

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

Модернизация конструкции ходовой части трактора ВТ-150

Обучающийся

В.В. Тюгаев

(Инициалы Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

канд. техн. наук, доцент И.В. Турбин

(ученая степень (при наличии), звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

Консультанты

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

(ученая степень (при наличии), звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

канд. экон. наук, доцент О.М. Сярдова

(ученая степень (при наличии), звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

канд. пед. наук, доцент С.А. Гудкова

(ученая степень (при наличии), звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

## Аннотация

По мере роста интенсивности сельскохозяйственного производства одной из главных задач сельскохозяйственной техники становится повышение «производительности». Но в то же время машины усложняются, их возможности расширяются, что связано с увеличением количества их узлов (сборочных единиц) и веса. Это заставляет ходовые системы на почве работать интенсивнее, что, в свою очередь, приводит к большему уплотнению почвы и другим негативным последствиям, снижающим ее плодородие и урожайность. Воздействие движителей на почву не сводится только к уплотнению. В результате проскальзывания также наносится большой ущерб структуре.

Данный дипломный проект состоит из следующих частей:

Часть I - введение в работу и рассмотрение конструкции модернизированного транспортного средства.

Часть II - это конструкторская часть дипломной работы. В этой части рассматривается тягово-динамический расчет нашей рабочей техники и расчет проектируемого конструктивного узла.

Часть III посвящена безопасности и экологичности, в ней перечислены опасные и вредные производственные факторы и представлены мероприятия, направленные на обеспечение безопасной эксплуатации объектов и экологической чистоты.

В части IV рассматривается процесс сборки модернизированного узла.

В части V рассматриваются экономические аспекты проекта, где мы рассмотрим оценки эффективности проекта.

## **Abstract**

As agricultural production gets more intense, one of the key things for agricultural machinery is to become more productive. But at the same time, machines are getting more complicated and their capabilities are expanding, which is linked to an increase in the number of their nodes (assembly units) and weight. This makes the running systems on the soil work harder, which in turn leads to more soil compaction and other negative effects that reduce its fertility and crop yields.

The impact of the propulsion systems on the soil can't just be about compaction. There's also a lot of damage being done to the structure as a result of slippage.

This thesis project is made up of the following parts:

Part I is about introducing the work and looking at the design of the modernised vehicle.

Part II is the design part of the thesis. This part looks at the traction-dynamic calculation of our working technique and the calculation of the designed structural unit.

Part III looks at safety and environmental friendliness, which lists hazardous and harmful production factors and presents measures aimed at ensuring safe operation of facilities and environmental cleanliness.

Part IV discusses the assembly process of the upgraded unit.

Part V looks at the economic aspects of the project, where we will look at estimates of project efficiency.

## Содержание

Введение.....	6
1 Состояние вопроса.....	8
1.1 Тип, назначение и место в системе машин.....	10
1.2 Классификация гусеничных цепей.....	11
1.3 Конструкционные схемы аналогов разрабатываемого узла.....	18
1.4 Выбор конструкции разрабатываемого узла.....	25
2 Конструкторская часть.....	28
2.1 Тягово-динамический расчет трактора.....	28
2.1.2 Подготовка исходных данных для тягового расчёта.....	28
2.1.3 Определение передаточного числа главной передачи.....	29
2.1.4 Внешняя скоростная характеристика двигателя.....	29
2.1.5 Определение передаточных чисел коробки передач.....	31
2.1.6 Скорость движения автомобиля на различных передачах.....	32
2.1.7 Сила тяги на ведущих колёсах.....	33
2.1.8 Силы сопротивления движению.....	34
2.1.9 Динамический фактор.....	35
2.1.10 Ускорения.....	36
2.1.11 Величины обратные ускорениям.....	37
2.1.12 Время и путь разгона.....	38
2.1.13 Мощностной баланс.....	40
2.1.14 Топливоно-экономическая характеристика.....	41
2.2 Расчет проектируемого узла.....	42
3 Технологическая часть.....	56
3.1 Анализ технологичности конструкции.....	58
3.2 Разработка технологической схемы.....	59
3.3 Определение типа производства.....	62
3.4 Выбор организационной формы сборки.....	62
3.5 Составление маршрутной технологии.....	62

4	Безопасность и экологичность объекта .....	64
4.1	Общие требования .....	64
4.2	Требования к рабочему месту .....	64
4.3	Требования к обзорности.....	65
4.4	Требования к освещенности .....	66
4.5	Требования к узлам и агрегатам .....	67
4.6	Параметры вибрации.....	67
4.7	Пожарная безопасность .....	69
5	Экономическая эффективность проекта.....	70
5.1	Расчет себестоимости проектируемого узла .....	71
5.2	Расчет точки безубыточности .....	76
5.3	Расчет коммерческой эффективности проекта.....	78
	Заключение .....	84
	Список используемых источников.....	85
	Приложение А Графики тягового расчета .....	87

## Введение

Наиболее эффективным подходом к оптимизации является использование независимых критериев. Это связано с тем, что оптимизация с использованием одного критерия является очень сложной задачей из-за многогранности проблемы. Выбор подходящих критериев для оптимизации параметров станка имеет решающее значение для достижения наилучших результатов. Внедрение встроенных микропроцессоров для автоматизации машин и проектирование машин на основе фундаментальных конструкций играет ключевую роль в развитии современной сельскохозяйственной техники. Внедрение унифицированных блочно-модульных методов проектирования и систем автоматизированного проектирования (САПР) необходимо для повышения производительности и надежности. Основная задача конструкторов - повысить производительность, качество и надежность машин, чтобы новые тракторы были более эффективными и экономичными при выполнении различных задач, зависящих от типов культур и почв, используемых в разных регионах.

Проектирование новых машин сопряжено как с техническими, так и с экономическими проблемами. Проектируемый объект является частью более крупной иерархической системы, функционирующей как система объектов более низкого уровня и легко интегрируемой в системы более высокого уровня. Эта взаимосвязь требует от конструкторов учитывать более широкие системные последствия своих разработок. Увеличение тягового усилия на крюке трактора, также называемое коэффициентом использования массы трактора, позволяет трактору более эффективно преодолевать сопротивление рабочего оборудования, тем самым снижая сопротивление качению.

Снижение сопротивления позволяет автоматизировать рулевое управление, тем самым повышая устойчивость трактора и улучшая его тяговые характеристики. Сохранение тяги в условиях экстремальных эксплуатационных нагрузок может привести к заметному снижению пробуксовки в обычных условиях. Необходимо подчеркнуть важнейшую

взаимозависимость между тяговыми характеристиками трактора и характеристиками сцепного устройства.

Высокая степень тяги, определяемая коэффициентом тяги, особенно важна для транспортных и болотных тракторов, которые должны быть способны эффективно работать в любых условиях. Для этих специализированных тракторов способность преодолевать твердые поверхности имеет первостепенное значение. Основная задача ходовой части - обеспечить достаточное сцепление с поверхностью, независимо от ее состояния. Тракторы используются во множестве условий, а их номинальное тяговое усилие варьируется от 0,4 до 1,2. Задача конструктора - определить оптимальные конструктивные параметры как шасси, так и трактора в целом, чтобы добиться наилучшего тягового усилия. (Приложение А)

Почвенные условия, скорость движения и тяговое сопротивление буксируемого или прицепного транспортного средства в значительной степени зависят от типа трактора. Гусеничные тяговые машины незаменимы в самых разных областях применения, включая общее сельское хозяйство, возделывание пропашных культур, промышленное строительство и дорожное строительство, трелевку, транспортировку, а также заболоченные и мелиорированные земли.

В современном мире комплексной автоматизации обеспечение надежности производства и высокой эффективности конструкции важно как никогда. Интеграция передовых технологий и методик проектирования не только повышает производительность и надежность сельскохозяйственной техники, но и отвечает растущим потребностям современного сельского хозяйства и промышленности.

## 1 Состояние вопроса

Тракторы сыграли ключевую роль в современном сельском хозяйстве, совершив революцию в земледелии и значительно повысив производительность. Эти надежные машины универсальны и эффективны, они способны выполнять широкий спектр задач, включая вспашку, посадку, сбор урожая и транспортировку. Механизируя сельскохозяйственные операции, которые в противном случае требовали бы интенсивного ручного труда, тракторы не только ускорили сельскохозяйственный процесс, но и обеспечили выполнение задач с большей точностью и последовательностью. Это привело к повышению урожайности и улучшению качества продукции.

Тракторы играют важную роль не только в традиционном сельском хозяйстве, но и в ряде других отраслей. Например, в строительстве тракторы оснащаются различным навесным оборудованием для выполнения таких задач, как копание, подъем и перемещение материалов. В лесном хозяйстве специализированные тракторы используются для заготовки и транспортировки древесины. Тракторы также играют важную роль в уходе за ландшафтом, включая стрижку больших полей и уборку снега зимой. [1]

Очевидно, что значение тракторов в сельском хозяйстве и других отраслях невозможно переоценить. Появление трактора изменило сельскохозяйственный сектор, позволив фермерам производить больше продуктов питания с меньшими затратами сил и времени. Такое повышение производительности имеет решающее значение для удовлетворения растущего мирового спроса на продовольствие, который обусловлен ростом населения и изменением пищевых привычек. Тракторы также способствуют устойчивому развитию сельского хозяйства, обеспечивая точное земледелие, которое оптимизирует использование таких ресурсов, как семена, удобрения и вода. Снижая затраты и минимизируя воздействие на окружающую среду, тракторы способствуют устойчивому развитию сельского хозяйства. Кроме того, тракторы, оснащенные передовыми технологиями, могут отслеживать



состояние почвы и урожая, предоставляя ценные данные, которые помогают фермерам принимать обоснованные решения.

Несмотря на то, что тракторы со временем претерпели значительные изменения, по-прежнему существует необходимость их дальнейшего совершенствования для решения задач, стоящих перед сельскохозяйственным сектором. Развитие тракторных технологий позволяет решить множество проблем, в том числе связанных с устойчивостью и воздействием на окружающую среду. Повышение эффективности использования топлива и применение альтернативных источников энергии, таких как электричество или биотопливо, может привести к значительному сокращению выбросов углекислого газа. Кроме того, для соблюдения все более строгих экологических норм необходимы инновации в технологиях контроля выбросов.[1]-[5]

Кроме того, внедрение в тракторы сложных технологий, включая GPS, IoT и искусственный интеллект, может способствовать развитию точного земледелия. Это будет способствовать более точному посеву, внесению удобрений и борьбе с вредителями, тем самым повышая урожайность и сокращая нерациональное использование ресурсов. Перспективным направлением исследований является разработка автономных тракторов, способных работать без вмешательства человека. Такие машины способны непрерывно работать с высокой точностью, сокращая тем самым необходимость в ручном труде.

Кроме того, необходимо повысить долговечность тракторов и их приспособленность к различным условиям работы и климату. Необходимо, чтобы тракторы были разработаны таким образом, чтобы они могли эффективно работать во множестве условий, включая сухую землю, влажную местность и заросшие шалфеем поля. Также необходимо обеспечить экономичность и доступность тракторов для мелких фермеров. Разработка недорогих моделей, не снижающих качество и эффективность, может помочь этим фермерам освоить механизацию, что в конечном итоге повысит их производительность и улучшит средства к существованию.

В целом, тракторы играют важнейшую роль в современном сельском хозяйстве и других отраслях, повышая производительность, эффективность и экологичность. Дальнейшее развитие тракторных технологий необходимо для решения возникающих проблем в сельскохозяйственном секторе, включая продовольственную безопасность, экологическую устойчивость и экономическую жизнеспособность. Инвестиции в инновационные конструкции и технологии тракторов будут иметь большое значение для поддержки фермеров и обеспечения долгосрочной устойчивости наших сельскохозяйственных систем.[6]-[9]

### **1.1 Тип, назначение и место в системе машин**

«Тракторы идеально подходят для сельскохозяйственных работ. Вы можете использовать их навесными (включая переднюю и боковую навеску), полунавесными, буксируемыми, гидравлическими или в сочетании с другими машинами и орудиями. Они идеально подходят для вспашки средних и тяжелых почв на глубину до 350 мм, дискования почвы, сплошной обработки, посева, уборки урожая, транспортировки, дорожных и земляных работ, орошаемого земледелия и транспортировки. Если вы хотите выполнять тяжелую вспашку, вам подойдет восьмисильный трактор с нормальным рулевым управлением.

Система запуска должна обеспечивать возможность запуска основного двигателя с места оператора (с помощью электрического стартера, управляемого с места оператора). Она также должна иметь устройство, предотвращающее запуск двигателя в случае отсутствия масла или перегрева двигателя. Пусковая способность должна соответствовать требованиям к синхронизации системы запуска двигателя трактора и комбайна.»[10]-[12]

«Система трансмиссии трактора должна представлять собой механическую многоступенчатую коробку передач, которую можно переключать дистанционно на ходу, не останавливая трактор. Рулевой механизм должен обеспечивать плавное и стабильное движение трактора,

когда точка тяги трактора находится на расстоянии 150 мм от продольной оси трактора.»[10]-[12] Он также должен легко поворачиваться при выключении орудия (лаповой бороны, дисковой бороны и т.д.). Наконец, тормоза должны удерживать трактор от движения на подъеме или спуске даже на высокой скорости.[13]-[15]

## 1.2 Классификация гусеничных цепей

«Гусеничные цепи - ключевая часть системы гусеничного привода, и именно они делают гусеничные тракторы такими замечательными. Большинство тракторов имеют две гусеницы, но встречаются и шарнирно-сочлененные тракторы с четырьмя гусеницами.

Гусеницы используются для создания большой плоской поверхности, которая обеспечивает давление на грунт, необходимое трактору для движения, и надежное сцепление с почвой. Они также служат рельсами для опорных катков и преобразуют крутящий момент от ведущих колес в тяговое усилие, которое помогает перемещать тракторный агрегат.»[16]-[19]

Составные рельсы с закрытыми стыками появились раньше литых плоских стыков. Они имеют две отдельные направляющие (6 и 7) с зеркальным профилем, как показано на рисунке 1, и соединительные детали - втулки 11 и штифты 12, опорную профильную пластину (8, часто называемую «глазком»), а также болты 5 с шайбами 9 и гайками 10.

Губки 6 и 7 имеют по два отверстия: одно для втулки 11 и одно для соединительного штифта 12. Втулки и штифты обычно изготавливаются из низкоуглеродистой стали, а поверхности трения цементируются и накатываются. Кроме того, на внутренних обработанных поверхностях губок имеются небольшие выемки, как показано в разделе шарниров, рисунок 1, б. Когда вы собираете поддон, убедитесь, что губки справа и слева прижаты к втулке так, что их конец немного выступает за пределы внешней обработанной поверхности губки. Это позволит соединительным штифтам пройти через отверстия во втулках. Затем можно прижать к выступающим концам следующую пару щек с

соединительными втулками. Таким образом создается рельсоподобный гребень для опорных роликов, который называется «рельсовым» соединением.

«Нижняя сторона каждой пары тика, рисунок 1, а, крепится к рельсу болтами 5, гайками 10 и стопорными шайбами 9. Это ушко 8 с поперечным грунтозацепом «В» из штампованной стали.

Стык рельса обычно закрытый и приподнят над поверхностью башмака. Закрытые стыки образуются за счет того, что конец втулки 11 входит в кольцевое углубление «А» составных наружных щек 6 и 7, образуя лабиринтное уплотнение «В», которое не пропускает внешние абразивы внутрь ушка.»[16]-[19]

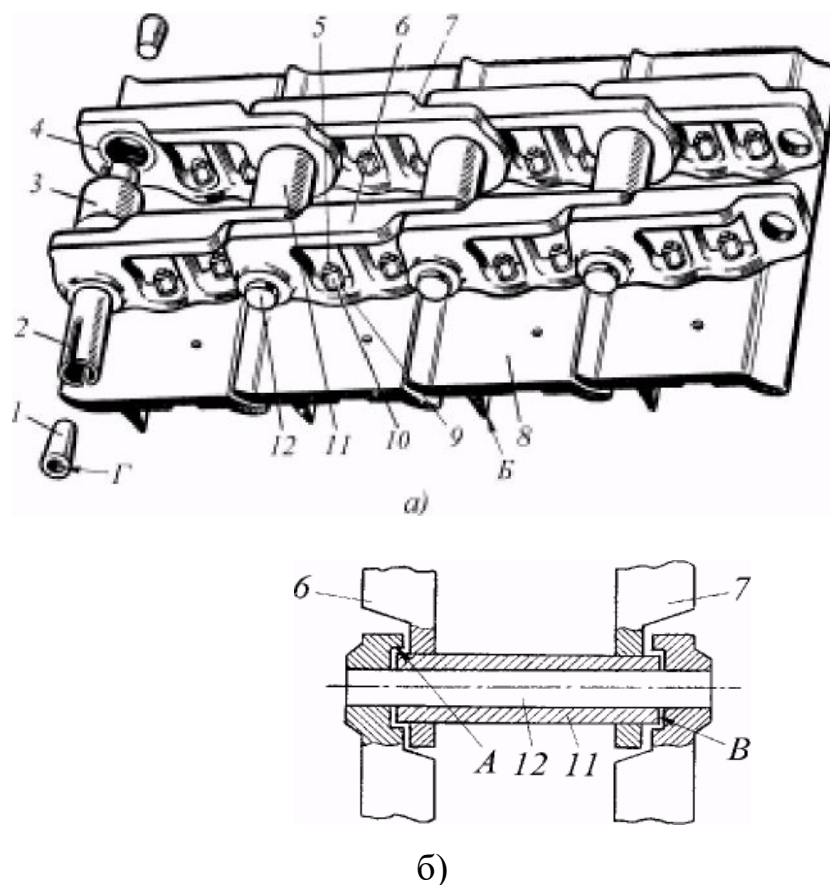


Рисунок 1 - Составная гусеница рельсового типа с приподнятыми закрытыми шарнирами

«Звенья прижимаются друг к другу с усилием около 1000 кН, чтобы одно из звеньев можно было легко зафиксировать при установке или снятии рельса с вагона. В этом соединении, рисунок 1, втулка 3 делается короткой, чтобы она не

торчала из отверстия в боковине, куда она входит. Концы соединительного штифта 2 обычно делают с коническими отверстиями и продольными пропилами. Когда рельс закрыт, вы просто вставляете соединительный штифт 2 в наружную щеку и маленькие отверстия 3 в соединительной втулке. Затем вставьте два конца в стопорный конус 1, а два конца штифта - в отверстие в боковине. Чтобы вытолкнуть конус 1 при снятии гусена, в конусе 1 есть резьбовое отверстие G, которое обычно закрывается деревянной пробкой. Другое кольцо (шайба) 4 помогает восполнить недостающий конец соединительной втулки 3 и образует уплотнение в запорном соединении запорного патрубка.»[19]

В рассматриваемой нами гусенице есть цепь, соединяющая ведущее колесо каретки. Внешняя поверхность соединительной втулки выполняет роль цепи.

«Основные преимущества композитной гусеницы рельсового типа заключаются в том, что звенья закрыты, поэтому абразивный материал не может попасть внутрь и изнашивать внутренние поверхности трения.»[19] Звенья также приподняты над башмаком, что предотвращает его попадание внутрь. Кроме того, звенья съемные, что облегчает их чистку. Гусеницы рельсового типа легче ремонтировать, поскольку сопротивление роликов меньше. «Вы можете заменить изношенные части звеньев и, при необходимости, увеличить (или уменьшить) опорную поверхность коврика для обуви и установить дополнительные резиновые прокладки для движения дорожки.»[20]-[25]

Главные недостатки таких гусениц - они изготавливаются из металла (до 25 % веса трактора), сложны в производстве и ремонте.

Но, несмотря на эти недостатки, композитные гусеницы очень полезны для тракторов, особенно больших, которые работают на песчаной почве. В первую очередь это связано с тем, что рельсовые стыки очень прочны и просты в обслуживании. На рисунке 2 показан шарнир звена составной гусеницы с жидкостным смазыванием пар трения.

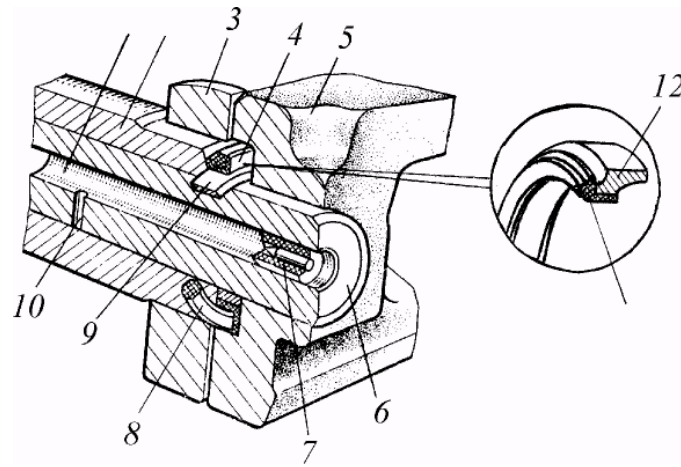


Рисунок 2 - Шарнир звена составной гусеницы с жидкостным смазыванием пар трения

Композитные рельсовые соединения помогают снизить нагрузку на концы наконечников при сгибании пальцев, что делает соединение более прочным. Обычно мы используем звенья с 5 и 7 штырьками.

Чтобы сделать звенья более надежными, мы добавляем фланец на лицевую сторону наконечника. Это шлифованный крюк в форме шпоры.

Плоское литое звено для захвата гребня б на рисунке 3, имеет гребневую дорожку 1, похожую на ту, о которой мы уже говорили. Это звено отличается от предыдущего двумя основными особенностями. Во-первых, у него есть центральный бугорок, или выступ, 2, расположенный между дорожками протектора. Это помогает тяге сцепляться с направлением движения ведущих колес и опорных катков. Во-вторых, оно имеет один непрерывный поперечный грунтовый крюк.

Литые плоские звенья проще в изготовлении и уходе, чем составные. Кроме того, они дешевле и легче. Главный недостаток заключается в том, что они недолговечны. На нормальном грунте они служат всего 1200-2000 часов, а на песчаном - 250-350 часов. Основная причина этого заключается в том, что соединения открыты, поэтому абразивные вещества могут попадать внутрь и изнашивать их так же быстро, как и соединительные штифты. Это делает соединения неподдающимися ремонту и часто приводит к увеличению эксплуатационных расходов трактора.

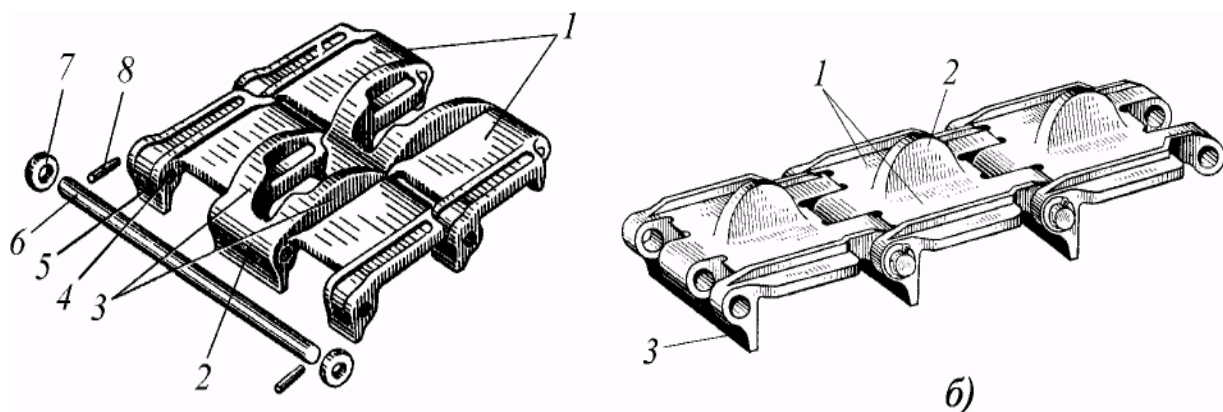


Рисунок 3 - Гусеницы с цельнолитыми звеньями: *а* - с цевочным зацеплением; *б* - с гребневым зацеплением

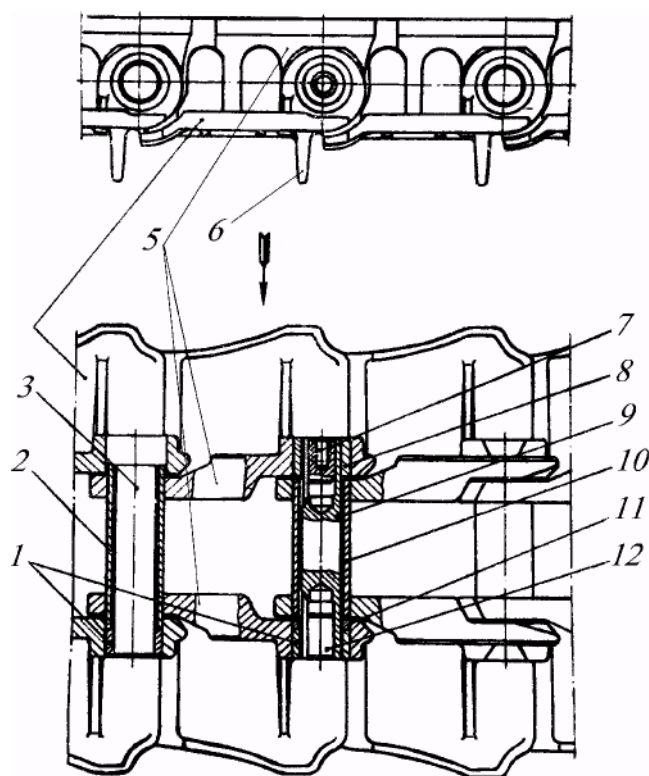


Рисунок 4 - Цельнолитая гусеница рельсового типа

Затем совместите внешние и внутренние боковые отверстия ответного звена и вставьте втулку 2 так, чтобы ее конец вошел в отверстие на внешней боковой стенке. Ответный штифт входит во втулку утолщенной головкой, а его конец вдавливается в предварительно установленную втулку. Головка входит в отверстие в наружной боковой стенке с другой стороны и образует закрытое

рельефное соединение. Два конца втулки из одного соединения входят в отверстие щеки другого соединения, образуя уплотнение, которое не пропускает абразивные вещества в соединение, как в композитном соединении типа рельс, о котором мы говорили ранее.[25]-[29]

Перед тем как закрыть гусек, вставьте короткую втулку 8 во внешнее отверстие щеки шарнира, чтобы она не торчала слишком далеко. Затем вставьте еще одно кольцо в отверстие внешней щеки с другой стороны. Наконец, вставьте короткую втулку (10) во внутреннюю щеку другого стопорного звена так, чтобы она не торчала дальше конца. Далее убедитесь, что отверстия в стопорных звеньях расположены на одной линии, затем вставьте стопорные штифты (9) в конические отверстия на обоих концах. «Затем вставьте стопорный конус (12) в отверстие для штифта и протолкните его через оправку. В конусе есть резьбовое отверстие (закрытое заглушкой), которое можно использовать для выталкивания оправки, когда нужно ее разблокировать. Обычно рельс соединяется с ведущим колесом однозубой цепью.

Литые рельсовые соединения более долговечны (примерно в 1,5-2 раза) и просты в изготовлении, чем обычные литые соединения. Кроме того, они имеют множество других преимуществ перед составными рельсовыми звеньями.»[29]

Недостатком является то, что в них используется много металла, который может составлять до 20-22% веса трактора. Кроме того, они довольно шумные во время работы и не так просты в обслуживании. Поэтому их нечасто используют в гусеничных движителях.

Гусеница с РМН - Существует множество идей, как сделать обычные литые гусеничные звенья более прочными, но резинометаллические звенья (РМН) кажутся наиболее перспективными. На рисунке 4 показана цельнолитая гусеница рельсового типа.



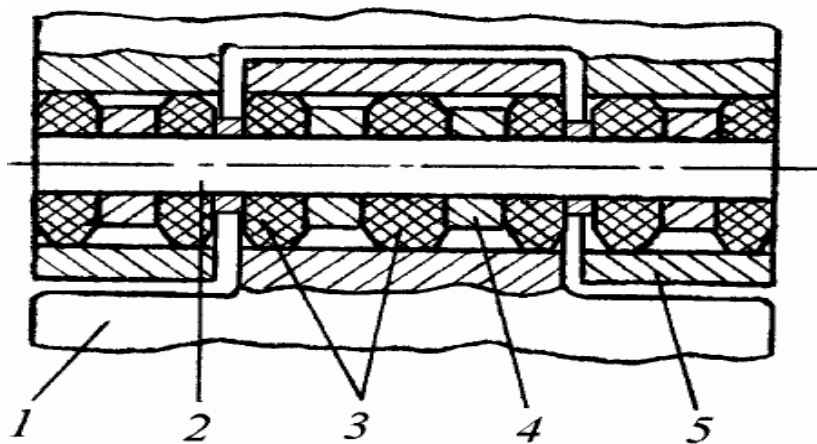


Рисунок 5 - Схема РМШ с ограничителями радиальной деформации резиновых втулок

«Угол равен углу поворота гусеничных звеньев 1 и 3, который мы назовем  $\alpha$ . Резиновые втулки соседних звеньев соединяются, образуя блок втулок-наконечников, чередующихся вдоль оси носка.»[29]

В параллельных LSR, рисунок 6,б, тяговое усилие  $P$  передается от звена 1 к звену 3 через две носковые втулки 2 и кронштейн 5. Резиновые втулки каждого звена согнуты под углом  $\alpha/2$  в точке сгиба, как и в последовательных ЛСР. При параллельной установке ЛСР резиновые втулки соседних звеньев образуют два блока.

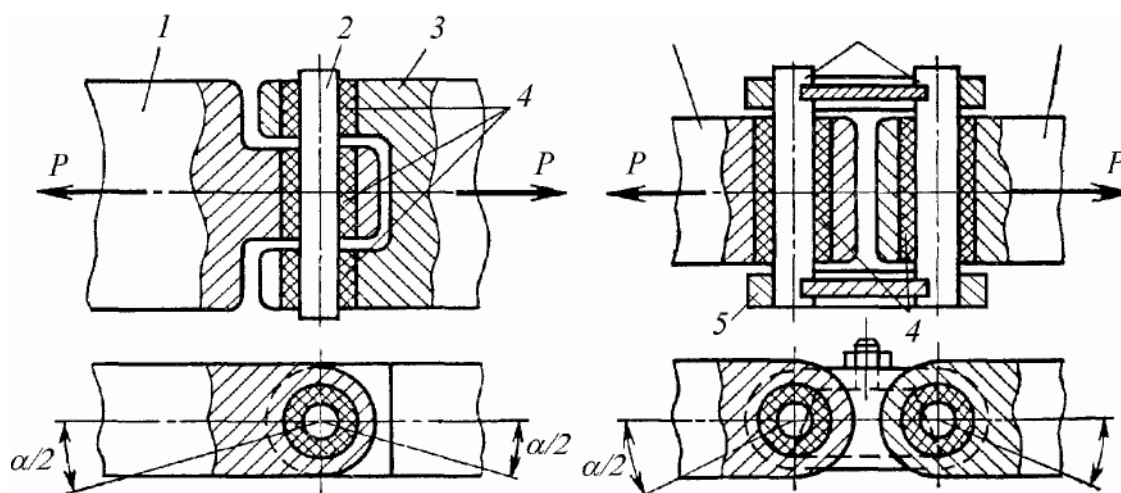


Рисунок 6 - Схема гусеницы с РМШ: а - с последовательным шарниром; б - с параллельным шарниром

Резиновые втулки, передающие тяговое усилие, рисунок 5 и рисунок 7,

составляют около 45-50% от общей ширины гусеницы для рядных шарнирных гусениц и 60-70% для параллельных шарнирных гусениц.

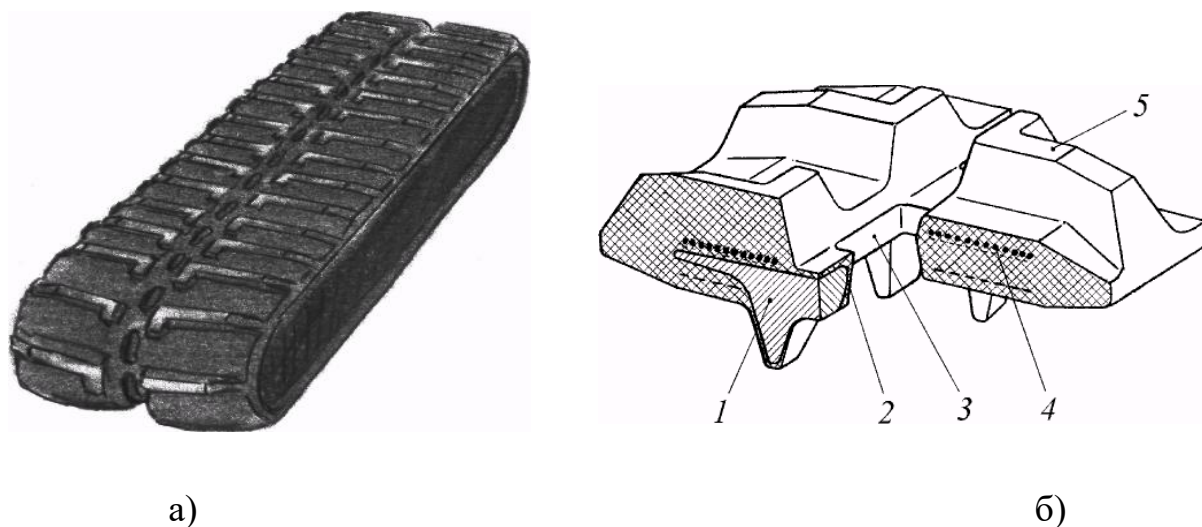


Рисунок 7 - Резиноармированная гусеница (РАГ)

1 - закладной металлический элемент с направляющим выступом для фиксации качения опорных катков и направляющего колеса; 2 — обрезиненная цевка закладного элемента; 3 - отверстие в резиновом корде для зуба ведущего колеса; 4 - сечение стальных тросов; 5 -резиновые грунтозацепы[29]

### 1.3 Конструкционные схемы аналогов разрабатываемого узла

Конструкция позволяет повысить прочность соединения гусеничной цепи. Для этого в проушины звеньев 1 гусеничной цепи устанавливаются плавающие втулки 2, 3, 4, 5 и 6, рисунок 8. Длина этих втулок превышает ширину всех проушин, и между ними остаются зазоры. Втулки соединяются штифтом, который фиксируется в проушинах звеньев с помощью упоров, установленных на штифте с обеих сторон. Эти упоры состоят из шайб и стопорных колец. В торцевых проушинах между торцевыми втулками и шайбами установлены эластичные уплотнительные кольца. Уплотнительные кольца прижимают втулки друг к другу, что предотвращает попадание абразивных частиц в зазоры между штифтом и втулками.[30]-[31]

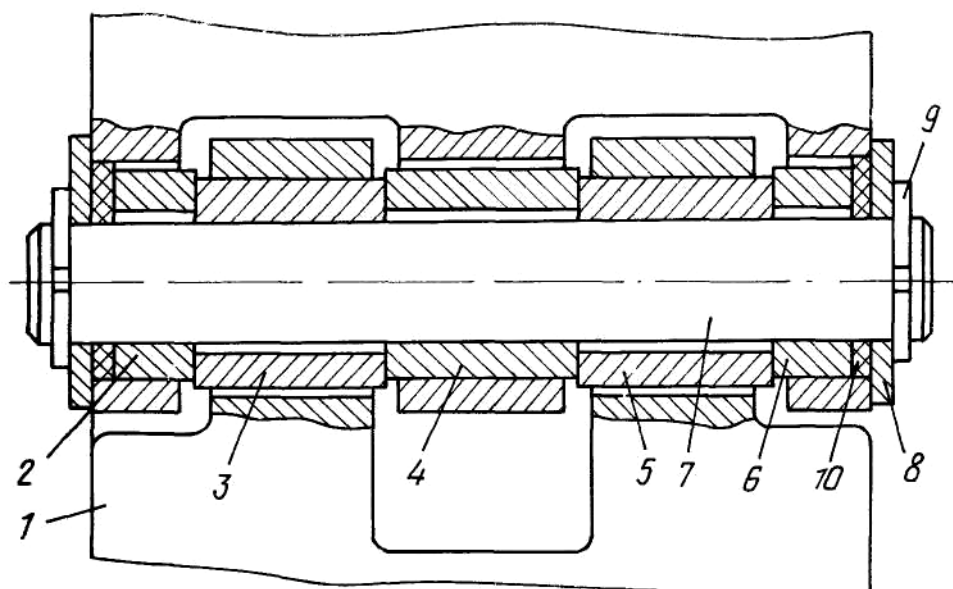


Рисунок 8 - Шарнир гусеничной цепи

«Кроме того, плавающие втулки могут вращаться вокруг проушин и штифтов, а значит, детали шарнира меньше изнашиваются.

Звено гусеничной цепи имеет выступы для соединения штифтов, асимметричные уширители и звенья для зацепления с ведущей звездочкой. Они выполнены в виде внешних и внутренних контактных поверхностей с одинаковыми изогнутыми профилями, соединенных продольной перемычкой. Чтобы звенья служили дольше, мы сделали их одинаковыми с обеих сторон автомобиля. Центры радиусов криволинейных профилей внешней и внутренней контактных поверхностей цепей равноудалены в противоположные стороны от плоскости, проходящей через оси наконечников, а плоскость, соединяющая их, расположена под углом по отношению к упомянутой плоскости, проходящей через оси наконечников.»[31]

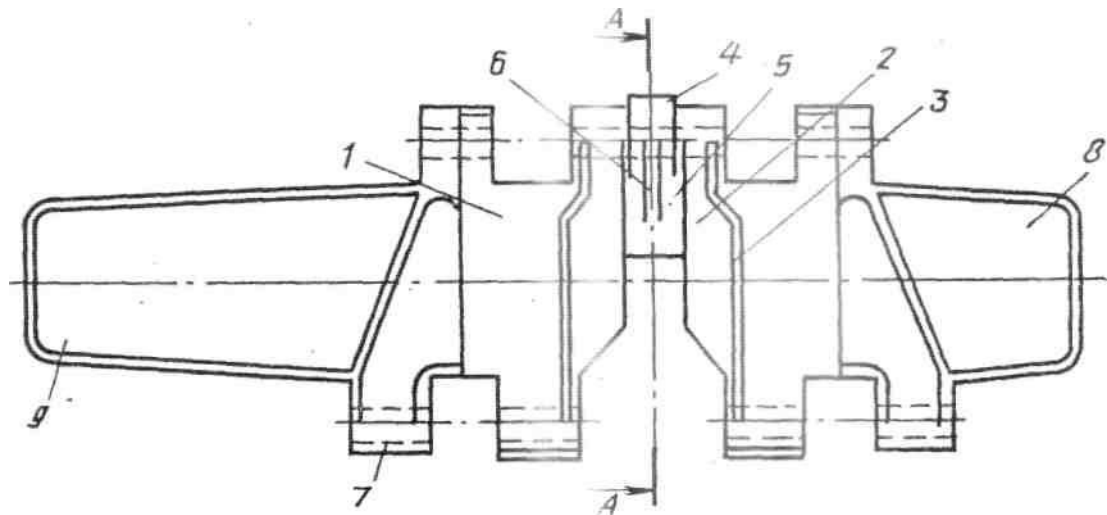


Рисунок 9 - Звено гусеничной цепи с уширителями

«На рисунке 9 показано звено гусеничной цепи, вид в плане. Сечение А-А показано на рисунке 10.

Звено гусеничной цепи включает центральную опорную часть 1, рисунок 9, позиция 7, с беговыми дорожками 2, фланцами 3 и элементами звена. Они выполнены в виде двух геометрически подобных радиальных поверхностей - внешней 4 и внутренней 5, соединенных продольной перемычкой 6.

Звено гусеничной цепи имеет выступы для соединения штифтов и асимметричный удлинитель, образованный короткими и длинными крыльями. Все элементы звена выполнены в виде единой отливки.»[2]

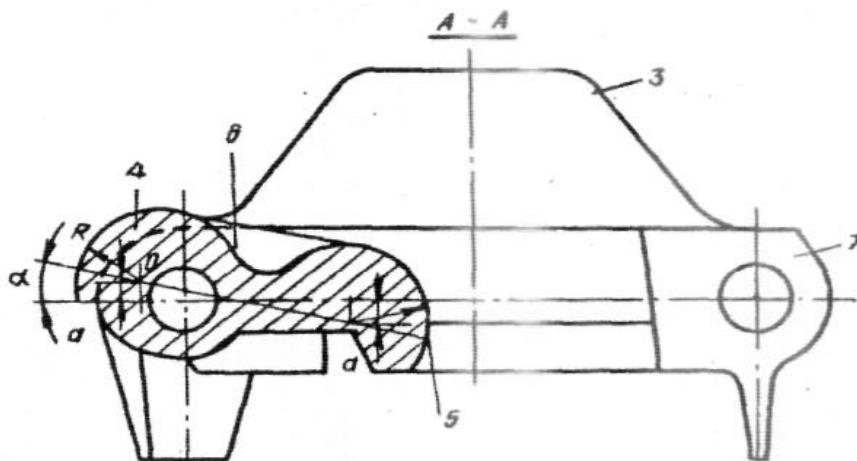


Рисунок 10 - Разрез звена

«Центры  $O$  и  $O_1$  радиусов  $R$ , рисунок 10, контактных поверхностей звеньев цепи, рисунок 9, равноудалены друг от друга на расстояние  $a$ , в противоположных направлениях от плоскости, проходящей через оси проушин звеньев. Они лежат в

плоскости, составляющей с ней угол 10-25 градусов. Этот угол меньше, если шаг гусеничной цепи мал, а диаметр ведущей звездочки больше, и наоборот.»[31]

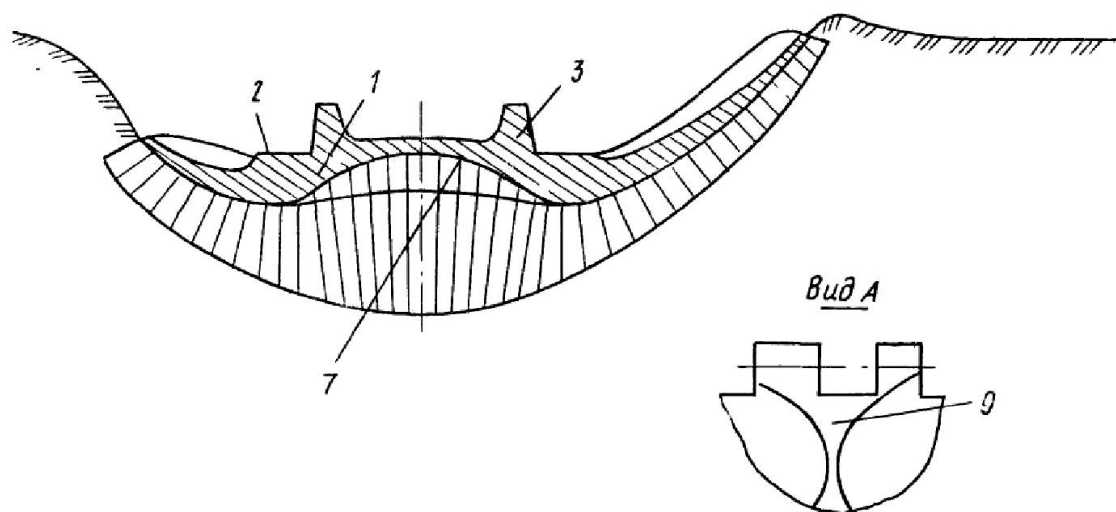


Рисунок 11 - Профиль звена гусеницы и эпюра напряжений в слое почвы

«Звено выполнено цельным, рисунок 11, и содержит тело звена с беговыми дорожками, направляющими гребнями и наконечниками (рисунок 12). Существует два типа крыльев: короткое и длинное, которые являются расширителями и имеют выпуклую форму по направлению к почве. Они примыкают к корпусу звена.»[3]

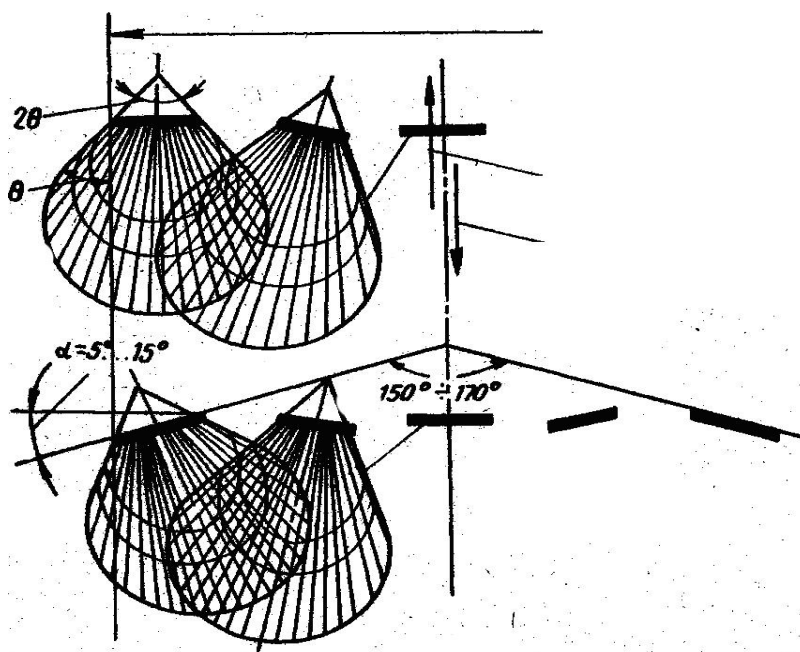


Рисунок 12 - Схема взаимодействия с почвой трака

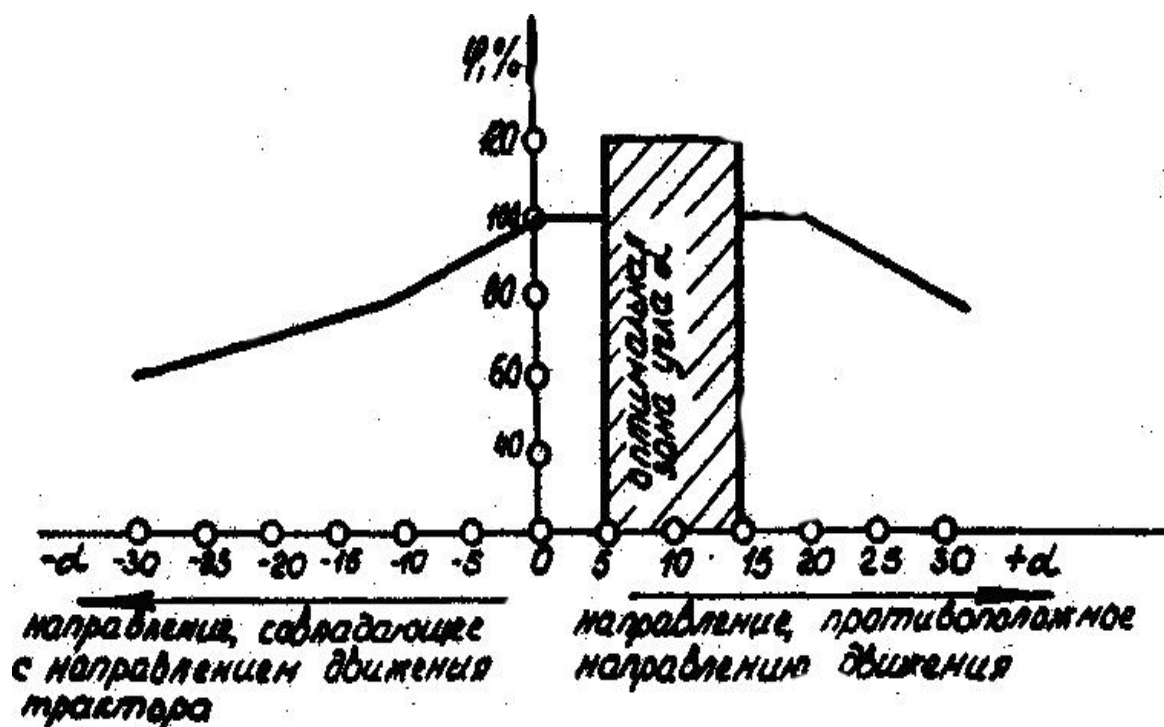


Рисунок 13 - Экспериментальная зависимость коэффициента сцепления трака от угла наклона крайних зубьев грунтозацепа к оси гусеничной цепи

«Результаты испытаний показывают, что при изменении угла  $\alpha$  происходит большой скачок коэффициента сцепления гусеницы, который на 10-20% выше по сравнению с гусеницей с  $\alpha = 0$ . За пределами этого диапазона  $\alpha$  коэффициент сцепления всегда ниже, рисунок 13. Физически это явление объясняется следующим образом. Как мы знаем, при сдвиге в почве возникает напряжение. Это показано на рисунке 12. Изобары чаще всего встречаются в секторе с углом  $2\sigma$ , составляя, в зависимости от почвенных условий, угол  $60\sigma$ .»[4]

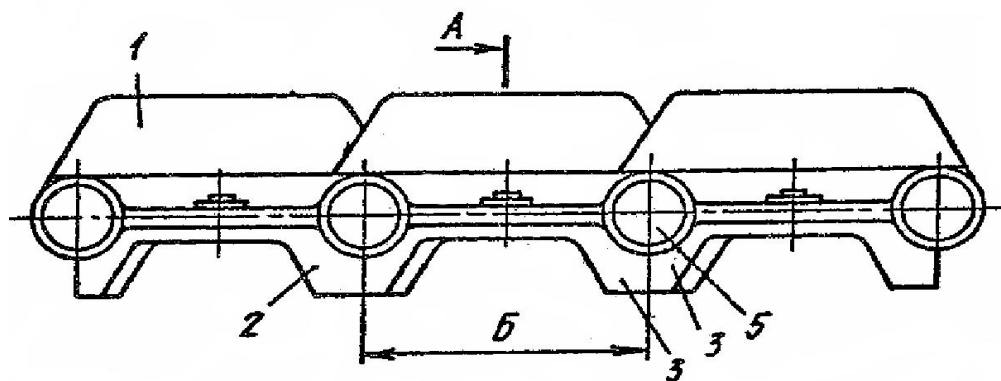


Рисунок 14 - Гусеничная цепь транспортного средства

«Гусеничные цепи, рисунок 14, состоят из литых многозвенных или штампованных составных звеньев с открытыми или закрытыми шарнирами, с металлическими грунтозацепами на пластине звена или съемном башмаке. Один из минусов таких гусеничных цепей - невозможность использования гусеничной техники на дорогах с твердым покрытием.

Если вы хотите использовать съемную накладку без грунтовых крюков, вам придется перевозить ее на тракторе, настраивать для передвижения по твердым поверхностям, а затем снимать, когда вы приедете на поле. Такие накладки встречаются не так часто.

Существуют также гусеничные цепи со звеньями, соединенными шарнирными соединениями, и эластичные армированные накладки с грунтозацепами. Такие накладки делаются гладкими и предназначены в основном для высокоскоростных автомобилей. Недостатком таких гусеничных цепей является то, что они сильнее проскальзывают на тяговых гусеничных машинах при выполнении сельскохозяйственных работ. Это приводит к локальному уплотнению почвы, нарушению ее структуры, ветровой эрозии и снижению плодородия почвы.»[5]

«Одним из способов снижения уплотняющего воздействия на почву является ограничение обратного угла складывания гусеничной цепи. Это связано с тем, что гусеничная цепь автомобиля содержит звенья, соединенные между собой шарнирным соединением и прикрепленные к ним упругими армированными накладками, выполненными с грунтозацепами. Каждый грунтовый крюк расположен под шарниром соседних звеньев. Накладки состоят из двух частей, каждая из которых расположена на концах соседних звеньев. Части могут прилегать друг к другу на концах указанных частей соседних звеньев в плоскости, перпендикулярной дорожке звеньев. Длина накладки не меньше шага дорожки звеньев.

Предлагаемая гусеничная цепь состоит из литых или штампованных звеньев, соединенных между собой шарнирно и являющихся съемными или несъемными.»[6]

«Если вы работаете на довольно влажной почве, вам понадобится

гусеничная машина с плитой, имеющей гладкую опорную поверхность, проушины, соединительные элементы и цельную пластину грунтозацепа с дугообразными выпуклыми боковыми поверхностями. Поперечная ось которой параллельна оси проушин. Дугообразная выпуклая боковая поверхность грунтозацепа выполнена по эвольвенте, а грунтозацеп расположен в области передних ушек. Звено имеет упор для равномерного распределения давления на почву. На рисунке 15 и рисунке 16, показано предлагаемое звено. Звено гусеничной цепи представляет собой стальную отливку сложной конфигурации, включающую гладкую опорную поверхность 1 и выполненный как единое целое с пластиной грунтозацеп 2 с дугообразными выпуклыми боковыми поверхностями, поперечная ось которых параллельна оси ушек 3. Ушки 3 служат для соединения звеньев между собой. Звено имеет беговые дорожки 4 и направляющие фланцы 5 для опорных роликов 6. Дугообразная выпуклая боковая поверхность грунтозацепа 2 выполнена по эвольвенте, при этом грунтозацеп расположен в зоне передних проушин.»[10]

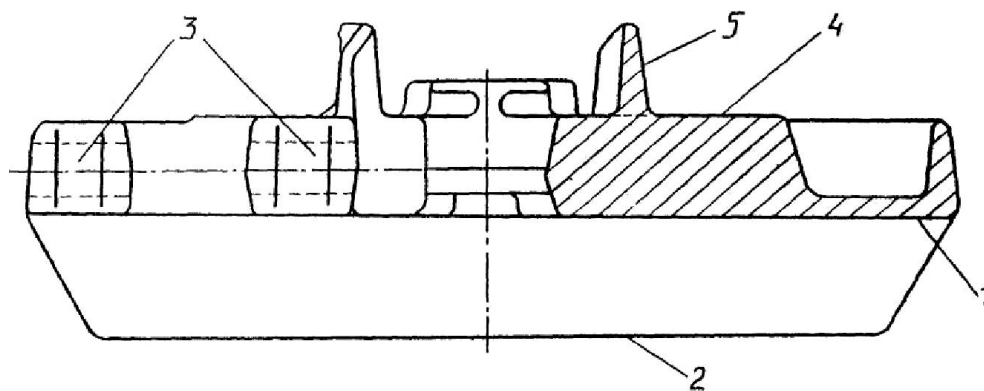


Рисунок 15 - Звено гусеничной цепи



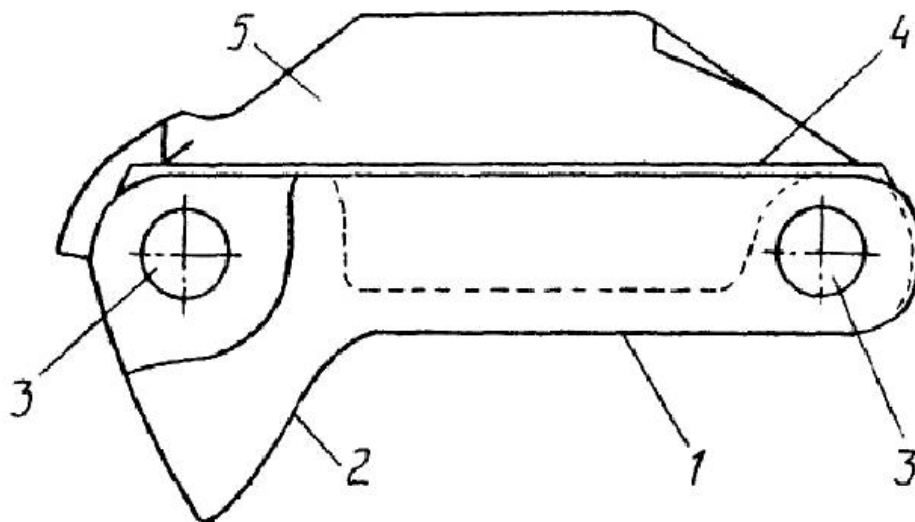


Рисунок 16 - Звено гусеничной цепи

«Стопор выполнен с заземляющим крюком, а значит, вы можете быть уверены, что гусеничная цепь не повернет назад при соединении звеньев. Это означает, что гусеничная цепь изгибается в направлении внутренней гусеничной ленты.»[12]

#### 1.4 Выбор конструкции разрабатываемого узла

«Конструктивные решения для звеньев гусеничной цепи

Чтобы гусеничная цепь ВТ-150 служила дольше, нам нужно улучшить звенья, которые ее соединяют. Именно от этих звеньев зависит срок службы гусеничной цепи. Штифты крепятся к ушкам звеньев с помощью стопоров, которые не дают им двигаться по прямой линии. Недостатком нынешней конструкции является то, что поверхности трения не защищены от абразивных частиц, поэтому они служат не так долго.»[13]

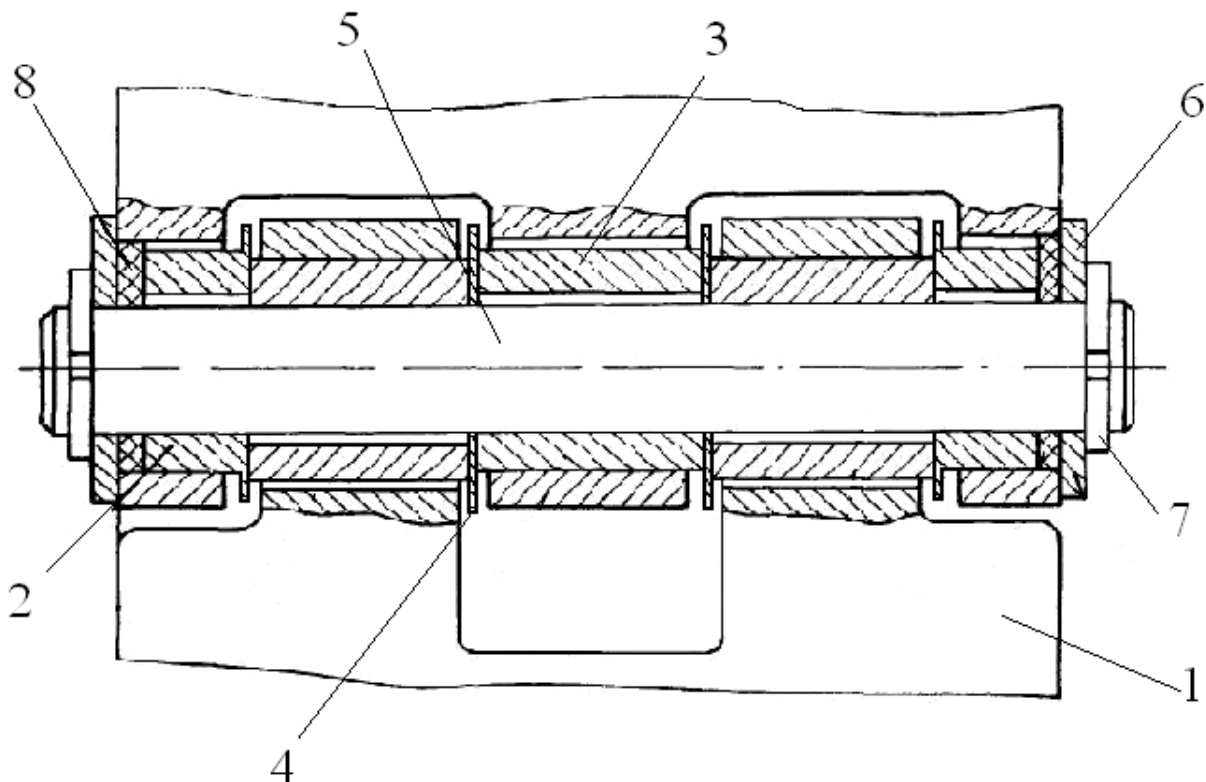


Рисунок 17 - Шарнир гусеничной цепи

Кулак гусеничной цепи имеет выступ с плавающей втулкой на нем. Эта втулка имеет фланец для звена гусеничной цепи и еще одну плавающую втулку. Также имеется ограничительная шайба между зубьями, а втулки соединены штифтом. «Штифты и втулки крепятся к ушкам звена с помощью упоров, состоящих из шайб и стопорных колец, установленных на штифтах с обеих сторон. Наконеч, между торцевой втулкой и шайбой на торцевом башмаке устанавливается уплотнительное кольцо.

Плавающая втулка, рисунок 17, с некоторым зазором между втулкой и выступом, втулка с фланцем на крайнем выступе и ограничительная шайба между концами средних выступов исключают возможность осевого перемещения втулки и застревания ее конца в соседнем выступе. Такое сочетание скольжения и качения втулки по пальцу и по поверхностям башмака повышает износостойкость и надежность соединения.

Для улучшения тягово-сцепных качеств трактора ВТ-150 грунтозацепы расположены под углом  $15^\circ$  к поперечной оси тяги, что увеличивает коэффициент тяги на 20 %.

Если трактор будет работать на слабонесущих почвах, ему необходимо

иметь возможность навешивать гусеничные цепи с широкими звеньями.

Мы разработали конструкцию гусеничных звеньев на основе стандартных звеньев с трапециевидными и прямоугольными боковыми расширениями.

Гусеницы с трапециевидными расширителями, рисунок 19, должны выдерживать среднее давление на грунт менее 35 кПа, а гусеницы с прямоугольными расширителями, рисунок 18, среднее давление на грунт менее 30 кПа.»[15]

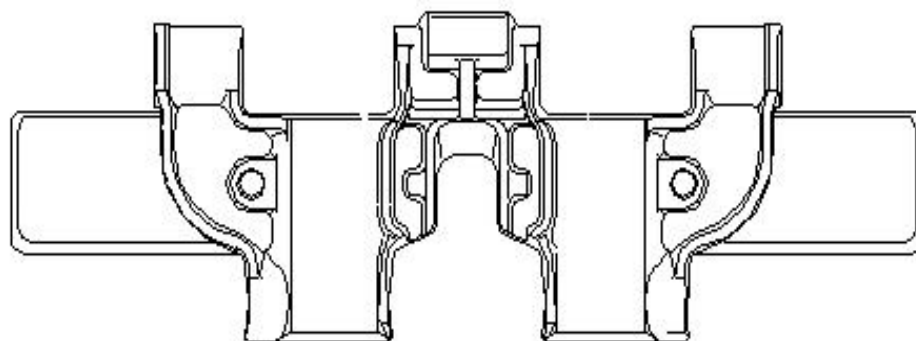


Рисунок 18 – Звено гусеницы с прямоугольными уширителями

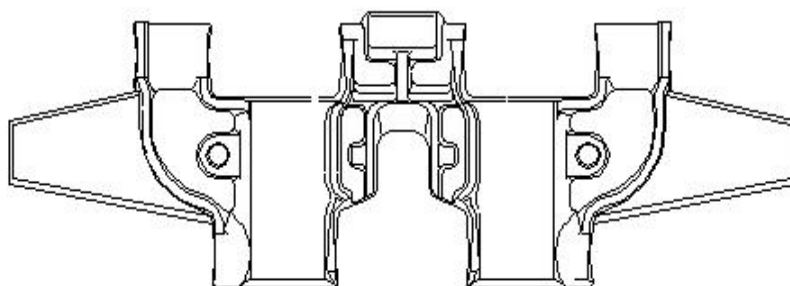


Рисунок 19 – Звено гусеницы с трапециевидными уширителями

## 2 Конструкторская часть

### 2.1 Тягово-динамический расчет трактора

#### 2.1.1 Исходные данные

«Число ведущих колес.....	$n_k = 2$
Собственная масса, кг.....	$m_o = 8750$
Количество мест.....	2
Максимальная скорость, м/с.....	$V_{max} = 5,44$
Максимальная частота вращения колен. вала, рад/с.....	$\omega_{max} = 220$
Минимальная частота вращения колен. вала, рад/с.....	$\omega_{min} = 60$
Коэффициент аэродинамического сопротивления.....	$C_x = 0,53$
Величина максимально преодолеваемого подъема.....	$\alpha_{max} = 0,34$
Коэффициент полезного действия трансмиссии.....	$\eta_{TP} = 0,93$
Площадь поперечного сечения, м <sup>2</sup> .....	$H = 6,07$
Коэффициент сопротивления качению.....	$f_{ko} = 0,017$
Число передач в коробке передач.....	8
Распределение массы автомобиля по осям, % :	
передняя ось.....	50
задняя ось.....	50
Плотность воздуха, кг/м <sup>3</sup> .....	$\rho = 1,293$
Плотность топлива, кг/л.....	$\rho_t = 0,92 \gg [2]$

#### 2.1.2 Подготовка исходных данных для тягового расчёта

а) Определение полного веса и его распределение по осям

$$G_A = G_o + G_n + G_b, \quad (1)$$

где  $G_o$  - собственный вес;

$G_n$  - вес пассажиров;

$G_b$  - вес багажа;

$$G_0 = m_0 \cdot g = 8750 \cdot 9,807 = 85811 \text{ Н} \quad (2)$$

$$G_{II} = G_{II1} \cdot 2 = m_{II1} \cdot g \cdot 2 = 75 \cdot 9,807 \cdot 2 = 1471 \text{ Н} \quad (3)$$

$$G_B = G_{B1} \cdot 2 = m_{B1} \cdot g \cdot 2 = 10 \cdot 9,807 \cdot 2 = 196 \text{ Н} \quad (4)$$

$$G_A = 85811 + 1471 + 196 = 87478 \text{ Н}$$

$$G_1 = G_A \cdot 50 = 89930 \cdot 50 = 43739 \text{ Н} \quad (5)$$

$$G_2 = G_A \cdot 50 = 89930 \cdot 50 = 43739 \text{ Н} \quad (6)$$

$$r_K = r_{CT} = (0,5 \cdot d + \kappa \cdot \lambda \cdot B) \cdot 10^{-3}, \quad (7)$$

$$r_K = r_{CT} = 0,473 \text{ м}$$

### 2.1.3 Определение передаточного числа главной передачи

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

«где  $U_K$  - передаточное число высшей передачи в коробке передач, на которой обеспечивается максимальная скорость (примем значение передаточное число высшей передачи КП равным 13,769),»;

$U_D$  - передаточное число делителя коробки передач.

$$U_0 = (0,473 \cdot 220) / (13,769 \cdot 1 \cdot 5,44) = 1,361$$

### 2.1.4 Внешняя скоростная характеристика двигателя

Определяем мощность двигателя, обеспечивающую движение с заданной максимальной скоростью при заданном дорожном сопротивлении.

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

где  $\psi_v$  - коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости.

Для автомобилей принимается, что максимальная скорость достигается на прямолинейном участке, из чего следует, что:

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

$$\psi_v = 0,018 \cdot (1 + 5,56^2 / 2000) = 0,018$$

$$N_v = (89930 \cdot 0,018 \cdot 5,56 + 0,50 \cdot 1,293 \cdot 6,07 \cdot 5,56^3 / 2) / 0,93 = 10181 \text{ Вт}$$

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

где  $a, b, c$  – эмпирические коэффициенты ( $a, b, c = 1$ ),  $\lambda = \omega_{MAX} / \omega_N$  (примем  $\lambda = 1,05$ ).

$$N_{MAX} = 10181 / (1 \cdot 1,05 + 1 \cdot 1,05^2 - 1 \cdot 1,05^3) = 130000 \text{ Вт}$$

Внешнюю характеристику двигателя с достаточной точностью можно определить по формуле Лейдермана:

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

где  $C_1 = C_2 = 1$  - коэффициенты характеризующие тип двигателя.»[10]

«Определение значений крутящего момента производится по формуле, расчетные данные в таблице 1:

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

Таблица 1 - Внешняя скоростная характеристика

Обороты дв-ля, об/мин	Угловая скорость, рад/с	Мощность дв-ля, кВт	Момент дв-ля, Н*м
573	60	44,8	747,3
680	71	54,1	759,7
790	83	63,6	768,7
900	94	72,9	774,0
1010	106	82,0	775,6
1120	117	90,7	773,4
1230	129	98,8	767,4
1340	140	106,3	757,7
1450	152	113,0	744,2
1560	163	118,8	727,0
1670	175	123,5	706,1
1780	186	127,0	681,4
1890	198	129,2	652,9
2000	209	130,0	620,7
2101	220	129,3	587,9

$n_e$  - обороты двигателя, об/мин;

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

### 2.1.5 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:»[10]

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

«где  $\psi_{MAX}$  - коэффициент сопротивления дороги при максимальной скорости автомобиля с учётом вычтены преодолеваемого подъёма ( $\psi_{MAX} = f_{V_{max}} + \alpha_{MAX} = \psi_V + \alpha_{MAX}$ );  $U_D$  - передаточное число делителя коробки передач.»[10]

$$\psi_{MAX} = 0,018 + 0,37 = 0,388 \quad (16)$$

$$U_1 \geq 89930 \cdot 0,388 \cdot 0,473 / (775,6 \cdot 0,93 \cdot 1,361 \cdot 1) = 16,833$$

$$2) U_1 \leq \frac{G_{\text{сц}} \cdot \varphi \cdot r_k}{M_{\text{макс}} \cdot \eta_{\text{тп}} \cdot U_0 \cdot U_{\text{гп}}},$$

«где  $G_{\text{сц}}$  - сцепной вес ( $G_{\text{сц}} = G_1 \cdot m_1 = 43739 \cdot 0,9 = 39365$  Н,  $m_1$  - коэффициент перераспределения нагрузки),  $\varphi$  - коэффициент сцепления ( $\varphi = 0,65$ ).

$$U_1 \leq 39365 \cdot 0,65 \cdot 0,473 / (775,6 \cdot 0,93 \cdot 1,361 \cdot 1) = 15,499$$

Примем значение первой передачи равным:  $U_1 = 134,500$ .

Значения промежуточных ступеней КП рассчитываются на основании закона геометрической прогрессии:

Знаменатель геометрической прогрессии равен:»[10]

$$q = (U_1 / U_8)^{1/7} = (134,500 / 36,521)^{1/7} = 1,385 \quad (17)$$

$$U_2 = U_1 / q = 134,500 / 1,385 = 97,091; \quad (18)$$

$$U_3 = U_2 / q = 97,091 / 1,385 = 70,086; \quad (19)$$

$$U_4 = U_3 / q = 70,086 / 1,385 = 50,593; \quad (20)$$

$$U_5 = U_4 / q = 50,593 / 1,385 = 36,521; \quad (21)$$

$$U_6 = U_5 / q = 36,521 / 1,385 = 26,363; \quad (22)$$

$$U_7 = U_6 / q = 26,363 / 1,385 = 19,031; \quad (23)$$

$$U_8 = 13,738. \quad (24)$$

«Дальнейшие расчёты проводятся для высшей ступени делителя коробки передач.

### 2.1.6 Скорость движения автомобиля на различных передачах

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



$$V_A = 0,377 \cdot \frac{n_e \cdot r_K}{U_{КП} \cdot U_0} \quad (25)$$

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	Скорость на 5ой передаче, м/с	Скорость на 6ой передаче, м/с	Скорость на 7ой передаче, м/с	Скорость на 8ой передаче, м/с
573	0,2	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,1	1,5
680	0,2	0,3	0,4	0,5	0,7	0,9	1,3	1,8
790	0,2	0,3	0,4	0,6	0,8	1,1	1,5	2,1
900	0,2	0,3	0,5	0,6	0,9	1,2	1,7	2,4
1010	0,3	0,4	0,5	0,7	1,0	1,4	1,9	2,7
1120	0,3	0,4	0,6	0,8	1,1	1,5	2,1	3,0
1230	0,3	0,5	0,6	0,9	1,2	1,7	2,4	3,3
1340	0,4	0,5	0,7	1,0	1,3	1,9	2,6	3,6
1450	0,4	0,5	0,8	1,0	1,4	2,0	2,8	3,8
1560	0,4	0,6	0,8	1,1	1,6	2,2	3,0	4,1
1670	0,5	0,6	0,9	1,2	1,7	2,3	3,2	4,4
1780	0,5	0,7	0,9	1,3	1,8	2,5	3,4	4,7
1890	0,5	0,7	1,0	1,4	1,9	2,6	3,6	5,0
2000	0,5	0,8	1,0	1,4	2,0	2,8	3,8	5,3
2101	0,6	0,8	1,1	1,5	2,1	2,9	4,0	5,6

### 2.1.7 Сила тяги на ведущих колёсах

$$F_T = \frac{M_E \cdot U_{К.П.} \cdot U_0 \cdot \eta_{TP}}{r_K} \quad (26) \gg [10]$$

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	Сила тяги на 5ой передаче, Н	Сила тяги на 6ой передаче, Н	Сила тяги на 7ой передаче, Н	Сила тяги на 8ой передаче, Н
573	268822	194053	140080	101119	72994	52692	38036	27457
680	273285	197275	142406	102798	74206	53567	38668	27913
790	276541	199625	144102	104022	75090	54205	39129	28245
900	278447	201001	145095	104739	75608	54578	39398	28440
1010	279004	201403	145386	104949	75759	54688	39477	28497
1120	278211	200831	144973	104651	75544	54532	39365	28416
1230	276070	199285	143857	103845	74962	54112	39062	28197
1340	272579	196765	142038	102532	74014	53428	38568	27841
1450	267738	193271	139515	100711	72700	52479	37883	27346

### Продолжение таблицы 3

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	Сила тяги на 5ой передаче, Н	Сила тяги на 6ой передаче, Н	Сила тяги на 7ой передаче, Н	Сила тяги на 8ой передаче, Н
1560	261549	188803	136290	98383	71019	51266	37007	26714
1670	254010	183361	132362	95547	68972	49788	35941	25944
1780	245121	176944	127730	92204	66559	48046	34683	25036
1890	234884	169554	122395	88353	63779	46040	33234	23991
2000	223297	161190	116357	83994	60633	43768	31595	22807
2101	211489	152666	110204	79553	57426	41454	29924	21601

### 2.1.8 Силы сопротивления движению

Сила сопротивления воздуху:

$$F_B = H \cdot \rho_B \cdot C_x \cdot \frac{V_A^2}{2}. \quad (27)$$

Сила сопротивления качению:

$$F_f = G_A \cdot f_K; \quad (28)$$

$$f_K = f_0 \cdot (1 + 5 \cdot 10^{-4} \cdot V_A^2). \quad (29)$$

Полученные данные заносим в таблицу 4 и строим графики зависимости сил сопротивления от скорости.

Таблица 4 - Силы сопротивления движению

Скорость, м/с	Сила сопр. воздуху, Н	Сила сопр. качению, Н	Суммарная сила сопр. движению, Н
0	0	1619	1619
0,5	0	1619	1619
1	2	1620	1622
1,5	4	1621	1625
2	8	1622	1630
2,5	12	1624	1636

Продолжение таблицы 4

Скорость, м/с	Сила сопр. воздуху, Н	Сила сопр. качению, Н	Суммарная сила сопр. движению, Н
3	18	1626	1644
3,5	24	1629	1653
4	31	1632	1663
4,5	40	1635	1675
5	49	1639	1688
5,5	59	1643	1703
6	71	1648	1719
6,5	83	1653	1736

### 2.1.9 Динамический фактор

$$D = \frac{F_T - F_B}{G_A}, \quad (30)$$

$$D_\varphi = \frac{G_{сц} \cdot \varphi}{G_A}, \quad (31)$$

«По этим формулам и данным силового баланса рассчитывают и строят динамическую характеристику, которая является графическим изображением зависимости динамического фактора  $D$  от скорости движения при различных передачах в коробке передач и при полной загрузке. Данные расчёта заносят в таблицу 5 и представляют графически.»[2]

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	Динамический фактор на 5ой передаче	Динамический фактор на бой передаче	Динамический фактор на 5ой передаче	Динамический фактор на бой передаче
573	2,989	2,158	1,558	1,124	0,812	0,586	0,423	0,305
680	3,039	2,194	1,584	1,143	0,825	0,596	0,430	0,310
790	3,075	2,220	1,602	1,157	0,835	0,603	0,435	0,314
900	3,096	2,235	1,613	1,165	0,841	0,607	0,438	0,316
1010	3,102	2,240	1,617	1,167	0,842	0,608	0,439	0,317
1120	3,094	2,233	1,612	1,164	0,840	0,606	0,438	0,316

Продолжение таблицы 5

Обороты дв-ля, об/мин	Динамич еский фактор на 1ой передаче	Динамич еский фактор на 2ой передаче	Динамич еский фактор на 3ей передаче	Динамич еский фактор на 4ой передаче	Динамич еский фактор на 5ой передаче	Динамич еский фактор на 6ой передаче	Динамич еский фактор на 5ой передаче	Динамич еский фактор на бой передаче
1230	3,070	2,216	1,600	1,155	0,834	0,602	0,434	0,313
1340	3,031	2,188	1,579	1,140	0,823	0,594	0,429	0,309
1450	2,977	2,149	1,551	1,120	0,808	0,583	0,421	0,304
1560	2,908	2,099	1,515	1,094	0,790	0,570	0,411	0,297
1670	2,825	2,039	1,472	1,062	0,767	0,554	0,399	0,288
1780	2,726	1,968	1,420	1,025	0,740	0,534	0,385	0,278
1890	2,612	1,885	1,361	0,982	0,709	0,512	0,369	0,266
2000	2,483	1,792	1,294	0,934	0,674	0,487	0,351	0,253
2101	2,352	1,698	1,225	0,885	0,638	0,461	0,332	0,240

**2.1.10 Ускорения**

$$j = \frac{(D - \Psi) \cdot g}{\delta_{BP}}, \quad (32)$$

«где  $\delta_{BP}$  - коэффициент учета вращающихся масс,

$\Psi$  - коэффициент суммарного сопротивления дороги.

$$\Psi = f + i$$

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

$$\delta_{BP} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot U_{КП}^2), \quad (33)$$

где  $\delta_1$  - коэффициент учёта вращающихся масс колёс;  $\delta_2$  - коэффициент учёта вращающихся масс двигателя:  $\delta_1 = \delta_2 = 0,05$ .

Расчетные данные в таблице 6, 7, 8.»[10]

Таблица 6 - Коэффициент учета вращающихся масс

	$U_1$	$U_2$	$U_3$	$U_4$	$U_5$	$U_6$	$U_7$	$U_8$
$\delta_{BP}$	905,563	472,381	246,655	129,032	67,740	35,801	19,159	10,486

«Таблица 7 - Ускорение на передачах

Обороты дв-ля, об/мин	Ускор на 1ой передаче, м/с <sup>2</sup>	Ускор на 2ой передаче, м/с <sup>2</sup>	Ускор на 3ей передаче, м/с <sup>2</sup>	Ускор на 4ой передаче, м/с <sup>2</sup>	Ускор на 5ой передаче, м/с <sup>2</sup>	Ускор на 6ой передаче, м/с <sup>3</sup>	Ускор на 7ой передаче, м/с <sup>4</sup>	Ускор на 8ой передаче, м/с <sup>5</sup>
573	0,03	0,04	0,06	0,08	0,11	0,16	0,21	0,27
680	0,03	0,05	0,06	0,09	0,12	0,16	0,21	0,27
790	0,03	0,05	0,06	0,09	0,12	0,16	0,21	0,28
900	0,03	0,05	0,06	0,09	0,12	0,16	0,22	0,28
1010	0,03	0,05	0,06	0,09	0,12	0,16	0,22	0,28
1120	0,03	0,05	0,06	0,09	0,12	0,16	0,21	0,28
1230	0,03	0,05	0,06	0,09	0,12	0,16	0,21	0,28
1340	0,03	0,05	0,06	0,09	0,12	0,16	0,21	0,27
1450	0,03	0,04	0,06	0,08	0,11	0,15	0,21	0,27
1560	0,03	0,04	0,06	0,08	0,11	0,15	0,20	0,26
1670	0,03	0,04	0,06	0,08	0,11	0,15	0,20	0,25
1780	0,03	0,04	0,06	0,08	0,10	0,14	0,19	0,24
1890	0,03	0,04	0,05	0,07	0,10	0,14	0,18	0,23
2000	0,03	0,04	0,05	0,07	0,10	0,13	0,17	0,22
2101	0,03	0,03	0,05	0,07	0,09	0,12	0,16	0,21

### 2.1.11 Величины обратные ускорениям»[10]

Таблица 8 - Величины обратные ускорениям

Обороты дв-ля, об/мин	1/j на 1ой передаче, с <sup>2</sup> /м	1/j на 2ой передаче, с <sup>2</sup> /м	1/j на 3ей передаче, с <sup>2</sup> /м	1/j на 4ой передаче, с <sup>2</sup> /м	1/j на 5ой передаче, с <sup>2</sup> /м	1/j на 6ой передаче, с <sup>2</sup> /м	1/j на 7ой передаче, с <sup>2</sup> /м	1/j на 8ой передаче, с <sup>2</sup> /м
573	31,07	22,51	16,33	11,89	8,70	6,43	4,82	3,72
680	30,56	22,14	16,06	11,69	8,56	6,32	4,74	3,66
790	30,20	21,87	15,87	11,55	8,45	6,24	4,68	3,61
900	29,99	21,72	15,76	11,47	8,39	6,20	4,65	3,59
1010	29,93	21,68	15,73	11,45	8,38	6,19	4,64	3,58
1120	30,02	21,74	15,77	11,48	8,40	6,20	4,65	3,59
1230	30,25	21,91	15,90	11,57	8,47	6,25	4,69	3,62
1340	30,64	22,19	16,10	11,72	8,58	6,34	4,76	3,67
1450	31,20	22,60	16,40	11,94	8,74	6,45	4,85	3,74
1560	31,94	23,14	16,79	12,23	8,95	6,61	4,97	3,84
1670	32,89	23,83	17,30	12,60	9,22	6,82	5,12	3,96
1780	34,10	24,70	17,93	13,06	9,56	7,07	5,32	4,12
1890	35,59	25,79	18,72	13,64	9,99	7,39	5,56	4,31
2000	37,45	27,14	19,71	14,36	10,53	7,79	5,87	4,55
2101	39,56	28,67	20,83	15,18	11,13	8,24	6,22	4,83

### 2.1.12 Время и путь разгона

«Время и путь разгона определяем графоаналитическим способом. Смысл этого способа в замене интегрирования суммой конечных величин:

$$\Delta t = \int_{V_i}^{V_{i+1}} \frac{1}{j} dV \approx \left( \frac{1}{j_{CP}} \right)_{i+1} \cdot (V_{i+1} - V_i). \quad (34)$$

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:

$$\left( \frac{1}{j_{CP}} \right)_k = \frac{(1/j)_{k-1} + (1/j)_k}{2}, \quad (35)$$

где  $k$  – порядковый номер интервала.

Заменяя точное значение площади под кривой  $(1/j)$  в интервале  $\Delta V_k$  на значение площади прямоугольника со сторонами  $\Delta V_k$  и  $(1/j_{CP})_k$ , переходим к приближённому интегрированию:»[10]

$$\Delta t = \left( \frac{1}{j_{CP}} \right)_k \cdot (V_k - V_{k-1}) \quad (36)$$

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

«где  $t_1$  – время разгона от скорости  $V_0$  до скорости  $V_1$ ,

$t_2$  – время разгона до скорости  $V_2$ .

Результаты расчёта, в соответствии с выбранным масштабом графика приведены в таблице 9:»[2]

Таблица 9 - Время разгона

Диапазон скорости, м/с	Площадь, мм <sup>2</sup>	Время, с
0-1	1314	6,6
0-1,5	2488	12,4
0-2	3823	19,1
0-2,5	5617	28,1
0-3	8167	40,8
0-3,5	11774	58,9
0-4	16736	83,7
0-4,5	23352	116,8
0-5	31920	159,6

«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  $V_{CPk}$ .»[2]

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

Величина площади элементарного прямоугольника определяется следующим образом :

$$\Delta S = V_{CPk} \cdot (t_k - t_{k-1}) = V_{CPk} \cdot \Delta t_k, \quad (37)$$

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:»[2]

Таблица 10 - Путь разгона автомобиля

Диапазон скорости, м/с	Площадь, мм <sup>2</sup>	Путь, м
0-1	33	2
0-1,5	121	6
0-2	288	14
0-2,5	602	30
0-3	1176	59
0-3,5	2168	108
0-4	3780	189
0-4,5	6261	313
0-5	9902	495

### 2.1.13 Мощностной баланс

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

$$N_K = N_e \cdot \eta_{TP} = N_f + N_{II} + N_B + N_j, \quad (38)$$

где:  $N_f$  - 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 ( $N_j = 0$ ).

Это уравнение показывает, как распределяется мощность, по различным сопротивлениям движению.»[2] Расчетные данные в таблице 11 и 12.



Таблица 11 - Мощностной баланс

Обороты дв-ля, об/мин	Мощность на колесе, кВт
573	41,7
680	50,3
790	59,1
900	67,8
1010	76,3
1120	84,4
1230	91,9
1340	98,9
1450	105,1
1560	110,5
1670	114,8
1780	118,1
1890	120,2
2000	120,9
2101	120,3

Таблица 12 - Мощность сопротивления движению

Скорость, м/с	Мощность сопротивления воздуха	Мощность сопротивления качения	Суммарная мощность сопротивления
0	0,0	0,0	0,0
0,5	0,0	0,8	0,8
1	0,0	1,6	1,6
1,5	0,0	2,4	2,4
2	0,0	3,2	3,3
2,5	0,0	4,1	4,1
3	0,1	4,9	4,9
3,5	0,1	5,7	5,8
4	0,1	6,5	6,7
4,5	0,2	7,4	7,5
5	0,2	8,2	8,4
5,5	0,3	9,0	9,4
6	0,4	9,9	10,3
6,5	0,5	10,7	11,3

#### 2.1.14 Топливоно-экономическая характеристика

«Для получения топливоно-экономической характеристики следует рассчитать расход топлива при движении на высшей передаче по

горизонтальной дороге с заданными постоянными скоростями от минимально устойчивой до максимальной.

$$Q_s = \frac{1.1 \cdot g_{e\min} K_H \cdot K_E (N_f + N_B)}{36000 \cdot V_a \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}} \quad (39)$$

где  $g_{e\min} = 250$  г/(кВт·ч) – минимальный удельный расход топлива.

$$K_H = 1,152 \cdot I^2 - 1,728 \cdot I + 1,523 \quad (40)$$

$$K_E = 0,53 \cdot E^2 - 0,753 \cdot E + 1,227 \quad (41)$$

$$I = \frac{N_f + N_B}{N_T}; \quad (42)$$

$$E = \frac{W_e}{W_{eN}} \quad (43)$$

Результаты расчётов сводят в таблицу 13 и представляют в виде графика.»[2]

Таблица 13 - Путевой расход топлива на высшей передаче

Обороты дв-ля, об/мин	Скорость, м/с	$I$	$E$	$K_H$	$K_E$	$Q_s$
573	1,5	0,059	0,286	1,425	1,105	24,7
680	1,8	0,058	0,340	1,426	1,082	24,3
790	2,1	0,058	0,395	1,427	1,062	23,9
900	2,4	0,057	0,450	1,427	1,046	23,6
1010	2,7	0,058	0,505	1,427	1,032	23,3
1120	3,0	0,058	0,560	1,427	1,022	23,1
1230	3,3	0,058	0,615	1,426	1,014	23,0
1340	3,6	0,059	0,670	1,424	1,010	23,0
1450	3,8	0,061	0,725	1,422	1,010	23,0
1560	4,1	0,062	0,780	1,420	1,012	23,1
1670	4,4	0,064	0,835	1,416	1,018	23,3
1780	4,7	0,067	0,890	1,412	1,027	23,5
1890	5,0	0,070	0,945	1,407	1,039	23,8

## 2.2 Расчет проектируемого узла

«Расчет сил и напряжений действующих в шарнире

Расчету подвергаются проушины звеньев и пальцы. Исходными данными

для расчета являются вес  $G_T$  (90000 Н) трактора и ширина  $b_T$  гусеницы. Расчетное усилие, растягивающее звенья гусеницы, ограничивается предельной силой по сцеплению забегающей гусеницы с опорной поверхностью при повороте трактора на уклоне крутизной  $\alpha = 30^\circ$  в сторону подъема.»[1]

В этом случае расчетная сила, растягивающая звенья гусеницы, рисунок 20,а.

$$P = 0,65 G_T \varphi ,$$

$$P = 0,65 * 90000 * 1 = 58500 \text{ (Н)} \quad (44)$$

где  $\varphi=1,0$ .

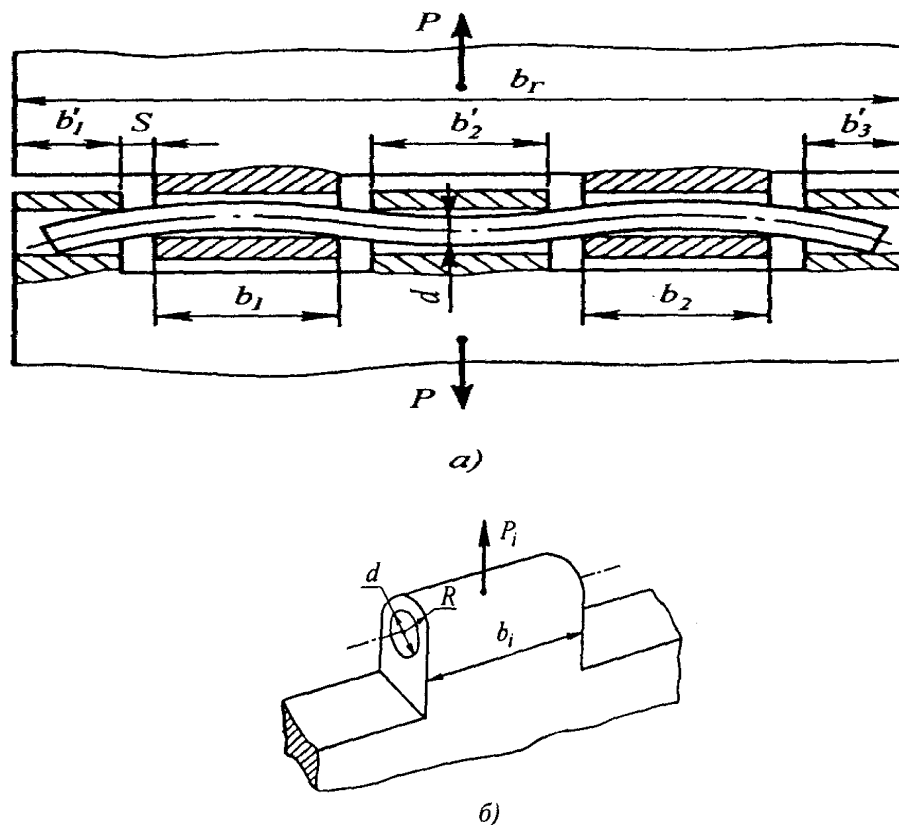


Рисунок 20 - Расчетная схема: а - гусеницы с ОМШ; б - проушины звена гусеницы

«Для обеспечения равной прочности проушин должно соблюдаться условие

$$\sum_1^n b_i = \sum_1^{n'} b_i' = 0,5 b_T , \quad (45)$$

где  $n$ ,  $n'$  и  $b_i$ ,  $b_i'$  - соответственно число и ширина проушин охватываемой и

охватывающей сторон звена гусеницы.

Диаметр пальца из условия обеспечения требуемой износостойкости

$$d = \frac{2P}{[p]b_r}, \quad (46)$$

где  $[p] = 10$  МПа - допускаемое давление в проушинах звена гусеницы (параметр износостойкости).

$$d = 2 \cdot 58500 / (10 \cdot 1000000 \cdot 0.47) = 0.022 \text{ (м)};$$

$$d = 22 \text{ мм}$$

Число проушин охватываемой стороны звена гусеницы определяют из условия ограничения напряжений среза в пальце:

$$n = \frac{2P}{\pi d^2 [\tau]_{ср}}, \quad (47)$$

где  $[\tau]_{ср} = 40$  МПа - допускаемое напряжение среза.»[1]

$$n = 104000 / (3.14 \cdot (0.022)^2 \cdot 40 \cdot 1000000) = 1.7;$$

$$n = 2.$$

Для обеспечения равной прочности и износостойкости проушины охватываемой стороны должны быть одинаковой ширины:

$$b_i = b_r / (2n). \quad (48)$$

С этой же целью крайние проушины охватывающей стороны звена выполняют в 1,5...2 раза уже средних, равных по ширине проушин.

Радиус проушины определяют исходя из расчета ее на разрыв, рисунок 20,б:

$$R = \frac{P}{b_r [\sigma]_p} + 0,5d, \quad (49)$$

где  $[\sigma]_p = 30$  МПа - допускаемое напряжение растяжения.

$$R = 58500 / (30 \cdot 1000000 \cdot 0.47) + 0.5 \cdot 0.022 = 0.0256 \text{ (м)};$$

$$R = 0.026 \text{ м}$$

«После конструктивной проработки звеньев гусеницы необходимо выполнить проверочные расчеты звеньев и пальца с учетом зазора  $S$  между проушинами, рисунок 20. В выполненных конструкциях  $S = 3$  мм. Силу,

нагружающую проушины звеньев, находят из выражений для сторон:

охватываемой

$$P_1 + P_2 + \dots + P_n = P;$$

$$P_1 : P_2 : P_3 : \dots : P_n = \frac{1}{1,5b_1 + S} : \frac{1}{1,5b_2 + S} : \dots : \frac{1}{1,5b_n + S}; \quad (50)$$

охватывающей

$$P'_1 + P'_2 + \dots + P'_n = P;$$

$$2P'_1 : 2P'_2 : 2P'_3 : \dots : 2P'_n = \frac{1}{1,5b'_1 + S} : \frac{1}{1,5b'_2 + S} : \dots : \frac{1}{1,5b'_n + S}, \quad (51)$$

где  $P_1 \dots P_n$  - сила, нагружающая проушины охватываемой стороны звена гусеницы шириной соответственно  $b_1 \dots b_n$ ;  $P'_1 \dots P'_n$  - сила, нагружающая проушины охватывающей стороны звена гусеницы шириной соответственно  $b'_1 \dots b'_n$ .

Соотношения получены при условии, что распределение усилия  $P$ , рисунок 20, приложенного к гусенице, между проушинами прямо пропорционально изгибной жесткости пальца в точках фактического приложения сил в проушинах.

Поверочный расчет проушин выполняют для наиболее нагруженной проушины. Для охватываемой и охватывающей сторон звена гусеницы напряжение растяжения в проушинах определяют из выражений:»[1]

$$\sigma_P = \frac{P_i}{(2R-d)b_i} \leq [\sigma]_P; \quad \sigma'_P = \frac{P'_i}{(2R-d)b'_i} \leq [\sigma]_P \quad (52)$$

$$\sigma_P = 22750 / ((2 * 0,026 - 0,022) * 0,11) = 6893939 \text{ (Па)} < [\sigma]_P;$$

Давление в проушинах:

$$p_i = P_i / (b_i d) \leq [p]; \quad p'_i = P'_i / (b'_i d) \leq [p]. \quad (53)$$

$$p = 22750 / (0,11 * 0,022) = 9400826 \text{ (Па)} < [p];$$

Поверочный расчет пальца гусеницы на срез выполняют для наиболее нагруженной с

$$\tau_{cp} = k \frac{4P_i}{2\pi d^2} = 0,85 \frac{P_i}{d^2} \leq [\tau]_{cp}; \quad \tau'_{cp} = 0,85 \frac{P'_i}{d^2} \leq [\tau]_{cp}, \quad (54)$$

«где  $k = 4/3$  - коэффициент, учитывающий сложнапряженное состояние пальца при совместном действии напряжений изгиба и среза.

$$\tau_{\text{ср}} = 0,85 \cdot 22750 / (0,022)^2 = 39953512 \text{ (Па)} < [\tau]_{\text{ср}};$$

Распределении давлений гусеничных движителей на почву

Среднее давление  $q_{\text{ср}}$  - наиболее распространенный критерий, используемый в качестве одного из основных агротехнических параметров в техническом задании на трактор. Принят в качестве показателя для оценки допустимого воздействия ходовых систем на почву в соответствии с ГОСТ 24096—80. Достоинство - простота определения.

Максимальное (фактическое) давление движителей на почву  $q_{\text{max}}$  - часто применяемый критерий, рекомендуемый Координационным Советом по проблеме воздействия ходовых систем сельскохозяйственной техники на почву при ВАСХНИЛе. Максимальное давление движителей на почву  $q_{\text{max}}$  определяют с помощью расчетных зависимостей и экспериментально с применением сложной измерительной аппаратуры.

Решение задачи о распределении давлений под опорной поверхностью гусеницы еще более сложно, чем решение такой задачи для колес, так как в первом случае опорные колеса (катки) гусеничного движителя катятся по промежуточной опоре и, следовательно, приходится учитывать также и свойства третьего тела- гусеницы.»[1]

«Создание гусеничного движителя было продиктовано необходимостью снижения давления мобильной техники на деформируемое опорное основание при сохранении или даже уменьшении общих габаритов гусеничного движителя по отношению к колесному, что обеспечивало повышение тягово-сцепных свойств, мобильности и тягового КПД техники. Однако изначально и до недавнего времени определялось не фактическое, а среднее статическое давление гусеничного движителя на опорное основание, что соответствует равномерному распределению давления по длине опорной поверхности гусеницы. В связи с тем, что гусеничные движители большинства отечественных сельскохозяйственных тракторов имели значительно более высокую продольную неравномерность распределений давлений, чем

колесные, примерно равное изменение свойств почвы достигалось при существенно более низком среднем статическом давлении гусеничных движителей, чем пневмоколесных движителей. Это фактически было зафиксировано в ГОСТ 24096-80 на основные параметры сельскохозяйственных тракторов, обеспечивающие требования агротехники, в которых среднее давление гусеничных движителей на почву ограничено величиной, равной 45 кПа. Показатель «наибольшее из средних условных давлений движителей, кПа» вошел также в систему показателей качества продукции в части сельскохозяйственных тракторов, определяемую ГОСТ 4.40-84.»[1]

«Результаты многочисленных исследований показывают, что степень деформирования почвогрунтов определяется действующим, а не средним давлением, в связи с чем, в частности в п.82 ГОСТ 7057-54 Тракторы сельскохозяйственные: Методы полевых испытаний было записано: Для гусеничных тракторов дополнительно должны быть определены максимальное и минимальное удельные давления при статическом состоянии и при работе трактора на второй передаче с нормальным тяговым усилием на крюке.

Давление на почву гусеничного трактора рекомендуется определять двумя методами: по среднему и по максимальному значениям. Среднее  $q_c$  условное давление в кПа одиночного гусеничного движителя трактора, а также с некоторыми уточнениями по заменившему ГОСТ 7057-54 аналогичному стандарту ГОСТ 7057-73 и стандарту на методы испытаний сельскохозяйственных тракторов ГОСТ 7057-81 определяют по формуле»[1]

$$\bar{q}_r = \frac{m_{дв} \cdot g}{10^3 \cdot b_r \cdot l_{yc}}, \quad (55)$$

«Где  $m_{дв}$  - масса, создающая статическую нагрузку каждого движителя, кг;  $g$  - ускорение земного тяготения, м/с<sup>2</sup>;  $b_r$  - ширина гусеницы, м;  $l_{yc}$  - условная длина участка гусеницы, находящейся в контакте с основанием, м ( $l_{yc} = l_1 + l_2 + l_3$ );  $l_1$  - проекция на опорную площадку межцентрового расстояния между ведущим колесом и задним опорным катком (при наклоне ветви гусеницы между ними к опорной площадке более 2°,  $l_1$  принимают равной нулю), м;  $l_2$  - проекция на опорную площадку межцентрового расстояния между крайними

опорными катками, м;  $l_3$  - проекция на опорную площадку межцентрового расстояния между направляющим колесом и передним опорным катком (при наклоне ветви гусеницы между ними к опорной площадке более  $5^\circ$   $l_3$  принимают равной нулю). При  $l_1 = 0$  и  $l_3 = 0$ ,  $l_{yc}$  принимают равной  $l_2$  плюс шаг гусеницы  $t_r$ , м.»[1]

$q_c = 4000 \cdot 9,8 / (1000 \cdot 0,47 \cdot 2) = 41,7$  (кПа) – для гусеничного движителя ВТ-150 со стандартным звеном

$q_c = 4000 \cdot 9,8 / (1000 \cdot 0,67 \cdot 2) = 29,3$  (кПа) – для гусеничного движителя ВТ-150 со звеном для слабонесущих грунтов

«Определение максимального давления  $q_m$  основано на учете не всей проекции опорной поверхности гусеницы, а только ее звеньев, число которых равно числу опорных катков  $i_k$ .»[1]

$$q_r = \frac{m_{дв} \cdot g}{10^3 \cdot b_r \cdot t_r \cdot i_k} \quad (56)$$

«Формула дает завышенные значения давления и справедлива для работы на твердой несминаемой почве, а также при  $l_k > 3t_r$ , где  $l_k$  - расстояние между осями соседних катков.

Для ВТ-150 со стандартным звеном максимальное давление движителя на почву:

$$q_m = 4000 \cdot 9,8 / (1000 \cdot 0,47 \cdot 0,158 \cdot 0,57) = 926 \text{ (кПа)}$$

Для ВТ-150 с широким звеном максимальное давление движителя на почву:

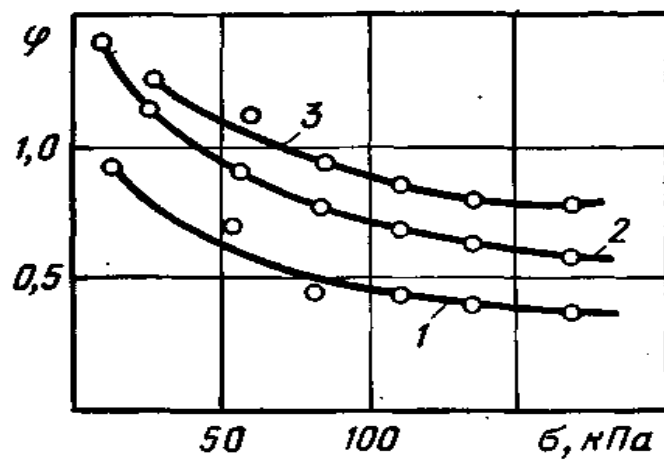
$$q_m = 4000 \cdot 9,8 / (1000 \cdot 0,67 \cdot 0,158 \cdot 0,57) = 650 \text{ (кПа)}$$

Изучение результатов многочисленных исследований показывает, что практически все изменения в конструкции ходовой системы, приводящие к снижению контактных давлений, способствуют улучшению тягово-сцепных свойств. Анализ формулы Кулона, рисунок 21, отражающей закономерности сдвига почвы, показал, что с уменьшением нормального давления  $\sigma$ , каким бы способом это ни достигалось, значение коэффициента сцепления  $\phi$  движителя с почвой увеличивается»[1]



$$\varphi = \frac{\tau}{\sigma} + \operatorname{tg} \Psi, \quad (57)$$

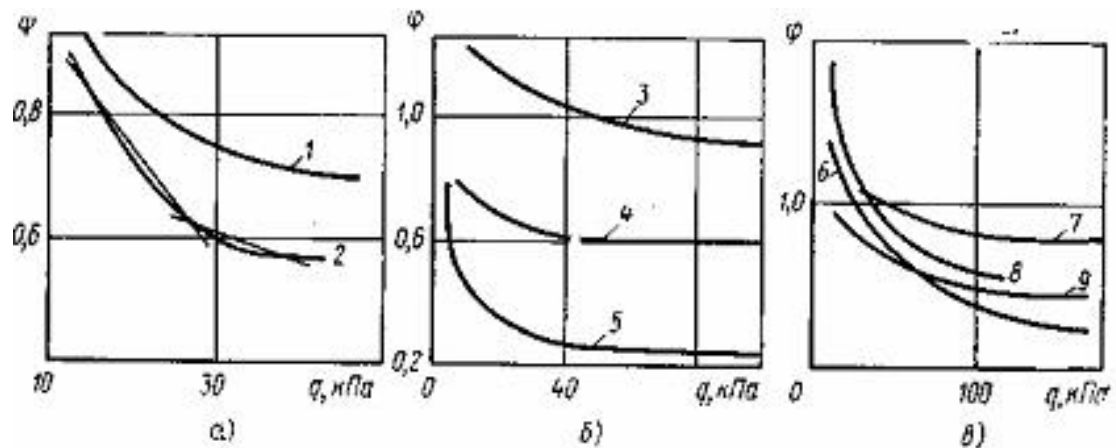
где  $\varphi$  - угол внутреннего трения в почве.



1-рыхлый песок; 2-луг; 3-плотный грунт

Рисунок 21 - Зависимость коэффициента сцепления  $\varphi$  звена гусеницы от давления на почву.

Аналогичный анализ проведен В. А. Скотниковым для различных почв и грунтов, рисунок 22.



(а, в) и трения (б) от давления на почву: 1, 2 – торф с разной влажностью; 3, 4 - соответственно плотный и рыхлый песок; 5 – глина; 6 – болото; 7 – луг; 8 – глина; 9 – рыхлый песок.

Рисунок 22 – Экспериментальные зависимости коэффициента сцепления

«Однако данные, полученные при испытаниях гусеничных машин с различными давлениями на грунт, показывают, что это возрастание  $\phi$  возможно до определенного предела, соответствующего области реальных значений давлений современных гусеничных машин, а в зоне низких давлений коэффициент сцепления уменьшается, как на рисунке 23.»[1]

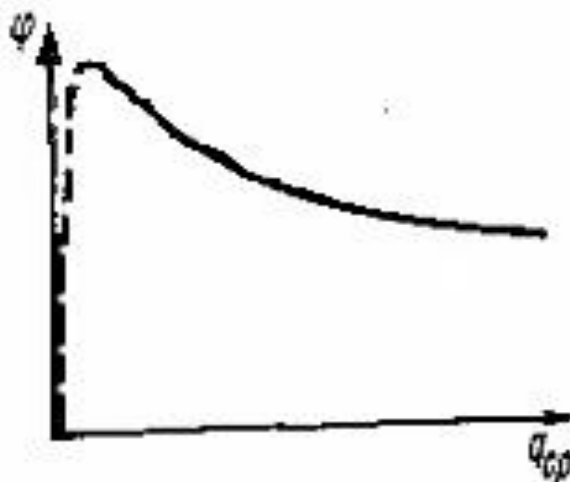


Рисунок 23 – Зависимость коэффициента сцепления от среднего давления гусеничных машин

Проверочные расчеты основных узлов машины

Расчет муфты сцепления

Поверхность трения дисков сцепления  $F_T$

$$d_{T1} = 350 \text{ мм} \quad d_{T2} = 210 \text{ мм} \quad R_{cp} = \frac{d_{T1} + d_{T2}}{4} = 14 \text{ (см)} \quad (58)$$

$$F_T = \frac{\Pi}{4}(d_{T1}^2 - d_{T2}^2) = 0,725(35^2 - 21^2) = 615 \text{ (см}^2\text{)} \quad (59)$$

«Усилие сжатия дисков  $P$

Согласно каталога муфт сцепления ЧАЗ для кожуха с дисками А52.22.000СБ берем пружину А52.22.009-02 (диаметр проволоки 5,5 мм,  $D=44$  мм). Усилие предварительного сжатия –  $P_1 = 93$  (кГс).

$\Pi = 12$  – количество пружин в муфте сцепления

Усилие сжатия дисков  $P = 93 \cdot 12 = 1116$  (кГс)

Удельное давление на поверхности трения –  $q$ »[1]

$$q = \frac{P}{F_T} = \frac{1116 \text{ кГс}}{615 \text{ см}^2} = 1,81 \text{ (кГс/см}^2\text{)} \quad (60)$$

«Момент трения муфты сцепления  $M_T$

$$M_T = P \cdot \mu \cdot z \cdot R_{cp}; \quad (61)$$

Для сухого трения асбестовой накладкой коэффициент трения  $\mu = 0,3$ ;

$Z$  – количество пар трения = 4;

$$M_T = 1116 \cdot 0,3 \cdot 4 \cdot 14 = 187,5 \text{ (кгс·м)};$$

Коэффициент запаса муфты сцепления  $K_0$

Для дизеля Д260.14 мощностью 130 л.с.  $K_0 = 3,2$

«Расчет на контактную выносливость активных поверхностей зубьев

Контактная выносливость активных поверхностей зубьев обеспечена, если расчетное напряжение в полюсе зацепления меньше допустимого. Для шестерен, работающих на разных режимах, расчет проводится для наиболее нагруженного.»[1]

$$\sigma_H = \sigma_{Ho} \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP} \quad (62)$$

«где  $\sigma_H$  - расчетное контактное напряжение, МПа;

$\sigma_{HP}$  - допустимое контактное напряжение, МПа;

$\sigma_{Ho}$  - контактное напряжение в полюсе зацепления при  $K_H = 1$ , МПа;

$K_H$  - коэффициент нагрузки.»[1]

$$\sigma_{Ho} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{tH}(u+1)}{b_w d_u u}} \quad (63)$$

«где  $Z_E$  - коэффициент, учитывающий механические свойства материала сопряженных колес; для стали  $Z_E = 190 \sqrt{H/m}$  ;

$Z_H$  - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления;»[1]

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}}; \quad (64)$$

$z_\varepsilon$  - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

$$z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} \text{ - для } \varepsilon_\beta = 0; \quad (65)$$

$F_{tH}$  - окружная сила на делительном цилиндре, Н;

$$F_{tH} = \frac{2000T_1}{d_w} 1000 \quad (66)$$

«Для конических колес главной передачи, замененных эквивалентной цилиндрической парой, нагрузка  $T_1$  пересчитывается, и окружная сила будет:»[1]

$$F_{tH} = \frac{2000T_1}{d_w \cos \delta_w} 1000 \quad (67)$$

Для сателлитов  $F_{tH}$ , только на делительном цилиндре:

$$F_{tH} = \frac{2000T_{1c}}{x d_c} \gamma_x \cdot 1000$$

$$K_H = K_A K_{Hv} K_{H\beta} K_{H\alpha} \quad (68)$$

«где  $K_A$  - коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку;

$K_{Hv}$  - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса;»[1]

$$K_{Hv} = 1 + v_H \quad (69)$$

где  $v_H$  - динамическая добавка;

$$v_H = \frac{w_{Hv} b_w}{F_{tH} K_A} \quad (70)$$

где  $w_{Hv}$  - удельная окружная динамическая сила, Н/мм;

$$w_{Hv} = \delta_H g_o v \sqrt{\frac{a_w}{u}} \quad (71)$$

«где  $\delta_H$  - коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев;  $\delta_H = 0,14$ ;  
 $g_0$  - коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса;  
 $v$  - окружная скорость на делительном цилиндре, м/с, определяется для того же режима, что и FtH;»[1]

$$v = \frac{\pi d_{ш} n_{ш}}{60000} \quad (72)$$

« $\kappa_{H\beta}$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий

$$\kappa_{H\beta} = 1 + (\kappa_{H\beta}^0 - 1) \kappa_{H\omega} \quad (73)$$

где  $\kappa_{H\omega}$  - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий в начальный период работы передачи;»[1]

$$\kappa_{H\beta}^0 = 1 + \frac{0,4 b_w f_{ky}^0 c' \cos \alpha_t}{F_{tH} K_A K_{H\beta} Z_E^2} + \kappa_K \left( \frac{b_w}{d_{ш}} \right)^2 \quad (74)$$

« $f_{ky}^0$  - фактическое отклонение положения контактных линий в начальный период работы передачи, мкм;»[1]

$$f_{ky}^0 = f_{ke} + f_{kz} \quad (75)$$

« $f_{ke}$  - отклонение положения контактных линии вследствие упругой деформации и зазора в подшипниках, мкм;  $f_{ke} = 0$ ;  
 $f_{kz}$  - отклонение положения контактных линий вследствие погрешностей

изготовления, мкм;»[1]

$$f_{kz} = \alpha_{\beta} F_{\beta} \quad (76)$$

« $\alpha_{\beta}$  - коэффициент, учитывающий статистическое распределение погрешностей;  $\alpha_{\beta} \geq 0,5$ .

Для шестерен конечной передачи  $F_{\beta} = 0$  и  $f_{kz} = 0$ , т.к. там происходит самоустановка зубьев по длине.

$c'$  - удельная нормальная жесткость пары зубьев, Н/мм\*мкм;»[1]

$$\frac{1}{c'} = 0,05139 + \frac{0,1425}{z_{ш}} + \frac{0,1860}{z_{к}} - 0,01x_{ш} + 0,00455x_{к} - \frac{0,1027x_{ш}}{z_{ш}} + \frac{0,3762x_{к}}{z_{к}} + 0,00734x_{ш}^2 - 0,00054x_{к}^2 \quad (77)$$

$x_{к} = 0,14$

$k_{Hw}$  – коэффициент, учитывающий приработку зубьев;

$$k_{Hw} = 1 - \frac{20}{(0,01H_{oHV} + 2)^2 (v + 4)^{0,25}}$$

« $k_{Ha}$  - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями;

$k_{Ha} = 1$  для прямозубых передач ( $\beta = 0^\circ$ ).

Допускаемое контактное напряжение определяется отдельно для шестерни и колеса.»[1]

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} Z_N Z_R Z_V Z_L Z_X \quad (78)$$

«где  $\sigma_{Hlimb}$  - предел контактной выносливости, МПа;

$$\sigma_{Hlimb} = 23 H_{oHRC} \quad (79)$$

$s_H$  - коэффициент запаса прочности;  $s_H = 1,2$ ;

$Z_N$  - коэффициент долговечности;»[1]

$$z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlim}}{N_K}} \leq 1,80 \text{ при } N_K \leq N_{Hlim}$$

$$z_N = \sqrt[20]{\frac{N_{Hlim}}{N_K}} \geq 0,75 \text{ при } N_K > N_{Hlim}$$
(80)

«где  $N_{Hlim}$  - базовое число циклов напряжений, соответствующее пределу выносливости;»[1]

$$N_{Hlim} = 30H_{oHB}^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6$$
(81)

Вывод

Все полученные расчетные значения напряжений соответствуют необходимым нормам и допустимым значениям.

### 3 Технологическая часть

Технология производства - это наука о том, как изготавливать различные конструкции, рассматривая материалы и детали, которые используются для изготовления продукции. Это также наука о том, как делать все эффективно и в правильном порядке, чтобы производить продукцию.

Существуют различные способы изучения производственных технологий - вы можете проводить эксперименты, использовать математику или проводить аналитический анализ. Экспериментируя, вы проводите тесты и смотрите, что получается. Вы можете делать это в лаборатории или на заводе. Технология, в целом, - это способ повысить эффективность и продуктивность работы. Она включает в себя использование специальных инструментов и материалов, поиск более совершенных методов производства и управление людьми и процессами.

Технологии имеют огромное значение для экономического роста и промышленности. Они помогают улучшать качество продукции, удешевлять ее и производить больше. Существуют самые разные технологии, такие как информационные технологии, биотехнологии и нанотехнологии, и это лишь некоторые из них. У каждого из них есть свои особенности и способы применения. Влияние технологий на нашу жизнь и экономику огромно. Они способны принести много хорошего, например, улучшить качество жизни и уменьшить бедность. Но у них также есть и недостатки, такие как более высокие затраты и потеря рабочих мест. Существует также риск возникновения новых форм неравенства и проблем с безопасностью.

Вот почему важно тщательно управлять технологическим развитием. Мы должны быть уверены, что оно приносит только положительные результаты. И мы должны осознавать риски и принимать меры для их минимизации.

Технологии играют важную роль в машиностроении. Без них у нас не было бы тех потрясающих автомобилей, которые мы имеем сегодня. Машиностроение также имеет жизненно важное значение в различных отраслях, особенно в транспортной промышленности. Оно охватывает широкий спектр областей и технологий, необходимых для проектирования, производства,



тестирования и технического обслуживания транспортных средств. Вот несколько ключевых областей, в которых инженеры-механики применяют свои навыки в автомобилестроении. Используя программное обеспечение для автоматизированного проектирования, инженеры-механики создают и моделируют различные детали и системы транспорта, такие как двигатели, трансмиссии и подвески. Для изготовления транспорта требуются различные механические методы, такие как металлообработка, литье под давлением. Благодаря передовым технологиям, таким как 3D-печать и робототехника, производственный процесс становится более эффективным и быстрым. Чтобы убедиться в безопасности и хорошем качестве транспортных деталей и систем, инженеры-механики проводят всевозможные тесты. Они используют моделирование, виртуальные тесты и испытания в реальных условиях с использованием специального оборудования. Техническое обслуживание, это также очень важно помимо создания автомобилей, инженеры-механики также заботятся о них. Они устраняют неполадки, заменяют сломанные детали и следят за тем, чтобы все работало хорошо.

В последнее время инженеры-механики используют в транспортах новые материалы, такие как легкие металлы и композитные материалы. Они также разрабатывают более совершенные датчики и электронику, чтобы сделать автомобили более эффективными и безопасными.

Поскольку все больше людей хотят пользоваться экологичным транспортом, электрические и гибридные автомобили становятся все более популярными. Эти автомобили работают на электричестве и не так сильно загрязняют окружающую среду. Инженеры-механики работают над их усовершенствованием и повышением эффективности. Автономные автомобили сейчас это одно из самых перспективных разработок в транспортной промышленности. Инженеры работают над всевозможными системами, такими как датчики и камеры, чтобы заставить автомобили управлять собой самостоятельно.

Современные материалы это композитные материалы из углеродного волокна становятся все более популярными в автомобилестроении. Они делают

автомобили быстрее, экономичнее и безопаснее. Инженеры находят новые способы использования этих материалов в дизайне и производстве автомобилей.

Профилактическое обслуживание это еще одна интересная вещь - профилактическое обслуживание. Вместо того, чтобы ждать, пока транспорт выйдет из строя, инженеры используют данные, чтобы определить, когда ему потребуется техническое обслуживание, и устранить его до того, как он выйдет из строя. Это сокращает время простоя и повышает безопасность. Это всего лишь несколько примеров множества интересных технологий в машиностроении для автомобилей. Эта область постоянно развивается и становится все лучше, постоянно появляются новые разработки.

### **3.1 Анализ технологичности конструкции**

#### **3.1.1 Общие требования к технологичности конструкции подвески**

«а) Возможность узловой сборки.

Сборка может осуществляться независимо от сборки всего транспортного средства.

б) Возможность одновременного и независимого присоединения узлов к базовому элементу изделия.

Ходовая часть соединяется с трансмиссией и после этого монтируется на кузов вместе с ней.

в) Возможность механизации сборочных работ.

Сборочные работы полностью механизированы.

г) Инструментальная доступность.

Инструмент располагается недалеко от рабочего (не более 1,5м) и на приемлемой высоте (около 1м), что обеспечивает хороший доступ к нему.

д) Контролепригодность.

Моменты затяжки болтов контролируются самим пневмоинструментом.

е) Высокая степень унификации деталей и сборочных единиц.

Большинство деталей унифицировано с серийно выпускаемой конструкцией.

ж) Применение несложных сборочных приспособлений.

Используются такие приспособления как рабочий стол и устройство для поддержки.

з) Использование методов обеспечения точности.

Использование метода полной взаимозаменяемости.»[5]

### **3.2 Разработка технологической схемы**

В процессе сборки выполняются различные виды работ, включая подготовительные мероприятия, такие как очистка и сортировка, а также такие задачи, как слесарные работы и подгонка, которые необходимы для обеспечения надлежащей функциональности изделия.

Фактическая сборка включает в себя соединение деталей в узлы и готовые изделия с использованием таких методов, как завинчивание, прессование, клепка, сварка и пайка, а также других. После завершения процесса сборки может возникнуть необходимость в проведении дополнительного контроля и частичной разборке, чтобы подготовить изделие к упаковке и транспортировке.

Компонент - это отдельная деталь, которая непосредственно входит в состав конечного продукта, в то время как подгруппа относится к набору деталей, которые объединены в более крупный компонент. Если подгруппа непосредственно включена в другую подгруппу, она называется подгруппой подгруппы. Эта взаимосвязь сохраняется до тех пор, пока мы не достигнем верхнего уровня, на котором весь продукт будет называться родительским компонентом. На диаграмме каждый отдельный компонент продукта представлен прямоугольной формой, которая разделена на три части. В верхней части страницы указано название компонента, а в левом нижнем углу указана категория, к которой относится компонент. В правом нижнем углу указано количество компонента.

Схема производственного процесса - это графическое представление последовательных этапов производства изделия или компонента. Эта схема

помогает наглядно представить порядок операций и определить время, необходимое для каждого этапа. Она также помогает определить оборудование, инструменты и приспособления, необходимые для каждого этапа производства. При проектировании процессов сборки необходимо определить последовательность этапов и время, необходимое для каждого этапа. Оборудование, приспособления, инструменты и условия эксплуатации выбираются исходя из конкретных требований процесса сборки.

### 3.2.1 Составление перечня сборочных работ

Производственный процесс будет подробно описан ниже. В ходе этого процесса предварительно определенный продукт характеризуется перед изготовлением, и определяется, подходит ли он для крупномасштабного производства. Крупномасштабное производство предполагает широкое использование специализированного оборудования, механизацию и автоматизацию производственных процессов.

Список задач по сборке приведен в таблице 14.

Таблица 14 – Перечень сборочных работ

№оп	Основное и дополнительное содержание перехода	Операционное вр., топ, мин
1	2	3
1. Общая сборка		
1	Взять звено гусеницы	2,12
2	Установить звено гусеницы в приспособление	3,82
3	Взять палец звена гусеницы	2,69
4	Установить палец звена гусеницы в приспособление	3,96
5	Взять уплотнительное кольцо	7,92
6	Установить уплотнительное кольцо на звено гусеницы	6,93
7	Взять трёхлапую скобу	7,78
8	Установить трёхлапую скобу на палец звена гусеницы	7,78
9	Взять второе звено гусеницы	8,20
10	Взять крайнюю втулку	7,92
11	Установить крайнюю втулку во второе звено гусеницы	4,38
12	Взять втулку среднюю	7,92
13	Установить втулку среднюю на второе звено гусеницы	6,93
14	Продеть через оба звена гусеницы палец звена гусеницы	7,78
15	Взять упорное кольцо	8,20
16	Установить упорное кольцо на палец гусеницы	7,92
17	Взять втулку центральную	4,38
18	Установить втулку центральную на второе звено гусеницы	7,92

Продолжение таблицы 14

1	2	3
19	взять упорное кольцо	2,69
20	Установить упорное кольцо на палец гусенице	3,96
21	Взять втулку среднюю	7,92
22	Установить втулку среднюю на второе звено гусеница	6,93
23	Взять крайнюю втулку	8,20
24	Установить крайнюю втулку	7,92
25	Взять уплотнительное кольцо	4,38
26	Установить уплотнительное кольцо на звено гусеницы	7,92
27	Взять трёхлапую скобу	2,69
28	Установить трёхлапую скобу на паец звена гусеницы	3,96
29	Все вышеописанные операции повторить в той же последовательности еще 44 раза для одной гусеницы, затем сделать тоже самое еще 45 раз для второй гусеницы	7,92 6,93 8,20
30	Проверить качество выполненной работы	7,92
31	Передать сборку далее	4,38
Всего $\Sigma t$ оп		234,6

Определение трудоемкости сборки

«Общее оперативное время на все виды работ по сборке определяем как сумму отдельных оперативных времен:»[5]

$$t_{оп}^{общ} = \sum t_{оп} = 224.6 \text{ мин} \quad (72)$$

«Суммарная трудоемкость сборки:»[5]

$$t_{sum}^{общ} = t_{оп}^{общ} + t_{оп}^{общ} \cdot \left(\frac{\alpha + \beta}{100}\right) = 224.6 + 224.6 \cdot 0.06 = 238.1 \text{ мин}, \quad (73)$$

«где  $\alpha$  – часть оперативного времени на организационно-техническое обслуживание рабочего места в процентах. Принимаем  $\alpha = 2\%$ ;

$\beta$  – часть оперативного времени на перерывы для отдыха в процентах. Принимаем  $\beta = 4\%$ .»[5]

### 3.3 Определение типа производства

«Тип производства при сборке определяем по таблице в зависимости от годового выпуска и ориентировочной определенной суммарной трудоемкости сборки. Принимаем мелкосерийное производство.

Определяем такт выпуска:»[5]

$$T = 60 * F_d * / N = 60 * 400 / 100 = 250 \text{ мин} , \quad (74)$$

«где  $F_d$  – действительный годовой фонд рабочего времени сборочного оборудования в одну смену;

$m$  – количество рабочих смен в сутки;

$N$  – годовой объем выпуска.»[5]

### 3.4 Выбор организационной формы сборки

«Учитывая конструкцию, ее размеры и массу, объем выпуска, сроки (длительность) выпуска и тип производства принимаем как организационную форму сборки подвижную поточную сборку с расчленением процесса на операции и передачей собираемого объекта от одной позиции к другой посредством механических транспортирующих устройств.»[5] Маршрутная технология представлена в таблице 22.

### 3.5 Составление маршрутной технологии

«В этом подразделе технологической части дипломного проектирования происходит составление маршрутной технологической последовательности операций сборки проектного узла. Составленная технологическая карта представлена ниже в таблице 15.»[5]

Таблица 15 – Технологическая карта

№ операции	Операция	Содержание переходов	Приспособление	Время
1. Общая сборка				
005	Общая сборка гусеницы	<p>Взять звено гусеницы  установить звено гусеницы в приспособление  установить палец вилки гусеницы в приспособление  установить уплотнительное кольцо на звено гусеницы  установить трёхлопастную скобу на палец звена гусеницы  взять второе звено гусеницы  установить крайнюю втулку во второе звено гусеницы  установить втулку среднюю на второе звено гусеницы  продеть через оба звена гусеницы палец звена гусеницы  установить упорное кольцо на палец гусеницы  установить втулку центральную на второе звено гусеницы  взять упорное кольцо  установить упорное кольцо на палец гусеницы  установить втулку среднюю на второе звено гусеницы  взять крайнюю втулку  Установить крайнюю втулку  Установить уплотнительное кольцо на звено гусеницы  Установить трёхлопастную скобу на палец звена гусеницы  Все вышеописанные операции повторить в той же последовательности еще 44 раза для одной гусеницы, затем сделать тоже самое еще 45 раз для второй гусеницы  Проверить качество выполненной работы  Передать сборку далее</p>	<p>Приспособление для сборки  Ключи  Молоток  Отвертка  Пассатижи</p>	250

### Вывод

В процессе работы над дипломной работой мы разработали блок-схему и технологию маршрутизации, которая приведена в формате А1.

## **4 Безопасность и экологичность объекта**

### **4.1 Общие требования**

Трактор изготовлен в соответствии с требованиями ГОСТ 12.2.003-91, ГОСТ12.1.004-91.

Угол поперечной статической устойчивости составляет 35°.

Уровень звука внешнего шума не превышает 85 дБА.

Гидроприводы трактора соответствуют требованиям ГОСТ 12.2.040-79 и ГОСТ 12.2.086-83.

Трактор снабжен футляром для аптечки первой помощи, термосом для питьевой воды вместимостью 3 л., зеркалом заднего вида с регулировкой его положения, устройством для крепления верхней одежды тракториста и первичных средств пожаротушения (огнетушитель – 1 шт., штыковая лопата- 1 шт.). Снятие и извлечение медикаментов, термоса и первичных средств пожаротушения осуществляется без применения инструмента.

Базовой точкой параметров рабочего места и его элементов является контрольная точка сиденья (КТС). КТС смещена по отношению к точке отсчета сиденья (ТОС) вперед на 130мм и вверх – на 97мм.

Трактор оборудован кабиной по ГОСТ 12.2.120-88.

Трактор имеет звуковой сигнал с включением из кабины. Уровень звука сигнала на 8 дБА выше уровня звука внешнего шума трактора на расстоянии 1м.

Конструкция трактора исключает возможность самопроизвольного включения и выключения передач и приводов рабочих органов.

Люфт рулевого колеса при работающем двигателе не превышает 20°.

### **4.2 Требования к рабочему месту**

Расстояние по высоте от плоскости опорной поверхности первой ступеньки лестницы до поверхности земли – 420 мм. Ширина опорной



поверхности – 200 мм. Глубина опорной поверхности – 180 мм. Интервал между ступеньками – 300 мм. Расстояние по вертикали между последней ступенькой и порогом машины – менее 100 мм.

Высота верхнего края поручня относительно рабочих поверхностей ступеней составляет 1100 мм, диаметр охватываемой части поручня – 25 мм, расстояние между поручнем и кабиной – 70 мм. Все размеры удовлетворяют требованиям ГОСТ 12.2.121-88.

### 4.3 Требования к обзорности

Углы обзора через окна кабины трактора, в соответствии с ГОСТ 12.2.120-88 имеют значения, таблица 16.

Таблица 16 - Углы обзора через окна кабины трактора

Зона обзора	Обозначение угла обзора	Значение
Передняя	$\alpha_1$	60
	$\beta_1$	5
	$\beta_2$	35
Боковая	$\gamma_1 \gamma_3$	5
	$\gamma_2 \gamma_4$	30
Задняя	$\alpha_2$	30
	$\beta_3$	8
	$\beta_4$	30
Передняя (через часть лобового стекла, очищаемую стеклоочистителем)	$\alpha_3$	20
	$\beta_5$	3
	$\beta_6$	20

#### 4.4 Требования к освещенности

Трактор имеет транспортную и рабочую системы освещения и оборудован фарами. Количество фар – две передних и две задние. Указанные системы включаться независимо. Рабочая система предназначена для освещения участков поля при выполнении технологических операций, а транспортная – дороги и участков поля.

Освещенность рабочих зон трактора имеет значения, указанные в таблице 17, которые соответствуют ГОСТ 3940 – 84.

Таблица 17 - Освещенность рабочих зон трактора

Зона	Среднее значение уровня освещенности $E_m$ , лк	Плоскость, в которой нормируется освещенность
Площадка в передней зоне обзора шириной, равной захвату рабочего органа, на расстоянии 10м от него	15	Вертикальная
Площадка в передней зоне обзора шириной 16м на расстоянии 10м от рабочего органа.	5	То же
Рабочие органы в поле зрения	20	Горизонтальная
Передняя зона обзора на ширине захвата рабочего органа на расстоянии 20м от него	5	Вертикальная
Зона выгрузки (загрузки) технологического продукта.	15	Горизонтальная

## **4.5 Требования к узлам и агрегатам**

Топливные баки трактора приспособлены для механизированной заправки.

Для защиты от засорения сердцевины радиатора и воздухозаборника технологическим продуктом (соломой, сеном и т.д.) предусмотрены быстросъемные сетки.

Электрооборудование трактора соответствует требованиям ГОСТ 12.2.007.0-75 и ГОСТ 3940-84.

Открытые клеммы электрооборудования, кроме подключаемых к массе, имеют резиновые защитные колпачки по ГОСТ 19323-73 и ГОСТ 19324-80. В местах перехода через острые углы и кромки деталей электропроводка имеет дополнительную защиту изоляции от механических повреждений.

Аккумуляторные батареи размещаются вне кабины под защитным кожухом. Подобное размещение исключает попадание на них токопроводящего материала, горючего технологического продукта и скопления газов.

Трактор оснащен гидронавесной системой, позволяющей трактористу осуществлять сцепку или навеску агрегатируемых орудий.

## **4.6 Параметры вибрации**

Вибрация отрицательно сказывается на состоянии оператора машины.

Поэтому необходимо стремиться ограничить параметры вибрации в пределах стандартов.

Параметры вибрации в вертикальном направлении на сидении оператора при использовании трактора на основной операции не превышают значений, указанных в таблице 18.

Таблица 18 - Параметры вибрации в вертикальном направлении на сидении

Класс трактора	Среднеквадратические значения ускорений в вертикальном направлении, м/с <sup>2</sup> , в октавных полосах со среднегеометрическими частотами, Гц.				
	2	4	8	16	31,5
4 (гусеничные)	1,30	0,45	0,35	0,40	–

Параметры вибрации в горизонтальном направлении на сидении оператора при использовании тракторов на основной операции – в таблице 19

Таблица 19 - Параметры вибрации в горизонтальном направлении на сидении

Наименование параметра	Значения параметра в октановой полосе со среднегеометрической частотой, Гц.						
	1	2	4	8	16	31,5	63
Среднеквадратическое значение ускорения, м/с <sup>2</sup>	0,632	0,846	1,6	3,21	6,39	12,76	25,52

Параметры вибрации на органах управления при использовании трактора на основной операции не превышают значений, указанных в таблице 20.

Таблица 20 - Параметры вибрации на органах управления трактора

Наименование параметра	Значения параметра в октановой полосе со среднегеометрической частотой, Гц.				
	16	31,5	63	125	250
Среднеквадратическое значение ускорения, м/с <sup>2</sup>	$4,0 \cdot 10^{-2}$	$2,8 \cdot 10^{-2}$	$2,0 \cdot 10^{-2}$	$1,4 \cdot 10^{-2}$	$1,0 \cdot 10^{-2}$
Уровень скорости, дБ	118	115	112	109	106

#### 4.7 Пожарная безопасность

Трактор по ГОСТ 12.1.004-91 и ГОСТ 12.1.041-83 оборудован средствами предупреждения возникновения пожаров и взрывов, исключающие образование внутри кабины и агрегата в целом горючей среды и появление в горючей среде (в топливной системе вне двигателя ) источников зажигания. В соответствии с ГОСТ 12.1.004-91 предотвращение образования горючей среды обеспечивается изоляцией горючей смеси и поддержанием её безопасной концентрации.

В соответствии с требованиями ГОСТ 12.2.003-91, ГОСТ12.1.004-91 трактор снабжён огнетушителем, который по ГОСТ 12.2.037-78:

- обладает внешними признаками, способствующими опознаванию;
- обеспечивает удобную доставку к месту загорания и быстроту приведения в действие;
- обеспечивает безопасность при работе в режиме ожидания и в режиме пожаротушения;

Кронштейн, удерживающий огнетушитель, не закрывает своими элементами конструктивные надписи, безопасен в работе и удобен для установки и оперативного извлечения огнетушителя.

Усилие, необходимое для приведения огнетушителя в действие, не превышает 230 Н (23 кгс) при пуске и 100 Н (10 кгс) — при нажатии большим пальцем.

#### Вывод

Результатом проведения анализа участка сборки проектного узла данного дипломного проекта, является выявление опасных и вредных производственных факторов присутствующих в цеховых помещениях и разработка мероприятий по их устранению или уменьшению их воздействия на работающего человека.

## 5 Экономическая эффективность проекта

Тракторы произвели революцию в современном сельском хозяйстве, повысив производительность и эффективность. Они механизмируют задачи, которые в противном случае требовали бы ручного труда, используя мощные двигатели для перемещения тяжелых орудий. Тракторы незаменимы в сельском хозяйстве, поскольку они позволяют фермерам обрабатывать большие площади земли более эффективно и последовательно, обеспечивая более высокую урожайность и качество урожая. Эти универсальные машины не ограничиваются только сельским хозяйством; они также используются в строительстве, лесном хозяйстве и для ухода за ландшафтом. Тракторы играют важнейшую роль в удовлетворении растущего спроса на продовольствие и способствуют устойчивому развитию сельского хозяйства, повышая эффективность использования ресурсов и минимизируя воздействие на окружающую среду. Однако для решения существующих проблем необходимы достижения. К ним относятся разработка более экономичных тракторов, внедрение передовых технологий, таких как GPS и искусственный интеллект, создание автономных тракторов, повышение долговечности и адаптивности, а также повышение доступности тракторов для мелких фермеров. Дальнейшее развитие тракторных технологий имеет решающее значение для успеха сельскохозяйственного сектора в обеспечении продовольственной безопасности, экологической устойчивости и экономической жизнеспособности. Инвестиции в инновационные конструкции и технологии тракторов необходимы для поддержки фермеров и повышения устойчивости сельскохозяйственных систем. Исходные данные представлены в таблице 21, расчетные данные в таблицах 22, 23, 24, 25.

## 5.1 Расчет себестоимости проектируемого узла

«Таблица 21 - Исходные данные

Наименование	Обозначение	Ед.изм.	Значение
2	3	4	5
Годовая программа выпуска изделия	<i>Vгод.</i>	шт.	100
Коэффициент страховых взносов в ПФР, ФОМС, ФСС	<i>Есоц.н.</i>	%	30
Коэффициент общезаводских расходов	<i>Еобзав.</i>	%	197
Коэффициент коммерческих (внепроизводственных) расходов	<i>Еком.</i>	%	0,29
Коэффициент расходов на содержание и эксплуатацию оборудования	<i>Еобор.</i>	%	194
Коэффициенты транспортно – заготовительных расходов	<i>Ктзр.</i>	%	1,45
Коэффициент цеховых расходов	<i>Ецех.</i>	%	172
Коэффициент расходов на инструмент и оснастку	<i>Еинстр.</i>	%	3
Коэффициент рентабельности и плановых накоплений	<i>Крент.</i>	%	30
Коэффициент доплат или выплат не связанных с работой на производстве	<i>Квып.</i>	%	14
Коэффициент премий и доплат за работу на производстве	<i>Кпрем.</i>	%	12
Коэффициент возвратных отходов	<i>Квот.</i>	%	1
Часовая тарифная ставка 5-го разряда	<i>Ср5</i>	руб.	195,29
Часовая тарифная ставка 6-го разряда	<i>Ср6</i>	руб.	199,44
Часовая тарифная ставка 7-го разряда	<i>Ср7</i>	руб.	203,53
Коэффициент капиталообразующих инвестиций	<i>Кинв.</i>	%	0,16

Расчет статьи затрат «Сырьё и материалы» производится по формуле:

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

(75)

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 22 - Расчет затрат на сырье и материалы»

Наименование	Ед. изм	Цена за ед.изм,руб	Норма расхода	Сумма, руб
Литье СЧ-21	кг	345,5	32,7	11297,85
Прокат Сталь 3	кг	147,36	45,1	6645,94
Поковка 20ХГНМ	кг	230,07	12,5	2875,88
Бронза (отходы)	кг	103,1	12,1	1247,51
Штамповка Сталь 20	кг	234,72	33,8	7933,54
Черные металлы (отходы)	кг	25,7	21,5	552,55
Итого				30553,26
<i>Ктзр</i>		1,45		443,02
<i>Квот</i>		1		305,53
Всего				31301,81

$M = 31301,81$  руб.

Расчет статьи затрат «Покупные изделия» производится по формуле:

$$\Sigma\Pi_i = \Sigma C_i \cdot n_i + K_{тзр} / 100 \quad (76)$$

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 23 - Покупные изделия

Наименование	Ед. изм	Цена за ед.,руб	Кол-во, шт	Сумма, руб
Болт	шт.	155,63	6	933,78
Гайка	шт.	112,52	6	675,12
Шайба	шт.	110,1	6	660,60
Шайба пружинная	шт.	111,3	6	667,80
Подшипник роликовый	шт.	1306,98	2	2613,96
Подшипник шариковый	шт.	1204,73	2	2409,46
Итого				7960,72
<i>Ктзр</i>		1,45		115,43
Всего				8076,15

$\Pi_i = 8076,15$  руб.

Расчет статьи затрат «Основная заработная плата производственных рабочих» производится по формуле:

$$Z_o = Z_t (1 + K_{прем} / 100) \quad (77)$$

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



$$\langle Zm = Cp.i \cdot Ti \quad (78)$$

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

$Ti$  – трудоемкость выполнения операции, час.

$Kпрем.$  – коэффициент премий и доплат, связанных с работой на производстве, %.

Таблица 24 - Расчет затрат на выполнение операций

Виды операций	Разряд работы	Трудоёмкость	Часовая тарифная ставка, руб	Тарифная зарплата, руб
Заготовительная	5	1,12	195,29	218,72
Токарная	6	1,20	199,44	239,33
Фрезерная	5	1,40	195,29	273,41
Термообработка	7	1,15	203,53	234,06
Шлифовальная	5	1,10	195,29	214,82
Сборочная	7	1,35	203,53	274,77
Итого				1455,10
$Kпрем$		12		174,61
Всего				1629,72

$$Zo = 1629,72 \text{ руб.}$$

Расчет статьи затрат «Дополнительная заработная плата производственных рабочих» выполняется по формуле:

$$Zдоп = Zo \cdot Kвып \quad (79)$$

где -  $Kвып$  - коэффициент доплат или выплат не связанных с работой на производстве

$$Zдоп = 1629,72 \cdot 0,14 = 228,16 \text{ руб.}$$

Расчет статьи затрат «Страховые взносы в ПФР, ФОМС, ФСС» выполняется по формуле:

$$Cсоц.н. = (Zo + Zдоп) \cdot Eсоц.н. / 100 \quad (80)$$

где -  $Eсоц.н.$  - коэффициент страховых взносов в ПФР, ФОМС, ФСС, %

$$Cсоц.н. = (1629,72 + 228,16) \cdot 0,3 = 557,36 \text{ руб.}$$

Расчет статьи затрат «Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования» выполняется по формуле:

$$Cсод.обор. = Zo \cdot Eобор. / 100 \quad (81)$$

где -  $Eобор.$  - коэффициент расходов на содержание и эксплуатацию оборудования, %;»[8]

$$\langle \text{Ссод. обор.} = 1629,72 \cdot 1,94 = 3161,65 \text{ руб.}$$

Расчет статьи затрат «Цеховые расходы» выполняются по формуле:

$$C_{\text{цех}} = Z_0 \cdot E_{\text{цех}} / 100 \quad (82)$$

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

$$C_{\text{цех}} = 1629,72 \cdot 1,72 = 2803,11 \text{ руб.}$$

Расчет статьи затрат «Расходы на инструмент и оснастку» выполняются по формуле:

$$C_{\text{инстр.}} = Z_0 \cdot E_{\text{инстр.}} / 100 \quad (83)$$

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

$$C_{\text{инстр.}} = 1629,72 \cdot 0,03 = 48,89 \text{ руб.}$$

Расчет цеховой себестоимости выполняется по формуле:

$$C_{\text{цех.с.с.}} = M + \text{Пи} + Z_0 + \text{Ссоц.н.} + \text{Здоп.} + \text{Ссод. обор.} + C_{\text{цех.}} + C_{\text{инстр.}} \quad (84)$$

$$C_{\text{цех.с.с.}} = 31301,81 + 8076,15 + 1629,72 + 557,36 + 228,16 + 3161,65 + 2803,11 + 48,89 = 47806,85 \text{ руб.}$$

Расчет статьи затрат «Общезаводские расходы» выполняется по формуле:

$$C_{\text{обзав.}} = Z_0 \cdot E_{\text{обзав.}} / 100 \quad (85)$$

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

$$C_{\text{обзав.}} = 1629,72 \cdot 1,97 = 3210,54 \text{ руб.}$$

Расчет общезаводской себестоимости выполняется по формуле:

$$C_{\text{об.зав.с.с.}} = C_{\text{обзав.}} + C_{\text{цех.с.с.}} \quad (86)$$

$$C_{\text{об.зав.с.с.}} = 3210,54 + 47806,85 = 51017,39 \text{ руб.}$$

Расчет статьи «Коммерческие расходы» выполняется по формуле:

$$C_{\text{ком.}} = C_{\text{об.зав.с.с.}} \cdot E_{\text{ком.}} / 100 \quad (87)$$

где -  $E_{\text{ком.}}$  - коэффициент коммерческих (внепроизводственных) расходов

$$C_{\text{ком.}} = 51017,39 \cdot 0,0029 = 147,95 \text{ руб.} \text{»}[8]$$

«Расчет полной себестоимости выполняется по формуле:

$$\text{Сполн.с.с.} = \text{Соб.зав.с.с.} + \text{Ском.} \quad (88)$$

$$\text{Сполн.с.с.} = 51017,39 + 147,95 = 51165,34 \text{ руб.}$$

Расчет отпускной цены для базового и проектируемого изделия выполняется по формуле:

$$\text{Цотп.б.} = \text{Сполн.с.с.} \cdot (1 + \text{Крент}/100) \quad (89)$$

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

$$\text{Цотп.б.} = 51165,34 \cdot (1 + 0,3) = 66514,94 \text{ руб.}$$

Таблица 25 - Сравнительная калькуляция себестоимости базового и проектируемого изделия

Наименование показателей	Обозна-чение	Затраты на единицу изделия (база)	Затраты на единицу изделия (проект)
Стоимость основных материалов	<i>М</i>	32866,90	31301,81
Стоимость покупных изделий	<i>Пи</i>	8479,96	8076,15
Основная заработная плата производственных рабочих	<i>Зо</i>	1629,72	1629,72
Дополнительная заработная плата производственных рабочих	<i>Здоп.</i>	228,16	228,16
Страховые взносы	<i>Ссоц.н.</i>	557,36	557,36
Расходы на содержание и эксплуатацию оборудования	<i>Ссод.обор.</i>	3161,65	3161,65
Цеховые расходы	<i>Сцех.</i>	2803,11	2803,11
Расходы на инструмент и оснастку	<i>Синстр.</i>	48,89	48,89
Цеховая себестоимость	<i>Сцех.с.с.</i>	49775,75	47806,85
Общезаводские расходы	<i>Собзав.</i>	3210,54	3210,54
Общезаводская себестоимость	<i>Соб.зав.с.с.</i>	52986,29	51017,39
Коммерческие расходы	<i>Ском.</i>	153,66	147,95
Полная себестоимость	<i>Сполн.с.с.</i>	53139,95	51165,34
Отпускная цена	<i>Цотп.</i>	69081,93	69081,93

## 5.2 Расчет точки безубыточности

Для расчета безубыточного объема продаж необходимо вычислить следующие показатели:»[8]

«Определение переменных затрат:  
на единицу изделия (для базы и для проекта):

$$Z_{\text{перем.уд.б.}} = M + \Pi_{\text{и}} + Z_{\text{о}} + Z_{\text{доп}} + C_{\text{соц.н.}} \quad (90)$$

$$Z_{\text{перем.уд.пр.}} = M + \Pi_{\text{и}} + Z_{\text{о}} + Z_{\text{доп}} + C_{\text{соц.н.}} \quad (91)$$

$$\begin{aligned} Z_{\text{перем.уд.б.}} &= 32866,90 + 8479,96 + 1629,72 + 228,16 + 557,36 = \\ &= 43762,10 \text{ руб.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Z_{\text{перем.уд.пр.}} &= 31301,81 + 8076,15 + 1629,72 + 228,16 + 557,36 = \\ &= 41793,20 \text{ руб.} \end{aligned}$$

на годовую программу выпуска изделия:

$$Z_{\text{перем.б.}} = Z_{\text{перем.уд.б.}} \cdot V_{\text{год}} \quad (92)$$

$$Z_{\text{перем.пр.}} = Z_{\text{перем.уд.пр.}} \cdot V_{\text{год}} \quad (93)$$

где -  $V_{\text{год}}$  - объём производства

$$Z_{\text{перем.б.}} = 43762,10 \cdot 100 = 4376209,82 \text{ руб.}$$

$$Z_{\text{перем.пр.}} = 41793,20 \cdot 100 = 4179320,01 \text{ руб.}$$

Определение постоянных затрат:  
на единицу изделия (для базы и для проекта):

$$Z_{\text{пост.уд.б.}} = C_{\text{сод.обор.}} + C_{\text{синстр.}} + C_{\text{цех.}} + C_{\text{собзав.}} + C_{\text{ском.}} \quad (94)$$

$$Z_{\text{пост.уд.пр.}} = C_{\text{сод.обор.}} + C_{\text{синстр.}} + C_{\text{цех.}} + C_{\text{собзав.}} + C_{\text{ском.}} \quad (95)$$

$$\begin{aligned} Z_{\text{пост.уд.б.}} &= 3161,65 + 48,89 + 2803,11 + 3210,54 + 153,66 = \\ &= 9377,85 \text{ руб.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Z_{\text{пост.уд.пр.}} &= 3161,65 + 48,89 + 2803,11 + 3210,54 + 147,95 = \\ &= 9372,14 \text{ руб.} \end{aligned}$$

на годовую программу выпуска изделия:

$$Z_{\text{пост.б.}} = Z_{\text{пост.уд.б.}} \cdot V_{\text{год}} \quad (96)$$

$$Z_{\text{пост.пр.}} = Z_{\text{пост.уд.пр.}} \cdot V_{\text{год}} \quad (97)$$

$$\langle \text{Зпост.б.} = 9377,85 \cdot 100 = 937784,79 \text{ руб.}$$

$$\text{Зпост.пр.} = 9372,14 \cdot 100 = 937213,81 \text{ руб.}$$

Определение амортизационных отчислений:

$$\text{Ам.уд.} = (\text{Ссод.обор.} + \text{Синстр.}) \cdot H_A / 100 \quad (98)$$

где -  $H_A$  - доля амортизационных отчислений, %

$$H_A = 12 \%$$

$$\text{Ам.уд.} = (3161,65 + 48,89) \cdot 12 / 100 = 385,26 \text{ руб.}$$

Расчет полной себестоимости годовой программы выпуска изделия:

$$\text{Сполн.год.пр.} = \text{Сполн.с.с.} \cdot V_{\text{год}} \quad (99)$$

$$\text{Сполн.год.пр.} = 51165,34 \cdot 100 = 5116533,82 \text{ руб.}$$

Расчет выручки от реализации изделия:

$$\text{Выручка} = \text{Цотп.пр.} \cdot V_{\text{год}} \quad (100)$$

$$\text{Выручка} = 69081,93 \cdot 100 = 6908192,99 \text{ руб.}$$

Расчет маржинального дохода:

$$\text{Дмарж.} = \text{Выручка} - \text{Зперем.пр.} \quad (101)$$

$$\text{Дмарж.} = 6908192,99 - 4179320,01 = 2728872,98 \text{ руб.}$$

Расчет критического объема продаж:

$$\text{Акрит.} = \text{Зпост.пр.} / (\text{Цотп.пр.} - \text{Зперем.уд.пр.}) \llbracket 8 \rrbracket \quad (102)$$

$$\text{Акрит.} = 937213,81 / (69081,93 - 41793,20) = 34,34 \text{ шт.}$$

$$\text{Акрит.} = 35 \text{ шт.}$$

### 5.3 Расчет коммерческой эффективности проекта

«Срок эксплуатации нового изделия определяем в 5 лет.

Следовательно, объем продукции увеличивается равномерно с каждым годом нарастающим итогом на:

$$\Delta = \frac{V_{\max} - A_{\text{крит}}}{n - 1} \quad (103)$$

где –  $V_{\max} = V_{\text{год}}$  – максимальный объем продукции, шт.

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

$n$  – количество лет, с учётом предпроизводственной подготовки.

$$\Delta = \frac{100 - 35}{6 - 1} = 13 \text{ шт.}$$

Для определения чистого дохода необходимо рассчитать следующие показатели:

Объем продаж по годам:

$$V_{\text{прод.}i} = A_{\text{крит}} + i\Delta \quad (104)$$

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

$$V_{\text{прод.}1} = 35 + 1 \cdot 13 = 48 \text{ шт.}$$

$$V_{\text{прод.}2} = 35 + 2 \cdot 13 = 61 \text{ шт.}$$

$$V_{\text{прод.}3} = 35 + 3 \cdot 13 = 74 \text{ шт.}$$

$$V_{\text{прод.}4} = 35 + 4 \cdot 13 = 87 \text{ шт.}$$

$$V_{\text{прод.}5} = 35 + 5 \cdot 13 = 100 \text{ шт.}$$

Выручка по годам:

$$V_{\text{выручка.}i} = C_{\text{отп.}} \cdot V_{\text{прод.}i} \quad (105)$$

$$V_{\text{выручка.}1} = 69081,93 \cdot 48 = 3315932,64 \text{ руб.}$$

$$V_{\text{выручка.}2} = 69081,93 \cdot 61 = 4213997,72 \text{ руб.}$$

$$V_{\text{выручка.}3} = 69081,93 \cdot 74 = 5112062,81 \text{ руб.}$$

$$V_{\text{выручка.}4} = 69081,93 \cdot 87 = 6010127,90 \text{ руб.}$$

$$V_{\text{выручка.}5} = 69081,93 \cdot 10 = 6908192,99 \text{ руб.} \text{ [8]}$$

«Переменные затраты по годам (определяется для базового и проектного вариантов):

для базового варианта:

$$Зперем.б.i = Зперем.уд.б. \cdot Vпрод.i \quad (106)$$

$$Зперем.б.1 = 43762,10 \cdot 48 = 2100580,71 \text{ руб.}$$

$$Зперем.б.2 = 43762,10 \cdot 61 = 2669487,99 \text{ руб.}$$

$$Зперем.б.3 = 43762,10 \cdot 74 = 3238395,27 \text{ руб.}$$

$$Зперем.б.4 = 43762,10 \cdot 87 = 3807302,54 \text{ руб.}$$

$$Зперем.б.5 = 43762,10 \cdot 10 = 4376209,82 \text{ руб.}$$

для проектного варианта:

$$Зперем.пр.i = Зперем.уд.пр. \cdot Vпрод.i \quad (107)$$

$$Зперем.пр.1 = 41793,20 \cdot 48 = 2006073,60 \text{ руб.}$$

$$Зперем.пр.2 = 41793,20 \cdot 61 = 2549385,20 \text{ руб.}$$

$$Зперем.пр.3 = 41793,20 \cdot 74 = 3092696,81 \text{ руб.}$$

$$Зперем.пр.4 = 41793,20 \cdot 87 = 3636008,41 \text{ руб.}$$

$$Зперем.пр.5 = 41793,20 \cdot 10 = 4179320,01 \text{ руб.}$$

Амортизация (определяется только для проектного варианта):

$$Ам. = Ам.уд. \cdot Vгод \quad (108)$$

$$Ам. = 385,26 \cdot 100 = 38526,47 \text{ руб.}$$

Полная себестоимость по годам (определяется для базового и проектного вариантов):

для базового варианта:

$$Сполн.б.i = Зперем.б.i + Зпост.б \quad (109)$$

$$Сполн.б.1 = 2100580,71 + 937784,79 = 3038365,50 \text{ руб.}$$

$$Сполн.б.2 = 2669487,99 + 937784,79 \gg [8] = 3607272,78 \text{ руб.}$$

$$\text{«Сполн.б.3} = 3238395,27 + 937784,79 = 4176180,06 \text{ руб.}$$

$$\text{Сполн.б.4} = 3807302,54 + 937784,79 = 4745087,33 \text{ руб.}$$

$$\text{Сполн.б.5} = 4376209,82 + 937784,79 = 5313994,61 \text{ руб.}$$

для проектного варианта:

$$\text{Сполн.пр.}i = \text{Зперем.пр.}i + \text{Зпост.пр.} \quad (110)$$

$$\text{Сполн.пр.1} = 2006073,60 + 937213,81 = 2943287,41 \text{ руб.}$$

$$\text{Сполн.пр.2} = 2549385,20 + 937213,81 = 3486599,01 \text{ руб.}$$

$$\text{Сполн.пр.3} = 3092696,81 + 937213,81 = 4029910,61 \text{ руб.}$$

$$\text{Сполн.пр.4} = 3636008,41 + 937213,81 = 4573222,22 \text{ руб.}$$

$$\text{Сполн.пр.5} = 4179320,01 + 937213,81 = 5116533,82 \text{ руб.}$$

Налогооблагаемая прибыль по годам:

$$\text{Пр.обл.}i = (\text{Выручка} - \text{Сполн.пр.}i) - (\text{Выручка} - \text{Сполн.б.}i) \quad (111)$$

$$\begin{aligned} \text{Пр.обл.1} = & ( 3315932,64 - 2943287,41 ) - ( 3315932,64 - \\ & - 3038365,50 ) = 95078,09 \text{ руб.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Пр.обл.2} = & ( 4213997,72 - 3486599,01 ) - ( 4213997,72 - \\ & - 3607272,78 ) = 120673,77 \text{ руб.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Пр.обл.3} = & ( 5112062,81 - 4029910,61 ) - ( 5112062,81 - \\ & - 4176180,06 ) = 146269,44 \text{ руб.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Пр.обл.4} = & ( 6010127,90 - 4573222,22 ) - ( 6010127,90 - \\ & - 4745087,33 ) = 171865,12 \text{ руб.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Пр.обл.5} = & ( 6908192,99 - 5116533,82 ) - ( 6908192,99 - \\ & - 5313994,61 ) = 197460,79 \text{ руб.} \end{aligned}$$

Налог на прибыль – 20% от налогооблагаемой прибыли по годам

$$\text{Нпр.}i = \text{Пр.обл.}i \cdot 0,20 \quad (112)$$

$$\text{Нпр.1} = 95078,09 \cdot 0,20 = 19015,62 \text{ руб.}$$

$$\text{Нпр.2} = 120673,77 \cdot 0,20 = 24134,75 \text{ руб.} \ll[8]$$



$$\text{«Нпр.3} = 146269,44 \cdot 0,20 = 29253,89 \text{ руб.}$$

$$\text{Нпр.4} = 171865,12 \cdot 0,20 = 34373,02 \text{ руб.}$$

$$\text{Нпр.5} = 197460,79 \cdot 0,20 = 39492,16 \text{ руб.}$$

Прибыль чистая по годам

$$\text{Пр.ч.}i = \text{Пр.обл.}i - \text{Нпр.}i \quad (113)$$

$$\text{Пр.ч.1} = 95078,09 - 19015,62 = 76062,47 \text{ руб.}$$

$$\text{Пр.ч.2} = 120673,77 - 24134,75 = 96539,01 \text{ руб.}$$

$$\text{Пр.ч.3} = 146269,44 - 29253,89 = 117015,55 \text{ руб.}$$

$$\text{Пр.ч.4} = 171865,12 - 34373,02 = 137492,09 \text{ руб.}$$

$$\text{Пр.ч.5} = 197460,79 - 39492,16 = 157968,63 \text{ руб.}$$

Расчет экономии от повышения надежности и долговечности проектируе-мого узла, конструкции.

$$\text{Пр.ож.д.} = \text{Цотп.} \cdot \text{Д2/Д1} - \text{Цотп.} \quad (114)$$

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

$$\text{Д1} = 100000 \text{ циклов}$$

$$\text{Д2} = 150000 \text{ циклов}$$

$$\text{Пр.ож.д.} = 69081,93 \cdot 150000 / 100000 - 69081,93 = 34540,96 \text{ руб.}$$

Следовательно, текущий чистый доход (накопленное сальдо) составит:»[8]

$$\text{ЧДи} = \text{Пр.ч.}i + \text{Ам} + \text{Пр.ож.д.} \cdot \text{Vпрод.}i \quad (115)$$

$$\text{ЧД1} = 76062,47 + 38526,47 + 34540,96 \cdot 48 = 1772555,26 \text{ руб}$$

$$\text{ЧД2} = 96539,01 + 38526,47 + 34540,96 \cdot 61 = 2242064,34 \text{ руб}$$

$$\text{ЧД3} = 117015,55 + 38526,47 + 34540,96 \cdot 74 = 2711573,42 \text{ руб}$$

$$\text{ЧД4} = 137492,09 + 38526,47 + 34540,96 \cdot 87 = 3181082,51 \text{ руб}$$

$$\text{ЧД5} = 157968,63 + 38526,47 + 34540,96 \cdot 10 = 3650591,59 \text{ руб}$$

«Дисконтирование денежного потока.

Осуществляется дисконтирование путем умножения значения денежного потока на коэффициент дисконтирования, который рассчитывается по формуле:

$$\alpha_{ii} = 1/(1 + Eст.i)^t \quad (116)$$

где -  $Eст.i$  - процентная ставка на капитал

$t$  - год приведения затрат и результатов

$$Eст. = 15 \%$$

$$\alpha_1 = 0,870 \quad \alpha_2 = 0,756 \quad \alpha_3 = 0,658 \quad \alpha_4 = 0,572 \quad \alpha_5 = 0,497$$

Для оценки эффективности ИП по шагам расчетного периода используется дисконтированное сальдо суммарного потока реальных денег по шагам (текущий чистый дисконтированный доход):

$$ДСП_i = ЧД_i \cdot \alpha_i \quad (117)$$

$$ДСП_1 = 1772555,26 \cdot 0,870 = 1542123,07 \text{ руб.}$$

$$ДСП_2 = 2242064,34 \cdot 0,756 = 1695000,64 \text{ руб.}$$

$$ДСП_3 = 2711573,42 \cdot 0,658 = 1784215,31 \text{ руб.}$$

$$ДСП_4 = 3181082,51 \cdot 0,572 = 1819579,20 \text{ руб.}$$

$$ДСП_5 = 3650591,59 \cdot 0,497 = 1814344,02 \text{ руб.}$$

Суммарное дисконтированное сальдо суммарного потока за расчетный период рассчитывается по формуле:

$$\Sigma ДСП = \Sigma ДСП_i \quad (118)$$

$$\begin{aligned} \Sigma ДСП &= 1542123,07 + 1695000,64 + 1784215,31 + \\ &+ 1819579,20 + 1814344,02 = 8655262,24 \text{ руб.} \end{aligned}$$

Расчет потребности в капиталобразующих инвестициях составляет:

$$J_0 = K_{инв} \cdot \Sigma Сполн.пр.i \quad (119)$$

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

$$\begin{aligned} J_0 &= 0,16 \cdot ( 2943287,41 + 3486599,01 + 4029910,61 + \\ &+ 4573222,22 + 5116533,82 ) = 3223928,49 \text{ руб.} \end{aligned} \text{ [8]}$$

«Чистый дисконтированный доход равен:

$$ЧДД = \Sigma ДСП - J_0 \quad (120)$$

$$ЧДД = 8655262,24 - 3223928,49 = 5431333,75 \text{ руб.}$$

Индекс доходности определяется по следующей формуле:

$$ID = ЧДД / J_0 \quad (121)$$

$$ID = 5431333,75 / 3223928,49 = 1,68$$

Срок окупаемости проекта

$$Токуп. = J_0 / ЧДД \quad (122)$$

$$Токуп. = 3223928,49 / 5431333,75 = 0,59$$

Выводы и рекомендации.

«В результате проведения совокупности конструкторских мероприятий увеличился ресурс проектируемого узла при одновременном положительном экономическом эффекте  $ID = 1,68$ .

При расчете экономических показателей по внедрению проектного узла в массовое производство было определено, что себестоимость проектного варианта ниже, чем себестоимость для базового варианта, и в результате увеличения ресурса проектной конструкции ожидается увеличение продаж, что является положительным экономическим показателем. Для этого произведен расчет на общественную эффективность проекта и была вычислена ожидаемая прибыль от внедрения проекта в производство. Чистый дисконтированный доход от внедрения модернизированного узла составляет 5431333,75 рублей. Срок окупаемости данного проекта равен 0,59 года, что говорит о минимальном риске проекта. По полученным данным можно говорить о его применении в новых конструкциях.»[8]

## Заключение

В представленной работе описывается конструкция гусеничного звена для трактора ВТ-150, предназначенного для работы в рисоводстве и на заболоченных участках. Конструкция звена основана на использовании боковых уширителей в виде трапеций и прямоугольников. Это позволяет использовать гусеницы с широкими звеньями, которые равномерно распределяют вес трактора и снижают давление на мягкий грунт, предотвращая его проседание. Такая конструкция особенно полезна на участках с низкой несущей способностью почвы, например, на болотах и рисовых полях.

Для предотвращения попадания абразивных материалов в радиальные зазоры между пальцем и втулками гусеничного звена используется особая конструкция. Втулки и ограничительные шайбы выполнены с учетом размеров зазоров между ними, что обеспечивает закрытие концов звена и защищает его от износа под воздействием внешних частиц. Дополнительную защиту от попадания мусора обеспечивают ограничительные шайбы с фланцем, расположенные между концами средних проушин и втулками, установленными в крайних проушинах.

Для улучшения тягово-сцепных качеств трактора ВТ-150 грунтозацепы выполнены под углом  $15^\circ$  к поперечной оси тяги. Это позволяет увеличить коэффициент тяги на 20% и обеспечивает лучшее сцепление трактора с различными поверхностями. В дипломной работе проведен сравнительный анализ существующих конструкций, на основе которого были приняты решения по улучшению и совершенствованию базовой машины. Такой подход гарантирует, что усовершенствования будут основаны на глубоком понимании существующих технологий и их ограничений.

Для повышения долговечности гусеничной цепи в тракторе ВТ-150 был усовершенствован шарнир, определяющий долговечность гусеницы. Эти усовершенствования позволяют трактору дольше сохранять работоспособность и сокращают необходимость в частом техническом обслуживании. Это повышает общую эффективность трактора и сокращает время его простоя. Увеличение долговечности и надежности гусеничной цепи позволяет трактору работать более эффективно в сложных условиях и улучшает его ценность в сельском хозяйстве и промышленности.

## Список используемых источников

1. Анурьев В.И. «Справочник конструктора-машиностроителя» - М., «Машиностроение», 1980г.
2. Белов С.В., Козьяков А.Ф. «Охрана труда при производстве и эксплуатации дорожных машин» - М., «Машиностроение» 1986г.
3. Белов С.В., Бабриков Д.А. и др. «Охрана окружающей среды» - М., «Высшая школа» 1991г.
4. Гаркави Н.Г., Аринченков В.И. и др. «Машины для земляных работ», издательство «Высшая школа» 1982г.
5. Герасимова Н.Ф., Герасимов М.Д. «Оформление текстовых и графических работ» - Белгород, 2008 г.
6. Гинзбург Ю.В. и др «Промышленные тракторы» - М.: Машиностроение, 1986 г.
7. Гоберман Л.А., Степанян К.В. «Строительные и дорожные машины», атлас конструкций - М., «Машиностроение» 1985г.
8. Горбацевич А.Ф. «Курсовое проектирование по технологии машиностроения», издательство «Высшая школа» - Минск 1975г.
9. Дергачёв А.Ф., М.Д. Пилула «Экономика строительного и дорожного машиностроения» - М., «Машиностроение» 1984г.
10. Дунаев П.Ф. «Конструирование узлов и деталей машин» - М., «Высшая школа».
11. Ефремов И.М., Зеньков С.А., Баторнин В.П. «Методы и средства разработки грунтов в районах с холодным климатом», учебное пособие.
12. Забродский В.М., Кутин Л.Н., Файнлейб А.М справочник «Ходовые системы тракторов», М.; Агропромиздат, 1986г.
13. Захарчук Б.З., Шлайдо Г.А., Яркин А.А, Телушкин В.Д. «Бульдозеры и рыхлители», издательство «Машиностроение» 1987г.
14. Косиловой А.Г., Мещярекова Р.К. «Справочник технолога-машиностроителя», «Машиностроение» 1985г.
15. Михайлов А.А., Лепешкин А.В., Фатеев И.В. «Гидравлика, гидромашины и гидропривод» - Москва, 1998 г.

16. Плешаков Д.И., Хейфец М.И., Яркин А.А. «Бульдозеры, скреперы, грейдеры», М.: «Высш. школа», 1976 г.
17. Холодова А.М. «Проектирование машин для земляных работ», - Х.: Высш. школа, 1986 г.
18. Рабинер Е.Г. Монтаж и эксплуатация подшипниковых узлов. М.: Машгиз, 1960, 130 с.
19. Редукторы. Каталог-справочник. - М.: НИИинформтяжмаш, 1976, 265 с.
20. Справочник технолога-машиностроителя. Т.1 и 2./Под ред. Косиловой А.Г., Мещерякова Р.К. М.: Машиностроение, 1985.
21. Зенкин А.С., Допуски и посадки. Справочник. – К.: Техника, 1995.-250 с.
22. Пчелинцев В.А., Виноградов Д.В., Коптев Д.В. Охрана труда в производстве строительных изделий и конструкций. –М.: Высш. шк., 1986. – 311с.
23. Золотницкий Н.Д., Пчелинцев В.А. Охрана труда в строительстве. –М.: Высш. шк., 1978. – 328с.
24. Johnson B. Perspectives on Land Use and Ownership in Nebraska. Dep. of Agr. Economics. University of Nebraska Lincoln, 1981.
25. Donnel Hant. Farm Power und Mahderscher. KTBL - Schrift, № 321, 1988.
26. Schwache Liste zum orientiren. Unterschiedliches Preisniveau fur gebrauchte Traktoren in Osten, Norden und Suden. - DLZ, 1997, № 6. -S. 44-50.- 180
27. John Deere. Tractor Design and Performance. John Deere. 2023. - URL: [<https://www.deere.com/en/tractors/>]
28. Xun Xu. Advanced Design and Manufacturing Based on STEP. Springer-Verlag. 2004. - ISBN: 978-1852339223
29. Francesca Staniar. Bulldozer: The Evolution of a Machinery Icon. Motorbooks. 2006. - ISBN: 978-0760324942
30. Timothy W. Dell. Heavy Equipment Power Trains and Systems. Cengage Learning. 2012. - ISBN: 978-1111134911
31. Robert Huzij, Angelo Spano, Sean Bennett. Modern Diesel Technology: Heavy Equipment Systems. Cengage Learning. 2018. - ISBN: 978-1337567587

Приложение А

«Графики тягового расчета»

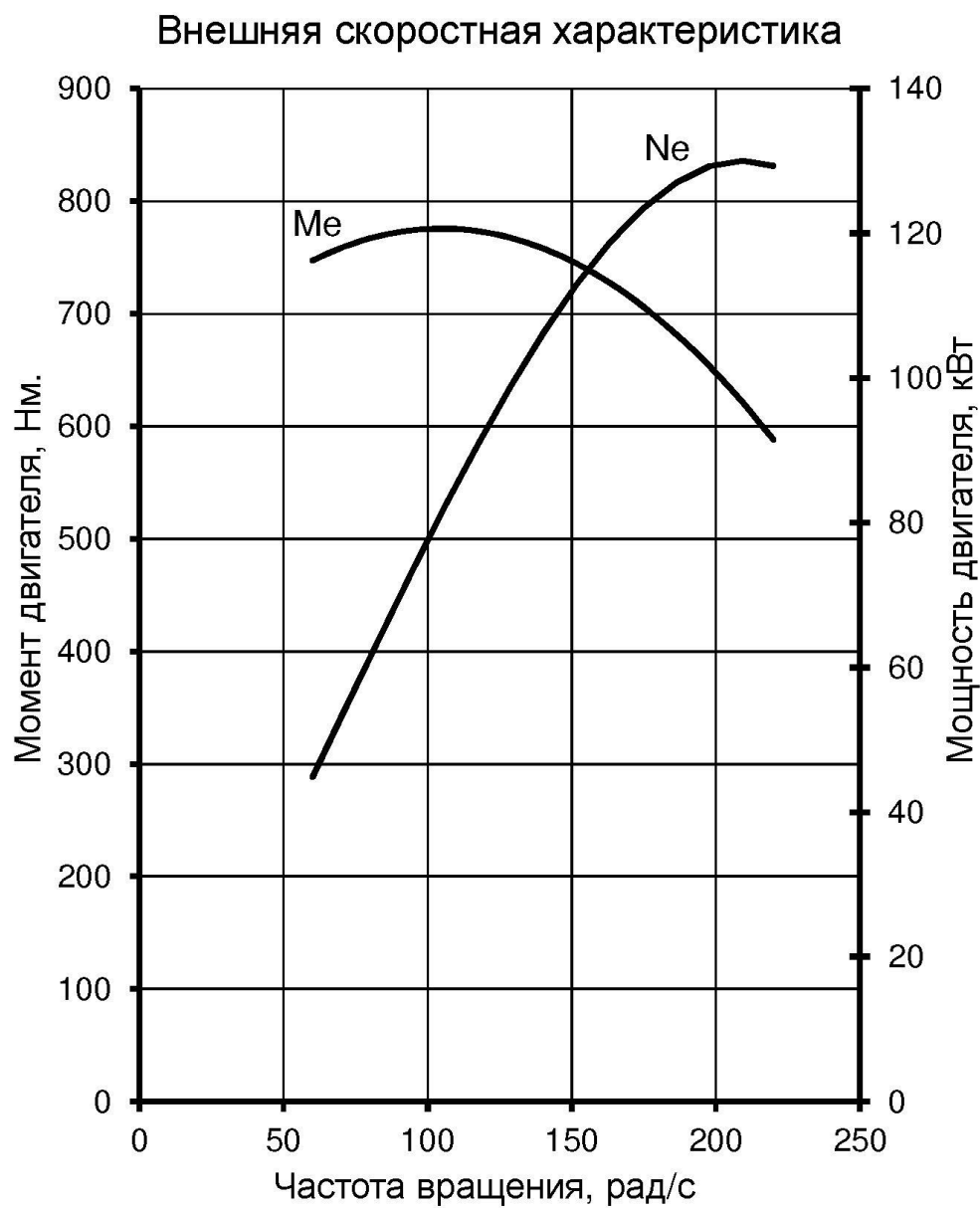


Рисунок А.1 – Внешняя скоростная характеристика»[6]

### Баланс мощностей

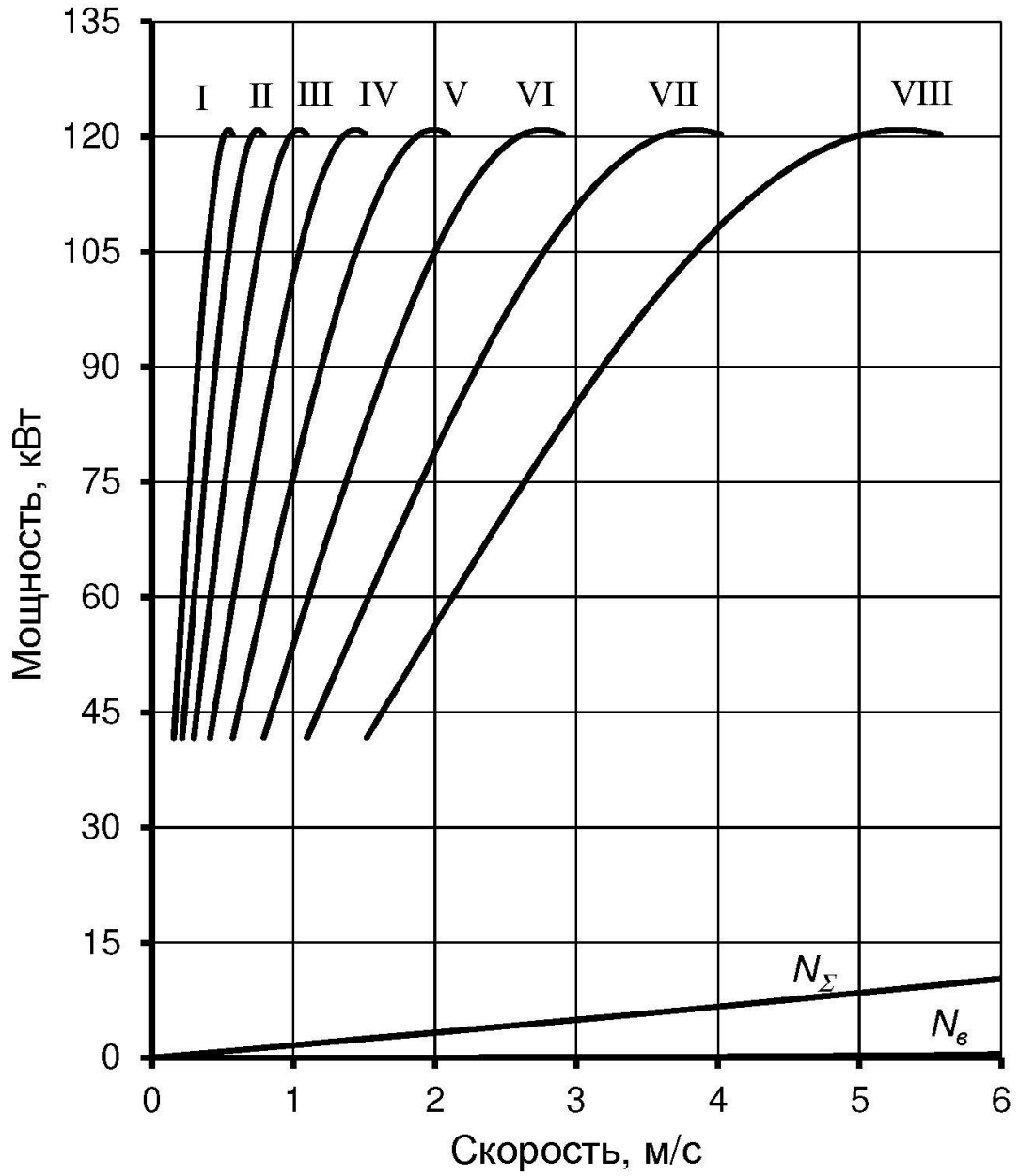


Рисунок А.2 – Баланс мощностей»[6]



### Тяговый баланс

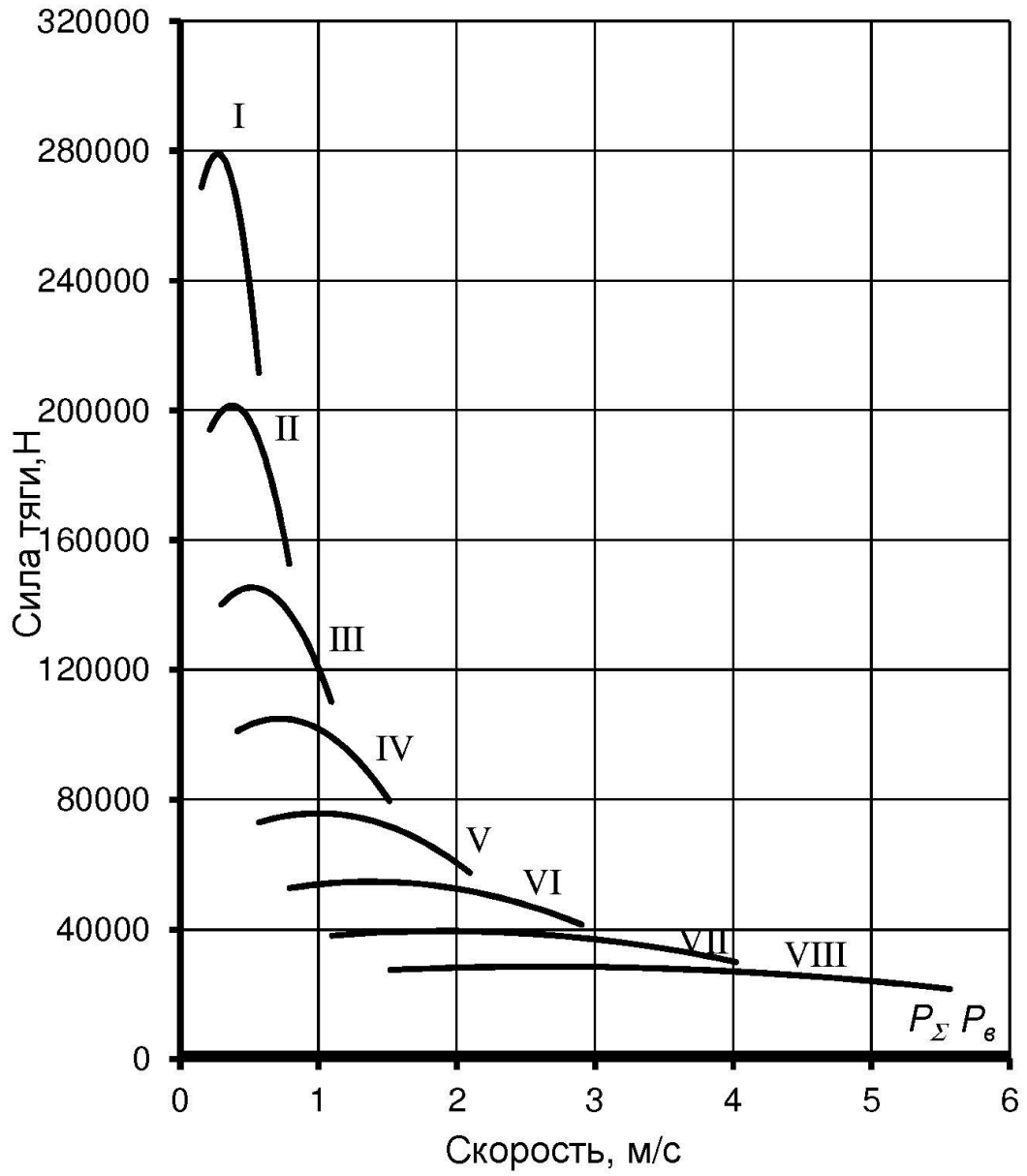
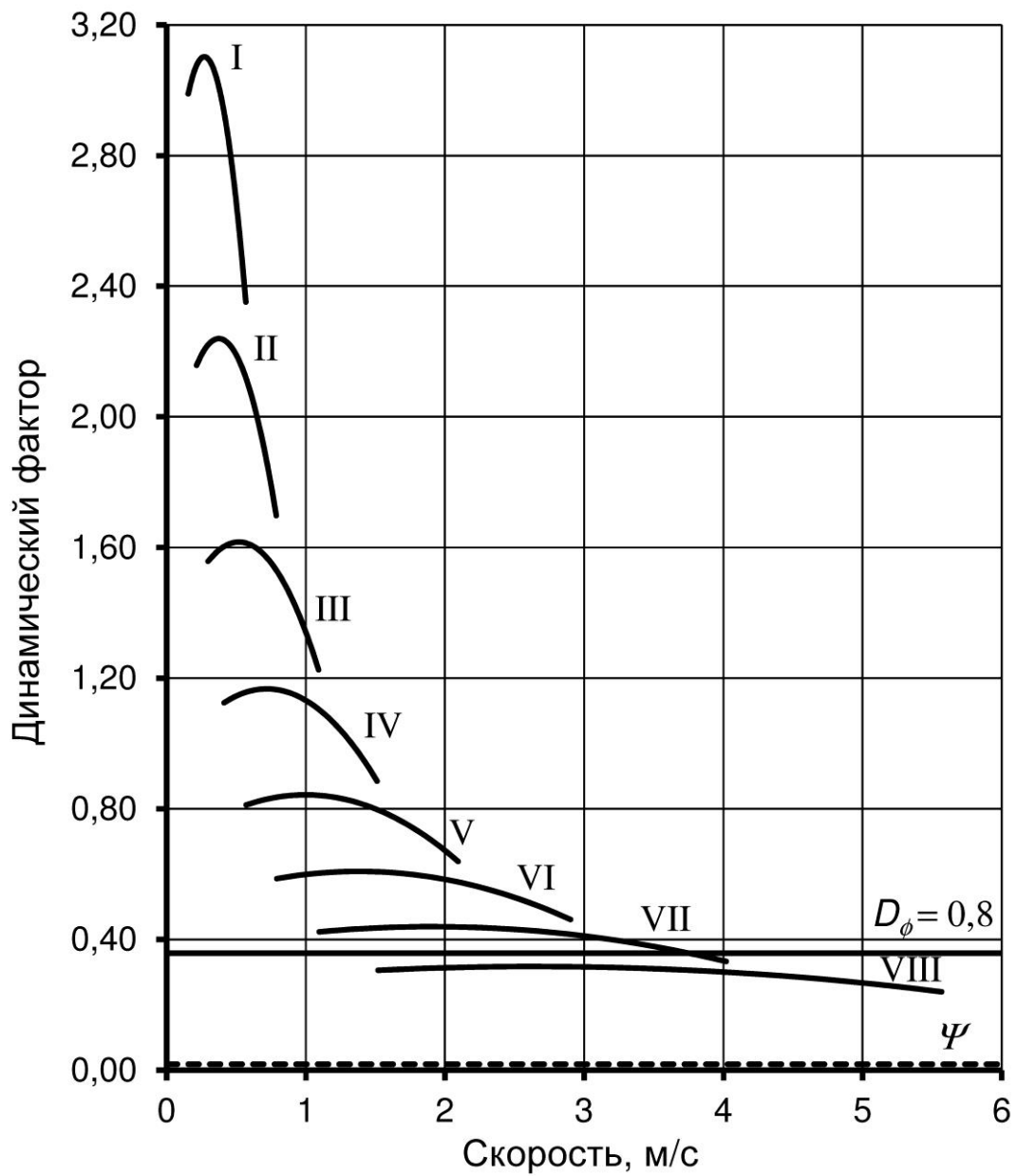


Рисунок А.3 – Тяговый баланс»[6]

### Динамический баланс



«Рисунок А.4 – Динамический баланс» [6]

Ускорения на передачах

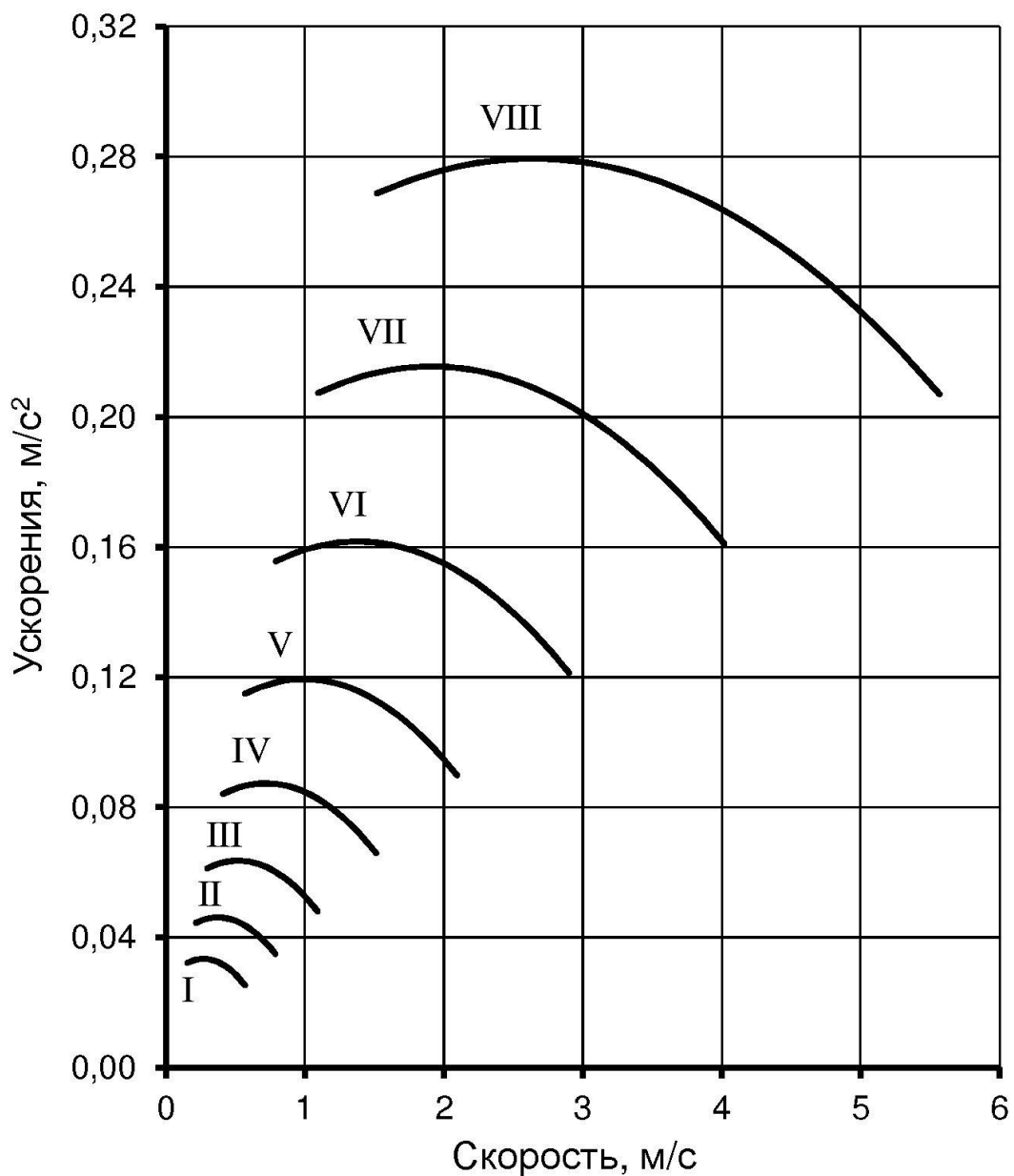


Рисунок А.5 – Ускорения на передачах»[6]

Время разгона

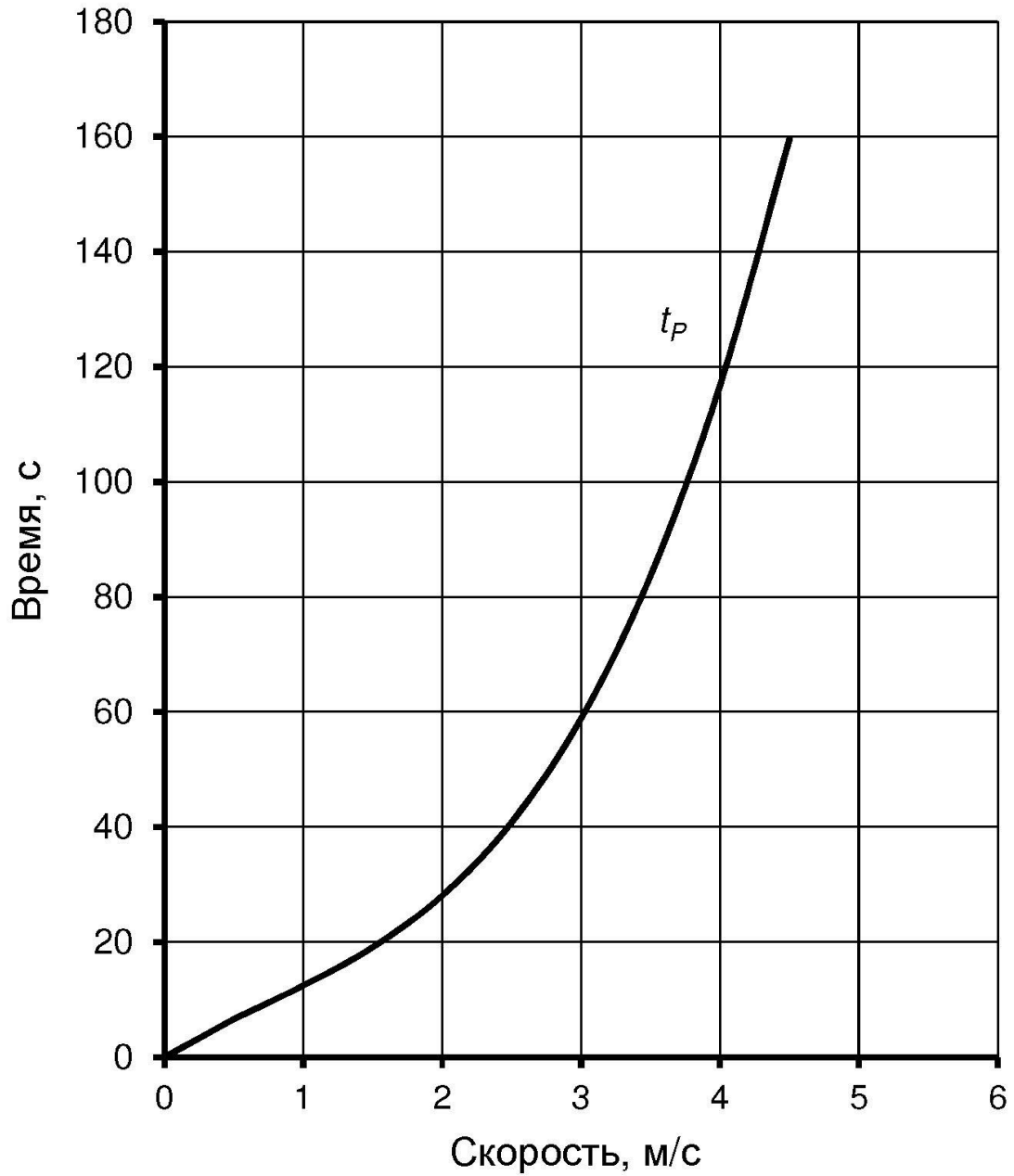


Рисунок А.6 – «Время разгона»[6]

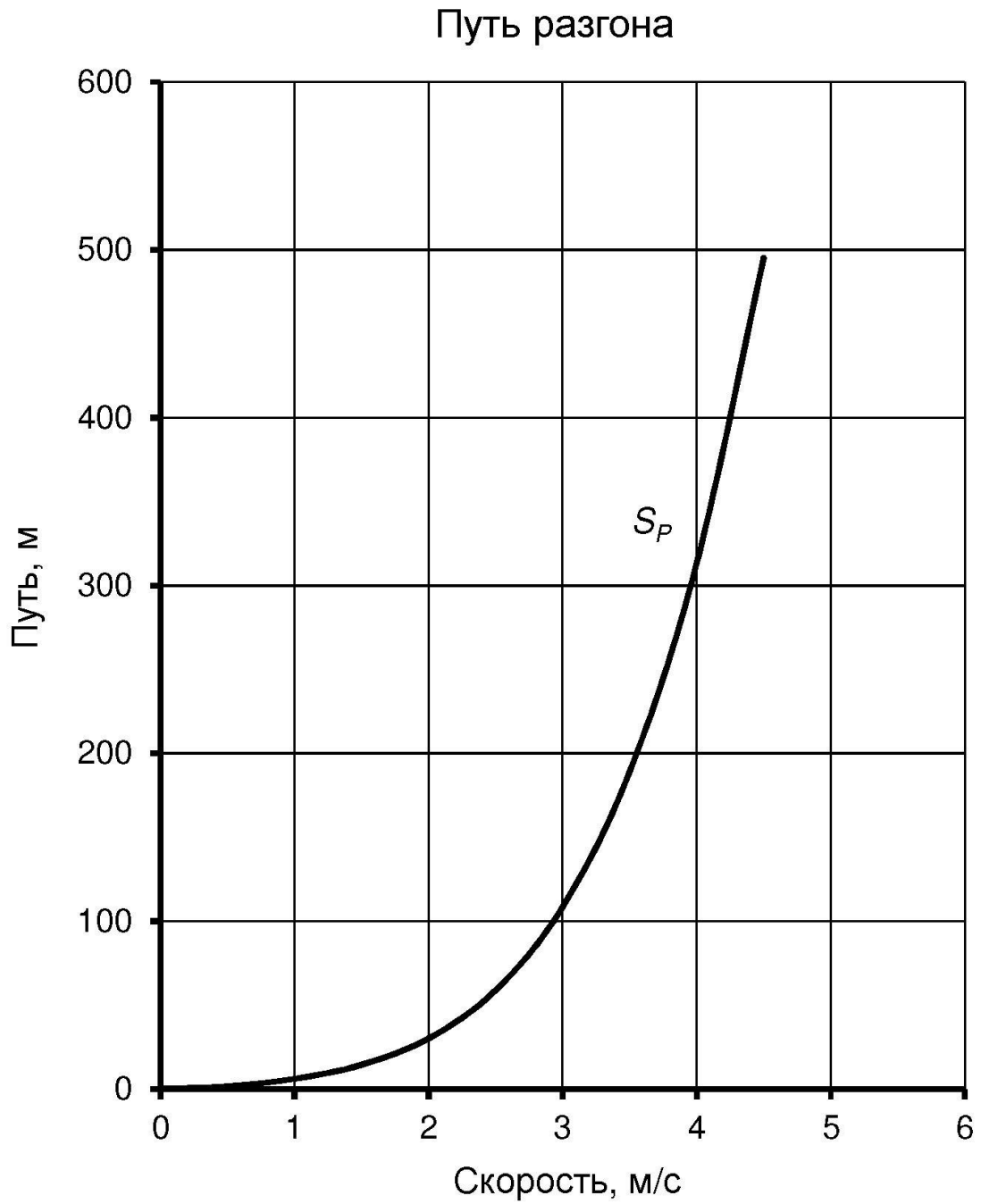


Рисунок А.7 – Путь разгона»[6]

Путевой расход топлива

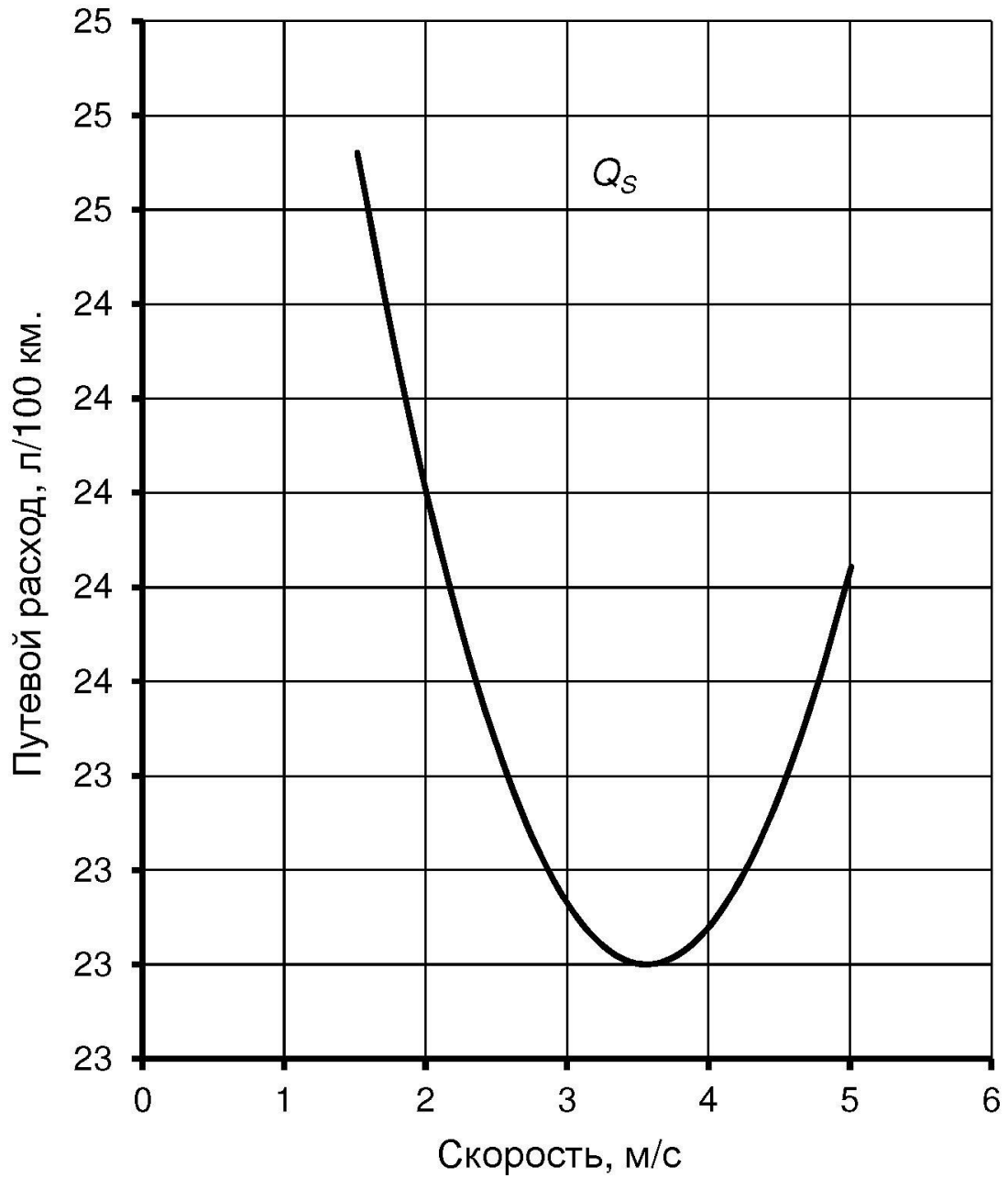


Рисунок А.8 – Путевой расход топлива»[6]