установочно-зажимное приспособление Грузонесущий подвесной конвейер ЦПК-80Р	1,52
-----	---	--	---	------

Продолжение таблицы 19

№ оп	Название операции	Наименование технологических переходов	Используемое оборудование	Время, мин
005	Общая сборка тормозного	Взять кольцо управления из корзины для деталей Установить кольцо управления, при		1,52

	механизма бортового редуктора	этом шейка кривошипа должна войти в прорезь кольца управления Взять шарики механизма сервопривода из корзины для деталей Установить шарики механизма сервопривода, предварительно обильно смазав их смазкой типа "Литол-24" Взять нажимной диск и осмотреть его со всех сторон Установить нажимной диск Взять пружины из корзины для деталей Установить на штифт пружину Взять шайбу из корзины для метизов Предварительно сжав пружину, установить шайбу на шплинт Взять ограничительное кольцо из корзины для деталей При помощи разжимных щипцов, установить на вал ограничительное кольцо Взять внутреннюю обойму подшипника из корзины для деталей При помощи оправки установить внутреннюю обойму подшипника на вал Взять стопорное кольцо из корзины для метизов При помощи щипцов разжимных, установить стопорное кольцо Взять подшипник и внимательно осмотреть его Установить во вставку подшипник Взять стопорное кольцо из корзины для метизов Установить во вставку стопорное кольцо Взять подсорку пакета тормозных дисков и осмотреть Установить подсорку пакета тормозных дисков Взять вставку и промежуточный корпус и установить на стенд		
--	-------------------------------------	---	--	--

Продолжение таблицы 19

№ оп	Название операции	Наименование технологических переходов	Используемое оборудование	Время, мин
---------	----------------------	---	------------------------------	---------------

005	Общая сборка тормозного механизма бортового редуктора	Установить вставку в промежуточный корпус Установить промежуточный корпус в сборе с кареткой и пакетом тормозных дисков Взять болты крепления промежуточного корпуса из корзины Установить и завинтить болты крепления промежуточного корпуса Взять и установить стопорные шайбы Загнуть лепестки стопорных шайб Взять корпус планетарного и осмотреть со всех сторон Установить корпус планетарного редуктора Взять гайки крепления корпуса из корзины для метизов Установить и затянуть гайки крепления корпуса Взять подсборку планетарного редуктора Установить подсборку планетарного редуктора Взять подсборку передней крышки и осмотреть ее Установить подсборку передней крышки Взять винты крепления передней крышки из корзины для метизов Установить и завинтить 12 винтов крепления передней крышки Проверить качество выполненной работы и передать сборку далее	Специальное установочно-зажимное приспособление Грузонесущий подвесной конвейер ЦПК-80Р	1,52
-----	---	---	---	------

Вывод

В ходе технологической разработки данной работы была составлена блок-схема и доработана маршрутная технология, которая представлена в формате А1.

5 Экономическая эффективность проекта

К параметрам эффективности инвестиционного проекта относятся чистый дивиденд, чистый дисконтированный дивиденд, внутренняя норма доходности, рентабельность инвестиций и трудозатрат, а также период рентабельности инвестиционного проекта. Чистая прибыль является результатом денежных потоков проекта и рассчитывается как сумма притоков и оттоков денежных средств за период реализации проекта. Стоит отметить, что дисконтированная чистая прибыль остается неизменной при учете только ставки дисконтирования. Вторая формула расчета дисконтированной чистой прибыли - это чистая прибыль проекта, которая представляет собой прибыль после амортизации минус капитальные затраты проекта. Кроме того, для определения эффективности проекта на ранней стадии оценивается внутренняя норма прибыли. Она рассчитывается как значение внутренней нормы доходности E_u или E по отношению к ставке дисконтирования, когда дисконтированный чистый платеж равен нулю.

Если внутренняя норма доходности выше ставки дисконтирования, чистая приведенная стоимость может быть положительной, что свидетельствует о потенциальной жизнеспособности инвестиционного проекта. И наоборот, если внутренняя норма доходности ниже ставки дисконтирования, чистая приведенная стоимость инвестиционного проекта может быть отрицательной, что свидетельствует о его потенциальной нецелесообразности. Еще один показатель, который можно рассмотреть, - это индекс рентабельности проекта. Существует два вида индекса рентабельности: коэффициент затрат и рентабельность инвестиций.

Существует два вида нормы прибыли: коэффициент затрат и рентабельность инвестиций. Коэффициент эффективности/затрат рассчитывается путем деления чистых затрат на проект на его чистые результаты. Рентабельность инвестиций обычно рассчитывается путем деления чистой приведенной стоимости на дисконтированные капитальные вложения в проект плюс один. Еще один показатель - срок окупаемости проекта, который

представляет собой время между началом реализации проекта и возвратом инвестиций. Срок амортизации, в зависимости от типа периода окупаемости, - это период, в течение которого общая чистая приведенная стоимость денежных потоков превышает вложенный в проект капитал. Существует два типа амортизационных периодов: дисконтированный и недисконтированный. Кумулятивные недисконтированные денежные потоки рассчитываются или включаются в расчет дисконтированных амортизационных периодов. Рекомендуется учитывать недисконтированные денежные потоки при расчете простых сроков окупаемости. Хотя срок окупаемости не является основным показателем эффективности, это ограничение, которое обычно учитывается при оценке проектов. Поэтому его следует включать во все оценки проектов и, в принципе, учитывать при определении дисконтированного срока окупаемости денежных потоков по проекту. Важно сохранять профессиональный тон во всем тексте.

Однако важно отметить, что продуктивность инвестиционного проекта обычно оценивается по двум ключевым критериям: чистой приведенной стоимости и рентабельности инвестиций. Эти критерии дают ценную информацию о потенциальном успехе или провале проекта. В частности, если чистая приведенная стоимость больше нуля, а индекс рентабельности больше единицы, то проект, как правило, считается эффективным и рекомендуется к реализации.

Исходные данные представлены в таблице 20. Расчетные данные представлены в таблицах 21, 22, 23.

Расчет себестоимости проектируемого узла автомобиля

«Таблица 20 - Исходные данные

Наименование	Обозн	Ед.изм.	Значение
Годовая программа выпуска изделия	$V_{год.}$	шт.	150000
Коэффициент страховых взносов в ПФР, ФОМС, ФСС	$E_{соц.н.}$	%	30
Коэффициент общезаводских расходов	$E_{обзав.}$	%	197
Коэффициент коммерческих (внепроизводственных) расходов	$E_{ком.}$	%	0,29
Коэффициент расходов на содержание и эксплуатацию оборудования	$E_{обор.}$	%	194
Коэффициенты транспортно – заготовительных расходов	$K_{тзр.}$	%	1,45
Коэффициент цеховых расходов	$E_{цех.}$	%	172
Коэффициент расходов на инструмент и оснастку	$E_{инстр.}$	%	3
Коэффициент рентабельности и плановых накоплений	$K_{рент.}$	%	30
Коэффициент доплат или выплат не связанных с работой на производстве	$K_{вып.}$	%	14
Коэффициент премий и доплат за работу на производстве	$K_{прем.}$	%	12
Коэффициент возвратных отходов	$K_{вот.}$	%	1
Часовая тарифная ставка 5-го разряда	$Cp5$	руб.	95,29
Часовая тарифная ставка 6-го разряда	$Cp6$	руб.	99,44
Часовая тарифная ставка 7-го разряда	$Cp7$	руб.	103,53
Коэффициент капиталообразующих инвестиций	$K_{инв.}$	%	0,15

Расчет статьи затрат "Сырьё и материалы" производится по формуле:

$$\Sigma M = \Sigma C_{mi} \cdot Q_{mi} + (K_{тзр}/100 - K_{вот}/100) \quad (81)$$

где C_{mi} - оптовая цена материала i-го вида, руб.,

Q_{mi} – норма расхода материала i-го вида, кг, м.

$K_{тзр}$ – коэффициент транспортно-заготовительных расходов, %

$K_{вот}$ – коэффициент возвратных отходов, %.»[8]

«Таблица 21- Расчет затрат на сырье и материалы

Наименование	Ед. изм	Цена за ед.изм,руб	Норма расхода	Сумма, руб
Литье СЧ-21	кг	145,5	1,54	224,07
Прокат Сталь 3	кг	47,36	1,55	73,41
Поковка 20ХГНМ	кг	130,07	1,98	257,54
Бронза (отходы)	кг	3,1	1,78	5,52
Штамповка Сталь 20	кг	134,72	1,3	175,14
Черные металлы (отходы)	кг	4,7	2,8	13,16
Итого				748,83
<i>Ктзр</i>		1,45		10,86
<i>Квот</i>		1		7,49
Всего				767,18

$M = 767,18$ руб.

Расчет статьи затра "Покупные изделия" производится по формуле:

$$\Sigma \Pi u = \Sigma C_i \cdot n_i + K_{тзр} / 100 \quad (82)$$

где C_i -оптовая цена покупных изделий и полуфабрикатов i -го вида, руб.

n_i -количество покупных изделий и полуфабрикатов i -го вида, шт.

Таблица 22- Покупные изделия

Наименование	Ед. изм	Цена за ед.,руб	Кол-во, шт	Сумма, руб
Электромагнит	шт.	1750,54	2	3501,08
Электроклапан	шт.	1358,88	2	2717,76
Кожух	шт.	254,45	2	508,90
Электропровода	шт.	554,88	2	1109,76
Втулка резиновая	шт.	35,68	4	142,72
Болт	шт.	111,54	4	446,16
Итого				8426,38
<i>Ктзр</i>		1,45		122,18
Всего				8548,56

$\Pi u = 8548,56$ руб.

"Основная заработная плата производственных рабочих"

$$Z_o = Z_t (1 + K_{прм} / 100) \quad (83)$$

где Z_t – тарифная заработная плата, руб., которая рассчитывается по формуле: »[8]

$$\ll Zm = Cp.i \cdot Ti \quad (84)$$

где $Cp.i$ – часовая тарифная ставка, руб.,

Ti – трудоемкость выполнения операции, час.

$K_{прем.}$ – коэффициент премий и доплат, связанных с работой на производстве, %.

Таблица 23- Расчет затрат на выполнение операций

Виды операций	Разряд работы	Трудо-ёмкость	Часовая тарифная ставка, руб	Тарифная зарплата, руб
Заготовительная	5	0,58	95,29	55,27
Токарная	6	0,59	99,44	58,67
Фрезерная	5	0,45	95,29	42,88
Термообработка	7	0,85	103,53	88,00
Шлифовальная	5	1,85	95,29	176,29
Сборочная	7	2,20	103,53	227,77
Итого				648,87
$K_{прем}$		12		77,86
Всего				726,74

$$Zo = 726,74 \text{ руб.}$$

$$Z_{дон} = Zo \cdot K_{вып} \quad (85)$$

где $K_{вып}$ - коэффициент доплат или выплат не связанных с работой на производстве

$$Z_{дон} = 726,74 \cdot 0,14 = 101,74 \text{ руб.}$$

Расчет статьи затрат "Страховые взносы в ПФР, ФОМС, ФСС"

$$C_{соц.н.} = (Zo + Z_{дон}) \cdot E_{соц.н.} / 100 \quad (86)$$

где $E_{соц.н.}$ - коэффициент страховых взносов в ПФР, ФОМС, ФСС, %

$$C_{соц.н.} = (726,74 + 101,74) \cdot 0,3 = 248,54 \text{ руб.}$$

$$C_{сод.обор.} = Zo \cdot E_{обор.} / 100 \quad (87)$$

где $E_{обор.}$ - коэффициент расходов на содержание и эксплуатацию оборудования, %; »[8]

$$\text{«Ссод.обор.} = 726,74 \cdot 1,94 = 1409,87 \text{ руб.}$$

Расчет статьи затрат Цеховые расходы выполняются по формуле:

$$C_{цех} = Z_o \cdot E_{цех} / 100 \quad (88)$$

где $E_{цех}$ - коэффициент цеховых расходов, %

$$C_{цех} = 726,74 \cdot 1,72 = 1249,99 \text{ руб.}$$

Расходы на инструмент и оснастку

$$C_{инстр.} = Z_o \cdot E_{инстр.} / 100 \quad (89)$$

где $E_{инстр.}$ - коэффициент расходов на инструмент и оснастку, %

$$C_{инстр.} = 726,74 \cdot 0,03 = 21,80 \text{ руб.}$$

Расчет цеховой себестоимости выполняется по формуле:

$$C_{цех.с.с.} = M + \Pi + Z_o + C_{соц.н.} + Z_{доп.} + C_{сод.обор.} + C_{цех.} + C_{инстр.} \quad (90)$$

$$C_{цех.с.с.} = 767,18 + 8548,56 + 726,74 + 248,54 + 101,74 + 1409,87 + 1249,99 + 21,80 = 13074,42 \text{ руб.}$$

Расчет статьи затрат Общезаводские расходы

$$C_{обзав.} = Z_o \cdot E_{обзав.} / 100 \quad (91)$$

где $E_{обзав.}$ - коэффициент общезаводских расходов, %

$$C_{обзав.} = 726,74 \cdot 1,97 = 1431,67 \text{ руб.}$$

Расчет общезаводской себестоимости выполняется по формуле:

$$C_{об.зав.с.с.} = C_{обзав.} + C_{цех.с.с.} \quad (92)$$

$$C_{об.зав.с.с.} = 1431,67 + 13074,42 = 14506,09 \text{ руб.}$$

Расчет статьи Коммерческие расходы выполняется по формуле:

$$C_{ком.} = C_{об.зав.с.с.} \cdot E_{ком.} / 100 \quad (93)$$

где $E_{ком.}$ - коэффициент коммерческих расходов

$$C_{ком.} = 14506,09 \cdot 0,0029 = 42,07 \text{ руб.} \text{ »[8]}$$

«Расчет полной себестоимости выполняется по формуле:

$$Сполн.с.с. = Соб.зав.с.с. + Ском. \quad (94)$$

$$Сполн.с.с. = 14506,09 + 42,07 = 14548,15 \text{ руб.}$$

Расчет отпускной цены для базового и проектируемого изделия

$$Цотп.б. = Сполн.с.с. \cdot (1 + Крент/100) \quad (95)$$

где *Крент.* - коэффициент рентабельности и плановых накоплений, %

$$Цотп.б. = 14548,15 \cdot (1 + 0,3) = 18912,60 \text{ руб.}$$

Сравнительная калькуляция в таблице 24.

Таблица 24- Сравнительная калькуляция себестоимости базового и проектируемого изделия

Наименование показателей	Обозначение	Затраты на единицу изделия (база)	Затраты на единицу изделия (проект)
Стоимость основных материалов	<i>М</i>	843,89	767,18
Стоимость покупных изделий	<i>Пи</i>	8548,56	8548,56
Основная заработная плата производственных рабочих	<i>Зо</i>	726,74	726,74
Дополнительная заработная плата производственных рабочих	<i>Здоп.</i>	101,74	101,74
Страховые взносы	<i>Ссоц.н.</i>	248,54	248,54
Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования	<i>Ссод.обор.</i>	1409,87	1409,87
Цеховые расходы	<i>Сцех.</i>	1249,99	1249,99
Расходы на инструмент и оснастку	<i>Синстр.</i>	21,80	21,80
Цеховая себестоимость	<i>Сцех.с.с.</i>	13151,14	13074,42
Общезаводские расходы	<i>Собзав.</i>	1431,67	1431,67
Общезаводская себестоимость	<i>Соб.зав.с.с.</i>	14582,80	14506,09
Коммерческие расходы	<i>Ском.</i>	42,29	42,07
Полная себестоимость	<i>Сполн.с.с.</i>	14625,09	14548,15
Отпускная цена	<i>Цотп.</i>	19012,62	19012,62»[8]

Расчет точки безубыточности.

«Определение переменных затрат:

$$З_{перем.уд.б.} = M + \Pi_{и} + З_{о} + З_{дон} + C_{соц.н.} \quad (96)$$

$$З_{перем.уд.пр.} = M + \Pi_{и} + З_{о} + З_{дон} + C_{соц.н.} \quad (97)$$

$$\begin{aligned} З_{перем.уд.б.} &= 843,89 + 8548,56 + 726,74 + 101,74 + 248,54 = \\ &= 10469,48 \text{ руб.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} З_{перем.уд.пр.} &= 767,18 + 8548,56 + 726,74 + 101,74 + 248,54 = \\ &= 10392,76 \text{ руб.} \end{aligned}$$

на годовую программу выпуска изделия:

$$З_{перем.б.} = З_{перем.уд.б.} \cdot V_{год} \quad (98)$$

$$З_{перем.пр.} = З_{перем.уд.пр.} \cdot V_{год} \quad (99)$$

где $V_{год}$ - объём производства

$$З_{перем.б.} = 10469,48 \cdot 150000 = 1570421953,99 \text{ руб.}$$

$$З_{перем.пр.} = 10392,7 \cdot 150000 = 1558914299,74 \text{ руб.}$$

$$З_{пост.уд.б.} = C_{сод.обор.} + C_{инстр.} + C_{цех.} + C_{обзав.} + C_{ком.} \quad (100)$$

$$З_{пост.уд.пр.} = C_{сод.обор.} + C_{инстр.} + C_{цех.} + C_{обзав.} + C_{ком.} \quad (101)$$

$$\begin{aligned} З_{пост.уд.б.} &= 1409,87 + 21,80 + 1249,99 + 1431,67 + 42,29 = \\ &= 4155,62 \text{ руб.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} З_{пост.уд.пр.} &= 1409,87 + 21,80 + 1249,99 + 1431,67 + 42,07 = \\ &= 4155,39 \text{ руб.} \end{aligned}$$

на годовую программу выпуска изделия:

$$З_{пост.б.} = З_{пост.уд.б.} \cdot V_{год} \quad (102)$$

$$З_{пост.пр.} = З_{пост.уд.пр.} \cdot V_{год} \quad (103)$$

$$\text{«Зпост.б.} = 4155,62 \cdot 150000 = 623342261,76 \text{ руб.}$$

$$\text{Зпост.пр.} = 4155,39 \cdot 150000 = 623308889,56 \text{ руб.}$$

Определение амортизационных отчислений:

$$\text{Ам.уд.} = (\text{Ссод.обор.} + \text{Синстр.}) \cdot H_A / 100 \quad (104)$$

где H_A - доля амортизационных отчислений, %

$$H_A = 12 \%$$

$$\text{Ам.уд.} = (1409,87 + 21,80) \cdot 12 / 100 = 171,80 \text{ руб.}$$

Расчет полной себестоимости годовой программы выпуска изделия:

$$\text{Сполн.год.пр.} = \text{Сполн.с.с.} \cdot V_{\text{год}} \quad (105)$$

$$\text{Сполн.год.пр.} = 14548,15 \cdot 150000 = 2182223189,31 \text{ руб.}$$

Расчет выручки от реализации изделия:

$$\text{Выручка} = \text{Цотп.пр.} \cdot V_{\text{год}} \quad (106)$$

$$\text{Выручка} = 19012,62 \cdot 150000 = 2851893480,48 \text{ руб.}$$

Расчет маржинального дохода:

$$\text{Дмарж.} = \text{Выручка} - \text{Зперем.пр.} \quad (107)$$

$$\text{Дмарж.} = 2851893480,48 - 1558914299,74 = 1292979180,73 \text{ руб.}$$

Расчет критического объема продаж:

$$\text{Акрит.} = \text{Зпост.пр.} / (\text{Цотп.пр.} - \text{Зперем.уд.пр.}) \quad (108)$$

$$\text{Акрит.} = 623308889,56 / (19012,62 - 10392,76) = 72310,78 \text{ руб.}$$

$$\text{Акрит.} = 72315 \text{ руб.} \text{ »[8]}$$

Расчет коммерческой эффективности проекта.

«

$$\Delta = \frac{V_{\text{мак}} - A_{\text{крит}}}{n - 1} \quad (109)$$

где $V_{\text{мак}} = V_{\text{год}}$ – максимальный объём продукции, шт.

$A_{\text{крит}}$ – критический объём продаж проектируемого изделия, шт.

n – количество лет, с учётом предпроизводственной подготовки.

$$\Delta = \frac{150000 - 72315}{6 - 1} = 15537 \text{ шт.}$$

Объём продаж по годам:

$$V_{\text{прод.}i} = A_{\text{крит}} + i\Delta \quad (110)$$

где – $V_{\text{прод.}i}$ – объём продаж в i - году, шт.

$$V_{\text{прод.}1} = 72315 + 1 \cdot 15537 = 87852 \text{ шт.}$$

$$V_{\text{прод.}2} = 72315 + 2 \cdot 15537 = 103389 \text{ шт.}$$

$$V_{\text{прод.}3} = 72315 + 3 \cdot 15537 = 118926 \text{ шт.}$$

$$V_{\text{прод.}4} = 72315 + 4 \cdot 15537 = 134463 \text{ шт.}$$

$$V_{\text{прод.}5} = 72315 + 5 \cdot 15537 = 150000 \text{ шт.}$$

Выручка по годам:

$$\text{Выручка.}i = \text{Цотп.} \cdot V_{\text{прод.}i} \quad (111)$$

$$\text{Выручка.}1 = 19012,62 \cdot 87852 = 1670296973,65 \text{ руб.}$$

$$\text{Выручка.}2 = 19012,62 \cdot 103389 = 1965696100,35 \text{ руб.}$$

$$\text{Выручка.}3 = 19012,62 \cdot 118926 = 2261095227,06 \text{ руб.}$$

$$\text{Выручка.}4 = 19012,62 \cdot 134463 = 2556494353,77 \text{ руб.}$$

$$\text{Выручка.}5 = 19012,62 \cdot 150000 = 2851893480,48 \text{ руб.}$$

»[8]

«Переменные затраты

для базового варианта:

$$З_{перем.б.i} = З_{перем.уд.б.} \cdot V_{прод.i} \quad (112)$$

$$З_{перем.б.1} = 10469,48 \cdot 87852 = 919764730,01 \text{ руб.}$$

$$З_{перем.б.2} = 10469,48 \cdot 103389 = 1082429036,01 \text{ руб.}$$

$$З_{перем.б.3} = 10469,48 \cdot 118926 = 1245093342,00 \text{ руб.}$$

$$З_{перем.б.4} = 10469,48 \cdot 134463 = 1407757648,00 \text{ руб.}$$

$$З_{перем.б.5} = 10469,48 \cdot 150000 = 1570421953,99 \text{ руб.}$$

для проектного варианта:

$$З_{перем.пр.i} = З_{перем.уд.пр.} \cdot V_{прод.i} \quad (113)$$

$$З_{перем.пр.1} = 10392,76 \cdot 87852 = 913024927,07 \text{ руб.}$$

$$З_{перем.пр.2} = 10392,76 \cdot 103389 = 1074497270,24 \text{ руб.}$$

$$З_{перем.пр.3} = 10392,76 \cdot 118926 = 1235969613,41 \text{ руб.}$$

$$З_{перем.пр.4} = 10392,76 \cdot 134463 = 1397441956,58 \text{ руб.}$$

$$З_{перем.пр.5} = 10392,76 \cdot 150000 = 1558914299,74 \text{ руб.}$$

Амортизация (определяется только для проектного варианта):

$$Ам. = Ам.уд. \cdot V_{год} \quad (114)$$

$$Ам. = 171,80 \cdot 150000 = 25770053,45 \text{ руб.}$$

Полная себестоимость

для базового варианта:

$$С_{полн.б.i} = З_{перем.б.i} + З_{пост.б} \quad (115)$$

$$С_{полн.б.1} = 919764730,01 + 623342261,76 = 1543106991,77 \text{ руб.}$$

$$С_{полн.б.2} = 1082429036,01 + 623342261,76 = 1705771297,77 \text{ руб.} \\ \gg [8]$$

$$\text{«Сполн.б.3} = 1245093342,00 + 623342261,76 = 1868435603,76 \text{ руб.}$$

$$\text{Сполн.б.4} = 1407757648,00 + 623342261,76 = 2031099909,76 \text{ руб.}$$

$$\text{Сполн.б.5} = 1570421953,99 + 623342261,76 = 2193764215,75 \text{ руб.}$$

для проектного варианта:

$$\text{Сполн.пр.}i = \text{Зперем.пр.}i + \text{Зпост.пр.} \quad (116)$$

$$\text{Сполн.пр.1} = 913024927,07 + 623308889,56 = 1536333816,64 \text{ руб.}$$

$$\text{Сполн.пр.2} = 1074497270,24 + 623308889,56 = 1697806159,81 \text{ руб.}$$

$$\text{Сполн.пр.3} = 1235969613,41 + 623308889,56 = 1859278502,97 \text{ руб.}$$

$$\text{Сполн.пр.4} = 1397441956,58 + 623308889,56 = 2020750846,14 \text{ руб.}$$

$$\text{Сполн.пр.5} = 1558914299,74 + 623308889,56 = 2182223189,31 \text{ руб.}$$

Налогооблагаемая прибыль по годам:

$$\text{Пр.обл.}i = (\text{Выручка} - \text{Сполн.пр.}i) - (\text{Выручка} - \text{Сполн.б.}i) \quad (117)$$

$$\begin{aligned} \text{Пр.обл.1} = & (1670296973,65 - 1536333816,64) - (1670296973,65 - \\ & - 1543106991,77) = 6773175,14 \text{ руб.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Пр.обл.2} = & (1965696100,35 - 1697806159,81) - (1965696100,35 - \\ & - 1705771297,77) = 7965137,96 \text{ руб.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Пр.обл.3} = & (2261095227,06 - 1859278502,97) - (2261095227,06 - \\ & - 1868435603,76) = 9157100,79 \text{ руб.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Пр.обл.4} = & (2556494353,77 - 2020750846,14) - (2556494353,77 - \\ & - 2031099909,76) = 10349063,62 \text{ руб.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Пр.обл.5} = & (2851893480,48 - 2182223189,31) - (2851893480,48 - \\ & - 2193764215,75) = 11541026,44 \text{ руб.} \end{aligned}$$

Налог на прибыль – 20% от налогооблагаемой прибыли по годам

$$\text{Нпр.}i = \text{Пр.обл.}i \cdot 0,20 \quad (118)$$

$$\text{Нпр.1} = 6773175,14 \cdot 0,20 = 1354635,03 \text{ руб.}$$

$$\text{Нпр.2} = 7965137,96 \cdot 0,20 = 1593027,59 \text{ руб.} \text{ »[8]}$$

$$\llcorner \text{Нпр.3} = 9157100,79 \cdot 0,20 = 1831420,16 \text{ руб.}$$

$$\text{Нпр.4} = 10349063,62 \cdot 0,20 = 2069812,72 \text{ руб.}$$

$$\text{Нпр.5} = 11541026,44 \cdot 0,20 = 2308205,29 \text{ руб.}$$

Прибыль чистая по годам

$$\text{Пр.ч.}i = \text{Пр.обл.}i - \text{Нпр.}i \quad (119)$$

$$\text{Пр.ч.1} = 6773175,14 - 1354635,03 = 5418540,11 \text{ руб.}$$

$$\text{Пр.ч.2} = 7965137,96 - 1593027,59 = 6372110,37 \text{ руб.}$$

$$\text{Пр.ч.3} = 9157100,79 - 1831420,16 = 7325680,63 \text{ руб.}$$

$$\text{Пр.ч.4} = 10349063,62 - 2069812,72 = 8279250,89 \text{ руб.}$$

$$\text{Пр.ч.5} = 11541026,44 - 2308205,29 = 9232821,15 \text{ руб.}$$

Расчет экономии

$$\text{Пр.ож.д.} = \text{Цотп.} \cdot \text{Д2/Д1} - \text{Цотп.} \quad (120)$$

где Д1 и Д2 - долговечность изделия соответственно по базовому и проектируемому варианту

$$\text{Д1} = 100000 \text{ циклов}$$

$$\text{Д2} = 140000 \text{ циклов}$$

$$\text{Пр.ож.д.} = 19012,62 \cdot 140000 / 100000 - 19012,62 = 7605,05 \text{ руб.}$$

Следовательно, текущий чистый доход (накопленное сальдо) составит:

$$\text{ЧД}i = \text{Пр.ч.}i + \text{Ам} + \text{Пр.ож.д.} \cdot \text{Vпрод.}i \quad (121)$$

$$\text{ЧД1} = 5418540,11 + 25770053,45 + 7605,05 \cdot 87852 = 699307383,02 \text{ руб}$$

$$\text{ЧД2} = 6372110,37 + 25770053,45 + 7605,05 \cdot 103389 = 818420603,97 \text{ руб}$$

$$\text{ЧД3} = 7325680,63 + 25770053,45 + 7605,05 \cdot 118926 = 937533824,91 \text{ руб}$$

$$\text{ЧД4} = 8279250,89 + 25770053,45 + 7605,05 \cdot 134463 = 1056647045,85 \text{ руб}$$

$$\text{ЧД5} = 9232821,15 + 25770053,45 + 7605,05 \cdot 150000 = 1175760266,80 \text{ руб} \\ \gg [8]$$

«Дисконтирование денежного потока.

$$\alpha_{ti} = 1/(1 + Ecm.i)^t \quad (122)$$

где $Ecm.i$ - процентная ставка на капитал

t - год приведения затрат и результатов

$$Ecm. = 10 \%$$

$$\alpha_1 = 0,909 \quad \alpha_2 = 0,826 \quad \alpha_3 = 0,751 \quad \alpha_4 = 0,863 \quad \alpha_5 = 0,621$$

$$ДСП_i = ЧД_i \cdot \alpha_i \quad (123)$$

$$ДСП_1 = 699307383,02 \cdot 0,909 = 635670411,17 \text{ руб.}$$

$$ДСП_2 = 818420603,97 \cdot 0,826 = 676015418,88 \text{ руб.}$$

$$ДСП_3 = 937533824,91 \cdot 0,751 = 704087902,51 \text{ руб.}$$

$$ДСП_4 = 1056647045,85 \cdot 0,863 = 911886400,57 \text{ руб.}$$

$$ДСП_5 = 1175760266,80 \cdot 0,621 = 730147125,68 \text{ руб.}$$

Суммарное дисконтированное сальдо суммарного потока

$$\Sigma ДСП = \Sigma ДСП_i \quad (124)$$

$$\Sigma ДСП = 635670411,17 + 676015418,88 + 704087902,51 +$$

$$+ 911886400,57 + 730147125,68 = 3657807258,80 \text{ руб.}$$

Расчет потребности в капиталобразующих инвестициях составляет:

$$Jo = K_{инв} \cdot \Sigma Сполн.пр.i \quad (125)$$

где $K_{инв.}$ – коэффициент капиталобразующих инвестиций.

$$Jo = 0,15 \cdot (1536333816,64 + 1697806159,81 + 1859278502,97 +$$

$$+ 2020750846,14 + 2182223189,31) = 1394458877,23 \text{ руб.} \text{ »[8]}$$

«Чистый дисконтированный доход равен:

$$ЧДД = \Sigma ДСП - J_0 \quad (126)$$

$$ЧДД = 3657807258,80 - 1394458877,23 = 2263348381,57 \text{ руб.}$$

Индекс доходности определяется по следующей формуле:

$$JD = ЧДД / J_0 \quad (127)$$

$$JD = 2263348381,57 / 1394458877,23 = 1,62$$

Срок окупаемости проекта

$$Токуп. = J_0 / ЧДД \quad (128)$$

$$Токуп. = 1394458877,23 / 2263348381,57 = 0,62$$

На рисунке 19 представлен график зависимости налогооблагаемой прибыли от объема продаж.



Рисунок 19 - График зависимости налогооблагаемой прибыли от объема продаж. »[8]

Выводы и рекомендации

В рамках технической программы были проведены мероприятия, которые привели к увеличению транспортных ресурсов, что привело к положительному экономическому эффекту с идентификатором 1,62. Однако важно отметить, что внедрение серийного производства деталей автомобиля, которое является основным затратным показателем дизайн-проекта, достаточно высоко.

Эта информация была получена в результате экономических расчетов. Эффективность социальной инженерии можно оценить по тому, принесет ли внедренная производственная система ожидаемые выгоды. По расчетам, производство автомобилей в рамках данного проекта может принести чистую прибыль в размере 2 263 348 381,57 рублей. Кроме того, риск проекта считается низким, о чем свидетельствует расчетный срок окупаемости, составляющий всего 0,62 года. Данные, полученные в результате вышеупомянутых расчетов, потенциально могут привести автомобильную промышленность в новое русло.

Заключение

Применение усовершенствованной тормозной системы на транспортерах семейства «Витязь» позволит исключить недостатки старой тормозной системы, а именно: плохой теплоотвод от тормозных механизмов вследствие чего происходило быстрое изнашивание фрикционных материалов, трудоемкость проведения технического обслуживания вследствие труднодоступности к тормозным механизмам, запаздывания тормозов второго звена вследствие большого расстояния между тормозным краном и тормозными механизмами второго звена, малоэффективная конструкция устройства распределения и поддержания зазора между накладками и барабаном.

Разрабатываемый дисковый тормоз позволяет повысить долговечность тормозной системы транспортного средства на 20-30%.

В разработке применены стандартные и покупные изделия, серийно выпускаемые промышленностью - подшипники, диски, крепежные изделия и т.д. Коэффициент применяемости унифицированных и стандартных деталей составляет не менее 0,5.

Электронное управление приводом позволило автоматически и с достаточной точностью обеспечить оптимальное регулирование тормозных сил АТС, реализовать нужное соотношение эффективности торможения его звеньев, позволило оперативно и глубоко контролировать работоспособность тормозного привода. Возложение управляющих функций на электронику существенно упростило механические элементы привода, облегчило их обслуживание и повысило надежность.

Результаты оценки технико-экономической и военной эффективности данной тормозной системы дают основания утверждать, что она имеет достаточно высокую эффективность.

Список используемых источников

1. Автомобили / А. В. Богатырев, Ю. К. Есеновский-Лашков, М. Л. Насоновский, В. А. Чернышев. Под ред. А. В. Богатырева. - М.: Колос, 2004. - 496 с.
2. Автомобили: Техническое обслуживание ремонт расчеты / В.Н.Барун, Р. А. Азаматов, В. А. Трынов и др. - М.: Транспорт, 1984. 251 с.
3. Автомобиль: Основы конструкции: Учеб, для ВУЗов специальности «Автомобили и автомобильное хозяйство»/ Н. Вишняков, В. К. Вахламов А. Н. Нарбут и др. - 2-е изд. перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1986, -304 с.
4. Анохин В. И. Отечественные автомобили. М.: Машиностроение, 1977. 592с.
5. Анурьев В.И. Справочник технолога машиностроителя / В.И. Анурьев;. – М. : Машиностроение, 1980. – 688 с.
6. Бюллетень нормативных актов федеральных органов исполнительной власти, № 39,2003; Информационный фонд НТЦ "Система".
7. Горина Л.Н. Обеспечение безопасности труда на производстве / Л.Н. Горина;. - Тольятти 2002. – 34 с.
8. Капрова В.Г. Методические указания по технико-экономическому обоснованию дипломного проекта конструкторского и исследовательского направлений для студентов специальности 150100 – “Авто-мобиле- и тракторостроение”. / В.Г.Капрова;. Тольятти: ТГУ. 2003. – 50 с.
9. Кисуленко Б.В. Краткий автомобильный справочник. Легковые автомобили. / Б.В. Кисуленко, – М. :Автополис-плюс, 2005. - 482 с.
10. Кузнецов Б.А Краткий автомобильный справочник / Б.А. Кузнецов. - М. : Транспорт, 1984. – 250 с.
11. Куклин Н.Г. Детали машин / Н.Г. Куклин;. – М. : Высшая школа, 1973. - 384с.
12. Лукин П.П. Конструирование и расчёт автомобиля / П.П. Лукин;.

– М. : Машиностроение, 1984. -376 с.

13. Лысов М.И. Машиностроение / М.И. Лысов;. - М.: Машиностроение, 1972.–233 с.

14. Малкин, В.С. Конструкция и расчет автомобиля / В.С. Малкин; - КуАИ, 1978. – 195 с.

15. Осепчугов В.В.; Автомобиль: анализ конструкций, элементы расчета / В.В. Осепчугов; А.К. Фрумкин; - М. : Машиностроение, 1989.-304с.

16. Пехальский А. И. Устройство автомобилей: учебник для студ. Учреждений сред. проф. образования / А. И. Пехальский, И. А. Пехальский. - 2-е изд., стер. - М.: Издательский центр «Академия», 2006. - 528 с.

17. Писаренко, Г.С. Справочник по сопротивлению материалов / Г.С. Писаренко; - Киев: Наукова думка, 1988.-736с.

18. Раскин А.М., Основы расчета и указания к дипломному проектированию агрегатов шасси автомобиля / А.М. Раскин; А.Ф. Яшин; - Саратов: Ротапринт, 1975.-68с.

19. Родичев В. А. Устройство и ТО грузовых автомобилей: Учебник водителя автотранспортных средств категории «С» / В. А. Родичев. - М.: Издательский центр «Академия», 2004. - 256 с.

20. Унгер Э. В., Машатин В. Н., Этманов С. А. Устройство и техническое обслуживание автомобилей КамАЗ. - М.: Транспорт, 1976. – 392 с.

21. Устройство автомобиля: Учебник для учащихся автотранспортных техникумов / Е. В. Михайловский, К. Б. Серебряков, Е. Я. Тур.—6-е изд., стереотип.— М.: Машиностроение, 1987.—352 с.

22. Черепанов Л.А. Расчет тяговой динамики и топливной экономичности автомобиля: учеб. Пособие / Л. А. Черепанов; ТолПИ. - Тольятти: ТолПИ, 2001.-40 с: ил. - Библиогр. : с. 39.

23. Шестопалов С. К. Устройство, ТО и ремонт легковых автомобилей: учебник для НПО / С. К. Шестопалов. - 7-е изд., стер. - М.: Издательский центр «Академия», 2008. - 544 с.

24. Calculation the torque moment of the clutch elastic and safety roller.

Part 2012. Volume XI (XXI). P. 36 - 38.

25. Concepcion, M. Includes operating parameters, advantages and electronic components for all CVTs - 2nd edition / M. Concepcion. - Create Space Independent Publishing Platform, 2013. - 76 p.

26. Dainius L., Research on Probability for Failures in VW Cars During Warranty and Post-Warranty Periods / Mokslas: LietuvosAteitis, 2014. - 2 p.

27. König R. Schmiertechnik / R. König. - Springer, 1972. - p.164.

28. Maten J. Continuously Variable Transmission (CVT) / J. Maten, B Anderson. - SAE International, 2006. - 400 p.

29. Mikell P. Fundamentals of Modern Manufacturing: Materials, Processes, and Systems / P. Mikell. - John Wiley & Sons, 2010. - p. 1024.

30. Niemann G. Maschinenelemente: Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern, Wellen / G. Niemann, H. Winter. - 2005.Springer, - p.

31. Sergio M. Savaresi, Charles Poussot-Vassal, Cristiano Spelta, Olivier Sename,LucDugard. Gear box Control Design for Vehicles / 2010.

32. Werner E. Schmierungstechnik / E. Werner. - 1982. - p. 134.

33. Wittel H. Maschinenelemente: Normung, Berechnung, Gestaltung - Lehrbuch und Tabellenbuch / H. Wittel, D. Muhs, D. Jannasch. - Vieweg+Teubner Verlag, 2011. - p. 810.

Приложение А

Графики тягового расчета

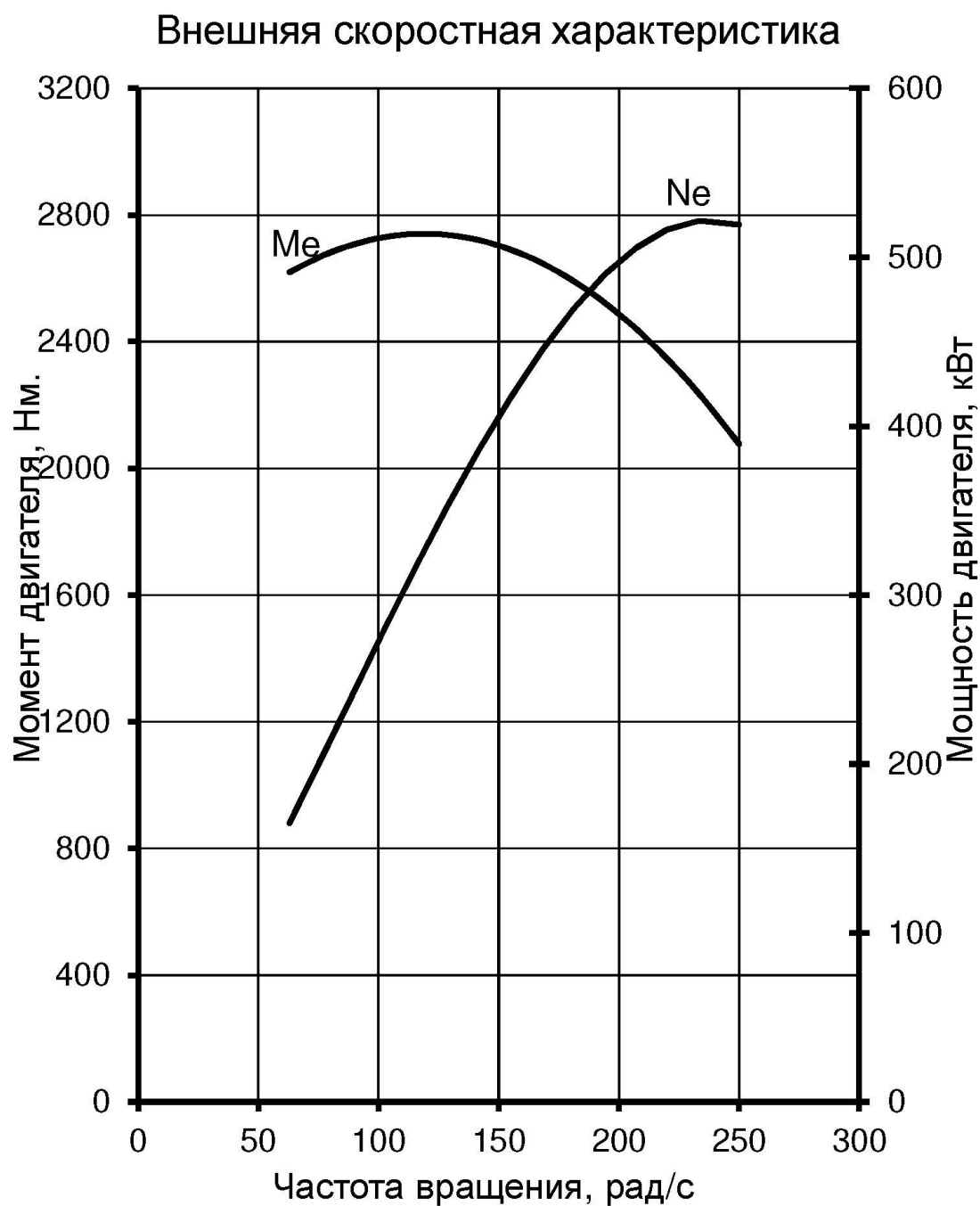


Рисунок А.1 – Внешняя скоростная характеристика

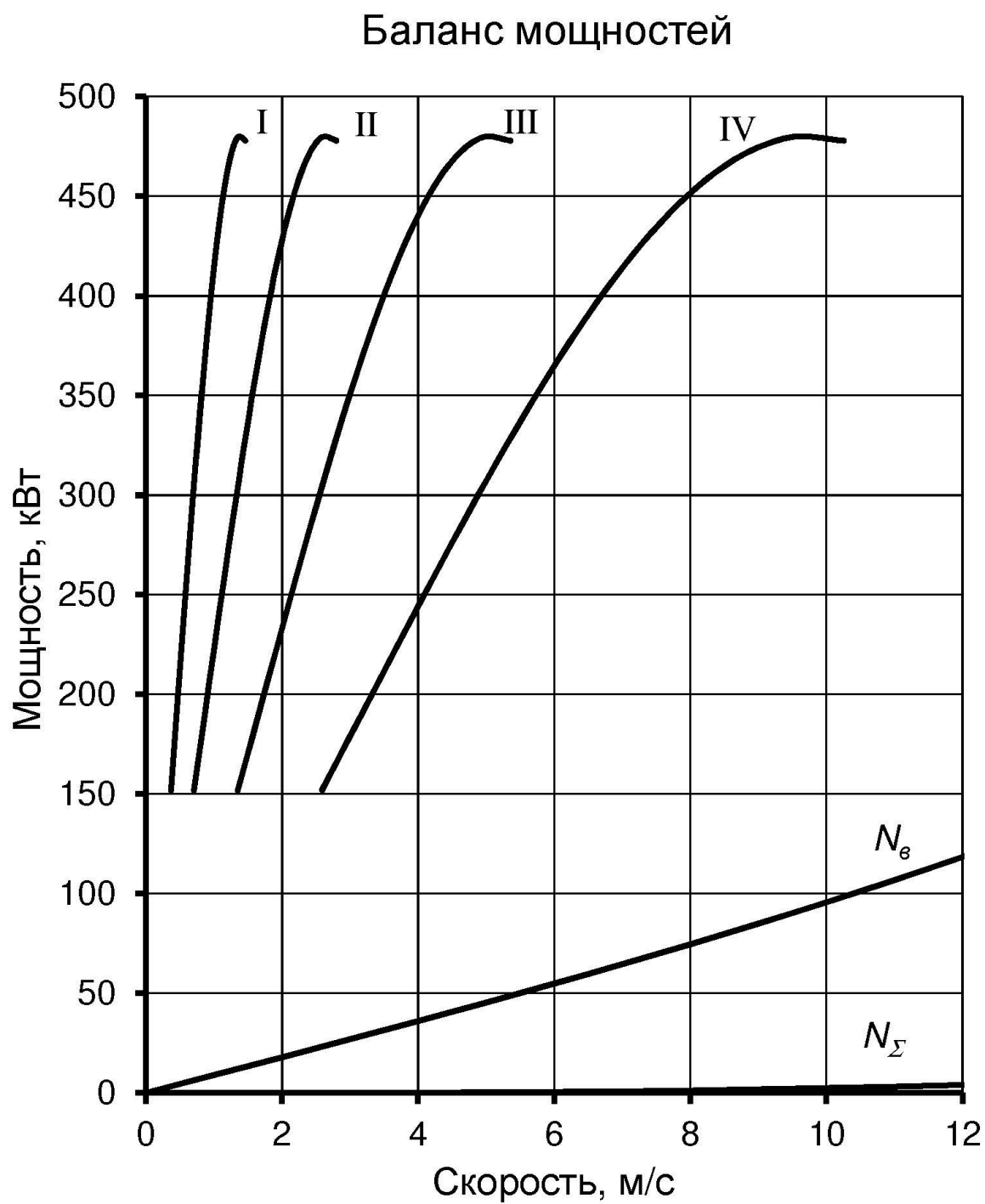


Рисунок А.2 – Баланс мощностей

Тяговый баланс

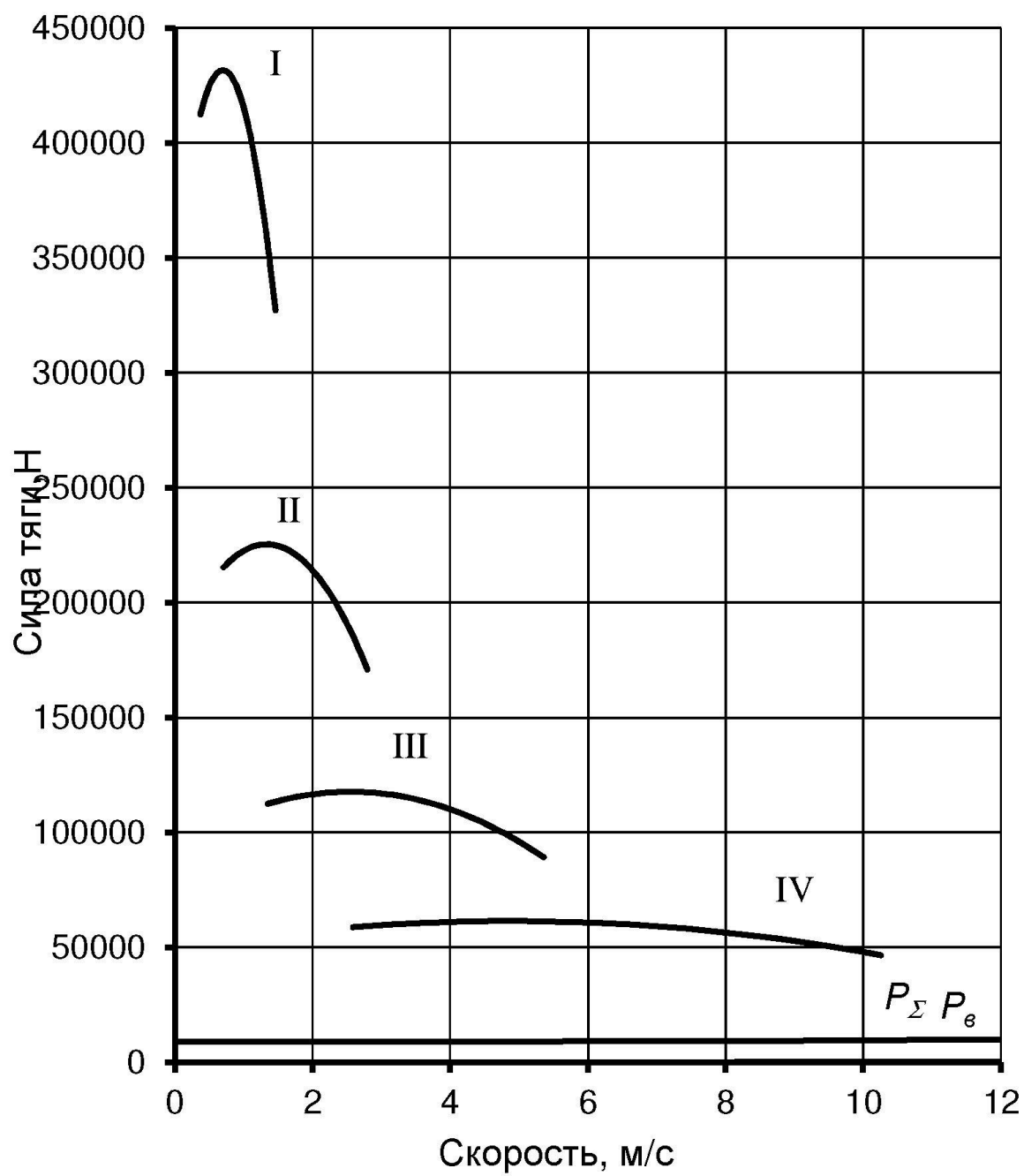


Рисунок А.3 – Тяговый баланс

Динамический баланс

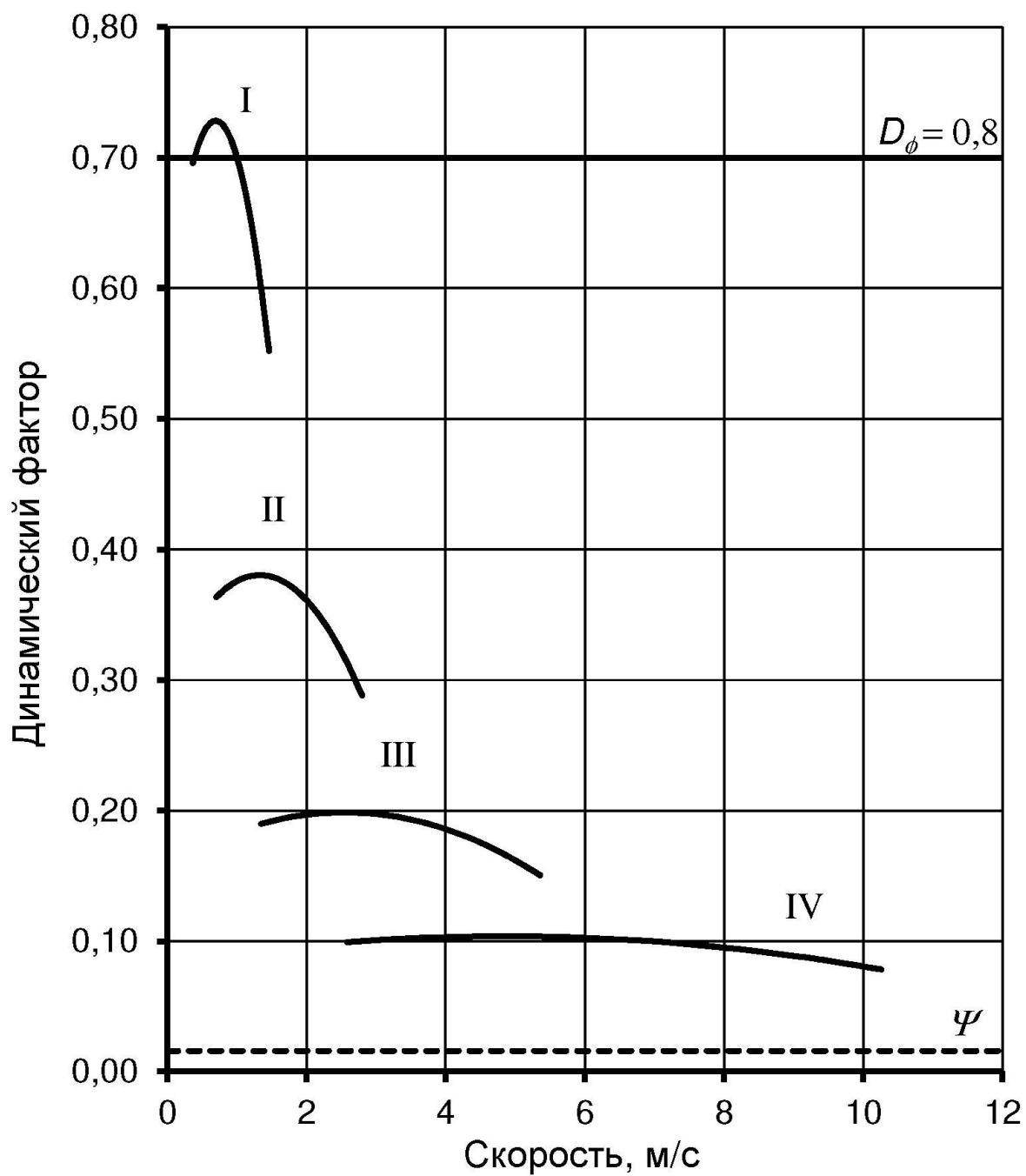


Рисунок А.4 – Динамический баланс

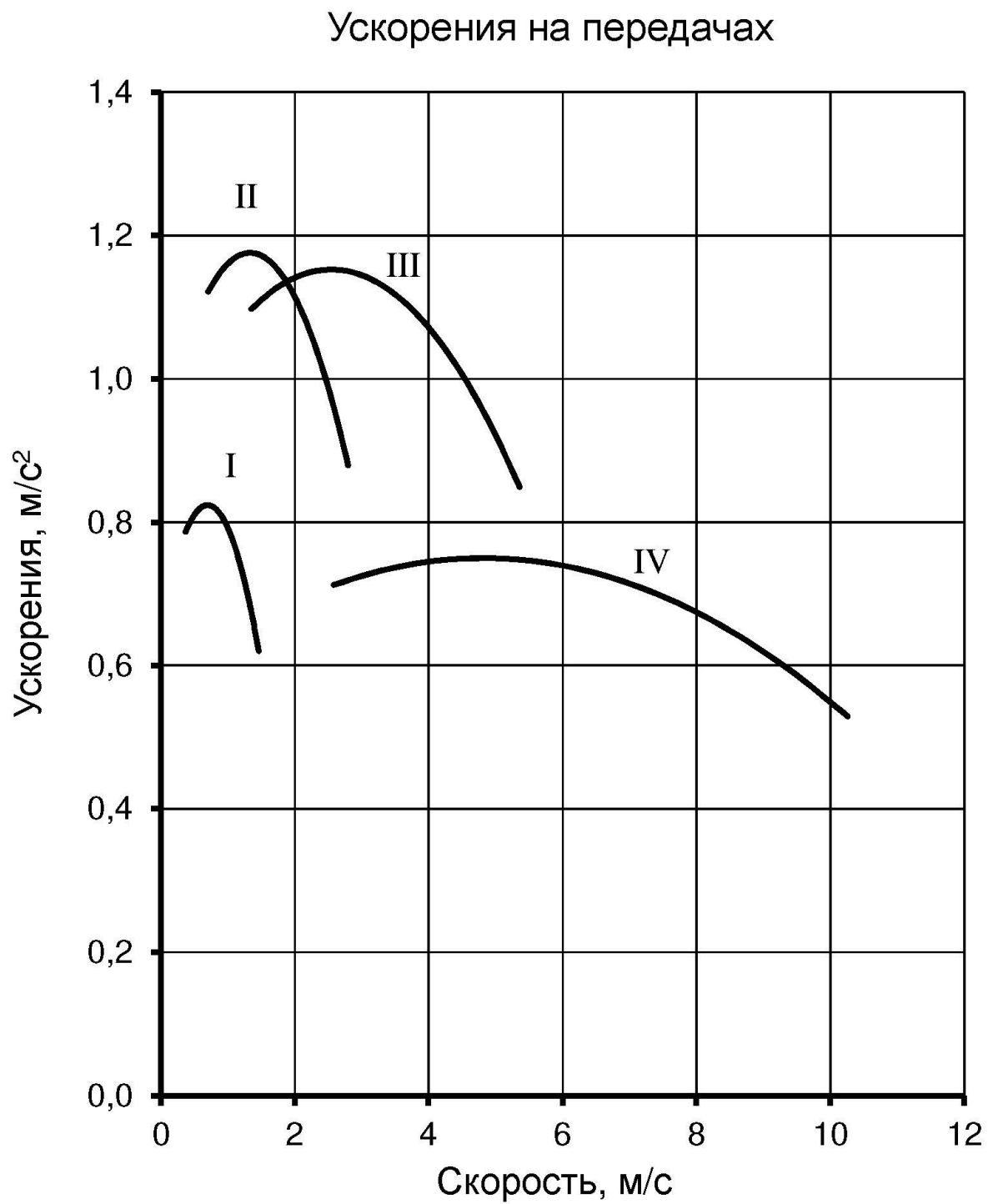


Рисунок А.5 – Ускорения на передачах

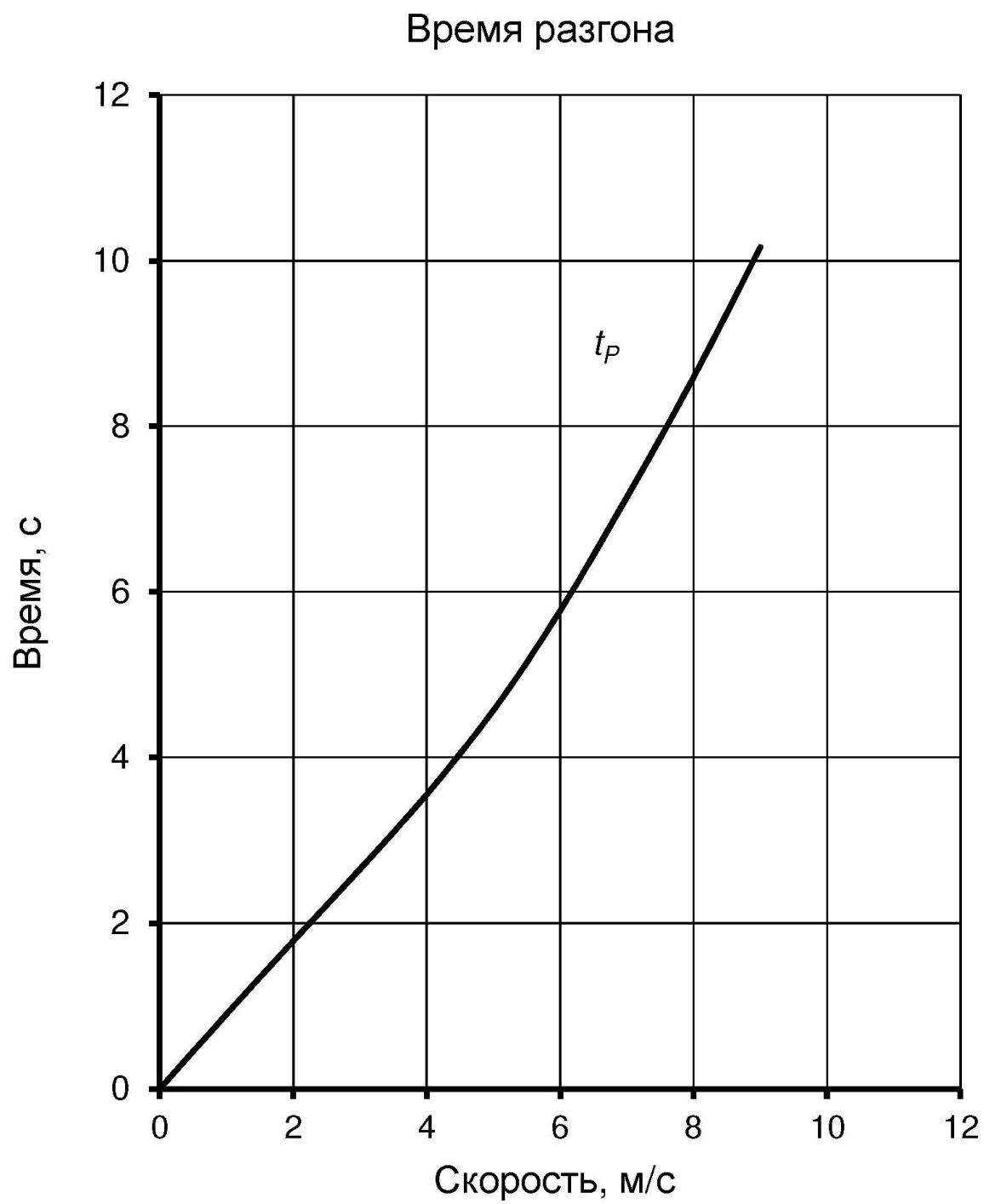


Рисунок А.6 – Время разгона

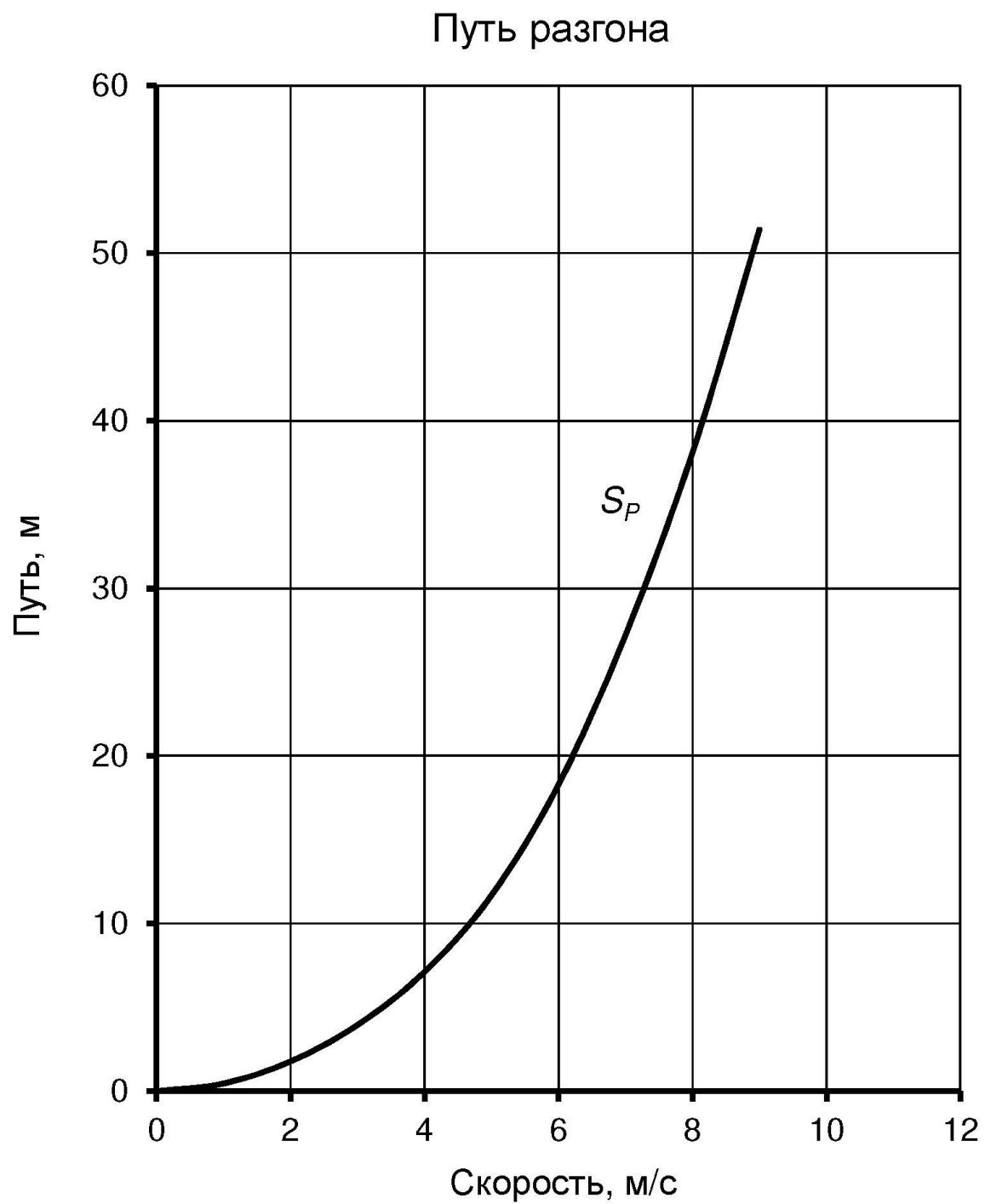


Рисунок А.7 – Путь разгона

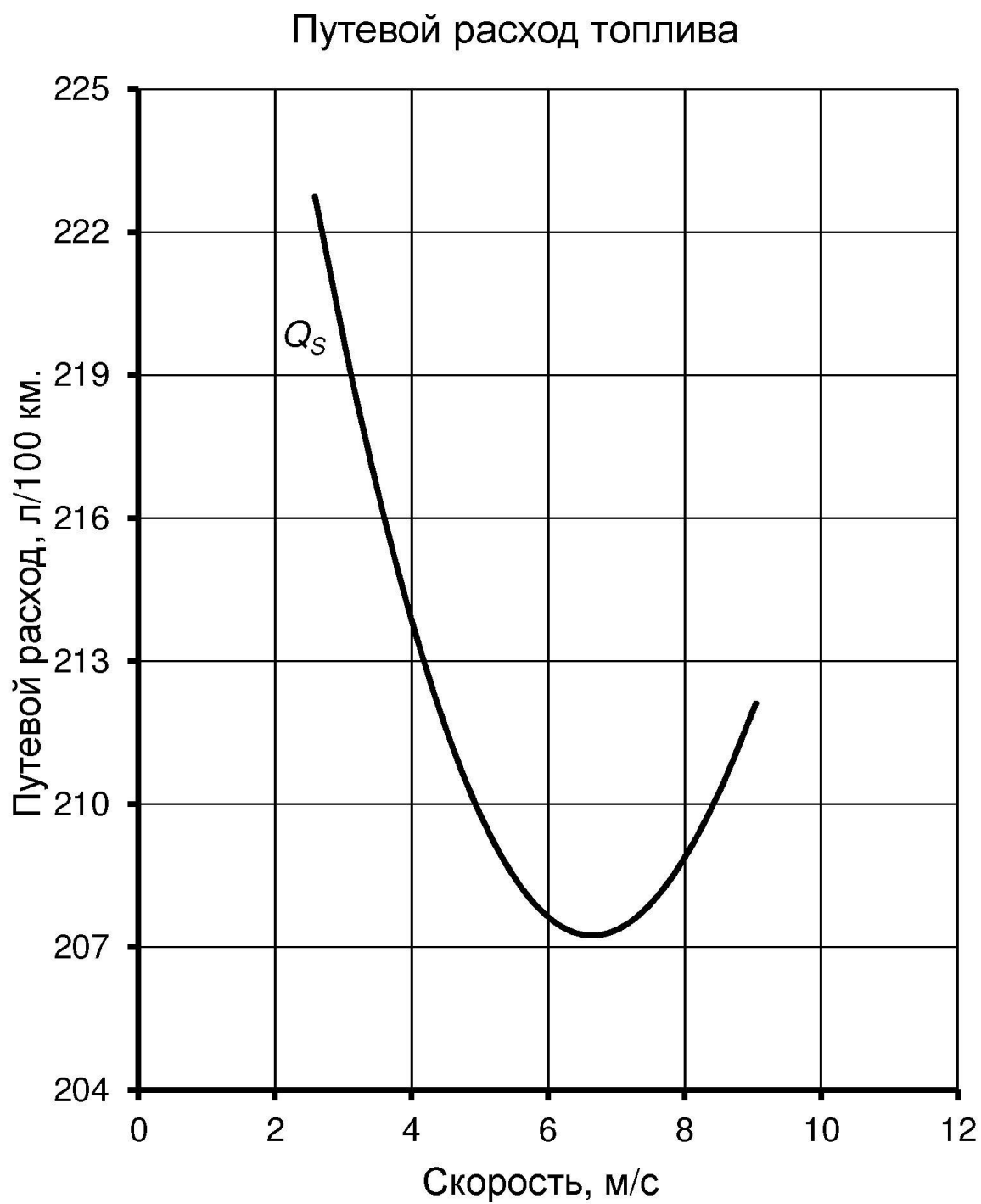


Рисунок А.8 – Путевой расход топлива