



Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Московский государственный технический университет  
имени Н.Э. Баумана  
(национальный исследовательский университет)»  
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

---

ФАКУЛЬТЕТ «СПЕЦИАЛЬНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ»

КАФЕДРА СМ9 «МНОГОЦЕЛЕВЫЕ ГУСЕНИЧНЫЕ МАШИНЫ И МОБИЛЬНЫЕ РОБОТЫ»

## **РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ РАБОТЕ**

**НА ТЕМУ:**

**Разработка гусеничного контейнеровоза полной массой  
50 тонн**

Студент СМ9-41М  
(Группа)

\_\_\_\_\_ А.И. Тараторкин  
(Подпись, дата) (И.О.Фамилия)

Руководитель ВКР  
(Подпись, дата) (И.О.Фамилия)

\_\_\_\_\_ Е.Б. Сарач

2021 г.

**РЕФЕРАТ**

Расчетно-пояснительная записка содержит 120 страниц, 12 таблиц, 57 рисунков, 82 формулы, 42 источника.

Перечень ключевых слов: гусеничный контейнеровоз, гусеничный движитель, балансир, бортовой редуктор, массивная шина, опорный каток, стабилизация.

В ходе выполнения данной выпускной квалификационной работы был разработан вариант конструкции гусеничного контейнеровоза массой 50 тонн. В работе приведены результаты тягового расчета и выбора силового агрегата. Также представлен расчет температуры амортизаторов и массивных шин опорных катков быстроходной гусеничной машины в программном пакете MatLab Simulink, а также обоснование необходимости совершенствования методики теоретического расчета температуры массивных шин опорных катков быстроходных гусеничных машин. Выполнены расчет геометрических параметров зубчатых колес внешнего и внутреннего зацепления бортового редуктор и расчет напряженно-деформированного состояния балансира.

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	6
1 Обзор существующих гусеничных транспортеров .....	8
1.1 ПТС-4. Плавающий транспортер .....	9
1.2 ТМ-130 .....	12
1.3 ТМ-140 .....	14
1.4 Гусеничный снегоболотоход ТТМ-3902 ПС Тайга .....	17
1.5 Базовое шасси тяжелого снегоболотохода для размещения технологического оборудования ТТМ-6901 .....	19
2 Расчет и проектирование торсионной подвески.....	21
2.1 Расчет параметров подвески .....	21
2.1.1 Выбор жесткости упругих элементов .....	22
2.1.2 Определение диаметра торсиона.....	23
2.1.3 Построение упругой характеристики подвески.....	24
2.1.4 Определение удельной потенциальной энергии подвески.....	26
2.1.5 Определение основных характеристик демпферов.....	26
2.1.6 Определение основных характеристик демпферов.....	28
2.1.7 Скоростная характеристика подвески и амплитудно-частотная характеристика по ускорению «тряски».....	31
3 Проектирование планетарного соосного бортового редуктора с передаточным отношением 4,5 для гусеничной машины предельной массой 50 тонн .....	33
3.1.1 Основные схемы бортовых передач гусеничных машин .....	36
4 Расчет бортовой передачи.....	40
4.1 Расчет зубчатых колёс на прочность .....	54
4.2 Расчет подшипников.....	56

4.3 Расчет прочности шлицевых соединений .....	59
5 Тяговый расчет прямолинейного движения гусеничной машины с механической трансмиссией .....	62
5.1 Определение затрат мощности в трансмиссии .....	64
5.1.1 Расчет характеристики двигателя в условиях объекта .....	65
5.1.2 Выбор количества передач и определение передаточных чисел трансмиссии .....	68
5.1.3 Расчет тяговой характеристики .....	69
6 Исследование тепловой нагруженности телескопического амортизатора с использованием имитационного математического моделирования .....	72
6.1 Методика построения и описание математической модели .....	73
6.2 Описание проводимых вычислительных экспериментов .....	78
6.3 Результаты численного моделирования .....	79
6.4 Вывод .....	80
7 Исследование тепловой напряженности массивных шин опорных катков быстроходных гусеничных машин .....	80
7.1 Описание проблемы .....	80
7.2 Обоснование необходимости совершенствования методики расчета тепловой напряженности шин опорных катков БГМ .....	85
7.3 Описание проводимых численных экспериментов .....	91
7.4 Выводы .....	96
8 Расчет напряженно-деформированного состояния балансира .....	97
8.1 Создание модели для расчета напряженно-деформированного состояния .....	99
8.2 Результаты расчета напряженно-деформированного состояния балансира .....	107

8.3 Выводы .....	108
9 Расчет центра тяжести гусеничного контейнеровоза.....	109
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	110
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	112
ПРИЛОЖЕНИЕ А .....	116

## **ВВЕДЕНИЕ**

Рациональное использование производственных сил страны, предусматривающее освоение районов Крайнего Севера, Сибири и дальнего Востока в первую очередь связано с налаживанием транспортно-экономических связей. Решение данной задачи представляет известные трудности, одной из причин которых являются чрезвычайно суровые климатические условия. Другой причиной является отсутствие на больших территориях этой зоны достаточно развитой дорожной сети. Строительство капитальных дорог при большой удаленности населённых пунктов и промышленных центров друг от друга не всегда целесообразно, особенно если учитывать большую сложность строительства чем в европейской части страны и гораздо большие затраты на их эксплуатацию.

Использование автомобильного транспорта в условиях бездорожья, не эффективно, а иногда и невозможно. Транспортные связи в этих районах осуществляются в определенном районе, но перспективы большего освоения сибирских богатств и рационального развития этого обширного территориального массива в органическом единстве со всем хозяйством страны настоятельно диктуют необходимость значительного расширения транспортного обслуживания.

Теоретический анализ и практика показывают, что это обслуживание должно быть комплексным, т.е. включать различные виды транспорта такие как железнодорожный, автомобильный и внедорожный. При этом необходимо понимать, что железнодорожный и магистральный автомобильный транспорт будут решать задачи массовых централизованных перевозок. Транспортные же связи в процессе освоения различных районов, при строительстве объектов промышленности, прокладке газо- и нефтепроводов наиболее эффективно могут осуществляться обычным автомобильным транспортом в сочетании с колесными и гусеничными машинами повышенной проходимости. Комплексное решение транспортировки грузов наиболее целесообразно, так, как только в этом случае будут решаться транспортные потребности развивающихся районов.

Одним из вариантов решения задачи доставки транспортировочных контейнеров с железных дорог или морских путей в условиях отсутствия развитой

транспортной сети является использование гусеничных контейнеровозов высокой грузоподъемности. Гусеничные транспортные машины по своему конструктивному исполнению позволяют их применение в суровых климатических условиях, обладают высокой проходимостью по слабому грунту, снегу, болотам, мелколесью и т.п. Возможность эксплуатации этих машин в различное время года позволяет исключить сезонность выполнения транспортных работ.

Таким образом разрабатываемый в ходе данной выпускной квалификационной работы гусеничный контейнеровоз должен обладать высокой грузоподъемностью, достаточно высокой скоростью при движении на грунтовых дорогах или зимнику.

## 1 Обзор существующих гусеничных транспортеров

Плавающий транспортёр средний 2 используется для переправы через значительные водные преграды (реки, озёра, морские заливы и лиманы) личного состава вооружённых сил, колесной техники, артиллерийских орудий и других материальных средств. ПТС-2 (рисунок 1) разработан на Луганском тепловозостроительном заводе на базе некоторых узлов танка Т-64.



Рисунок 1-ПТС-2

Кабина транспортёра бронированная, герметичная, оснащена фильтро-вентиляционной установкой и защитой от радиоактивных веществ. В кабине размещается радиостанция и радиометр. Над люком командира машины установлена пулемётная турель (в ПТС-3 – башенка).

Транспортёр ПТС-2 используется и для перевозки грузов по пересечённой и болотистой местности (машина имеет весьма малое удельное давление на грунт). Транспортёр ПТС-2 может использоваться и как санитарно-эвакуационная машина. Для этого в кузове установлены специальные кронштейны для 12-ти носилок. На корме транспортёра установлено устройство для самоокапывания, благодаря которому можно оборудовать укрытие для машины. Кузов транспортёра снабжён мощным отопителем и при определённых условиях может стать комфортным домом. а при наличии 12 медицинских носилок (для которых есть специальные



крепления) – очень комфортным. В таблице 1 представлены характеристики вышеописанного транспортера.

Таблица 1. Характеристики ПТС-2

Вместительность транспортёра ПТС-2:	
с полным вооружением и снаряжением	75 солдат
раненых на носилках	12
Двигатель	
Модель	
Мощность	522 кВт
Максимальная скорость движения на суше с грузом/без груза:	34/60км/ч.
Запас хода по топливу: на суше – 500 км, на воде – 18 часов.	
Запас хода по топливу на воде: 18 часов.	
Топливный бак: 1090 литров	
Запас хода по топливу:	
на суше –	500 км
на воде-	18 часов
Топливный бак	1090
Максимальная скорость движения на воде с грузом	12 км/ч
без груза	13 км/ч
Максимальная скорость движения на суше	60 км./ч.

### 1.1 ПТС-4. Плавающий транспортер

Средний плавающий гусеничный транспортер ПТС-4 (рисунок 2) был создан для замены устаревших транспортеров, находящихся на вооружении российской

армии, а также в связи с тем, что все производство данных боевых машин еще со времен СССР оказалось на территории Луганска (Донецкая Народная Республика). Все транспортеры ПТС предыдущих серий производились на шасси основного боевого танка Т-64, который также изготавливался на украинском предприятии (Харьков).



Рисунок 2 - ПТС-4

Новый же транспортер ПТС-4 разработан на базе шасси танка Т-80 и целиком изготавливается российскими предприятиями из российских же комплектующих.

Гусеничный плавающий транспортер состоит из водонепроницаемого корпуса с кабиной экипажа и грузовым отделением, в котором имеется откидной задний борт. Двигатель расположен в центральной части корпуса транспортера, что увеличивает его устойчивость на плаву и надежность передачи крутящего момента на водяной и гусеничный движители, равно как и на лебедки. На ПТС-4 разработчики отказались от расположения винтов в туннелях и установили их в специальных направляющих насадках, которые были установлены за кормовой частью машины. При этом за каждым из винтов появился сдвоенный водяной руль. Благодаря наличию этих конструктивных решений, удалось повысить маневренность и управляемость ПТС-4 на плаву, особенно при движении

транспортера по криволинейным траекториям. При осуществлении поворота на плаву при помощи рулей радиус циркуляции ПТС-4 составляет примерно 80 метров, а при повороте в режиме работы винтов в противоходе — примерно 20 метров. В то время, пока гусеничный транспортер перемещается по суше, винты поднимаются и прижимаются к заднему откидному борту. При осуществлении опускания и подъема заднего борта движительно-рулевой комплекс перемещается вместе с бортом

Плавающий транспортер разгружается и загружается на суше через откинутый задний борт, который оборудован аппарелями. Техника заходит на борт своим ходом. Несамходная военная техника перемещается при помощи специальной механической лебедки, которая находится в передней части грузовой платформы транспортера. Данная лебедка может применяться также для самовытаскивания ПТС-4 в той ситуации, когда береговой рельеф не позволяет транспортеру выйти на берег (при этом разгрузка машины значительно усложняется и время, необходимое для данной операции, увеличивается). Конструктивно инженерами была предусмотрена возможность одновременной переправы тягача и буксируемой им артиллерийской системы, которая в этом случае загружается на плавающий колесный прицеп, который входит в комплект ПТС-4. Маневренность и скорость движения при этом значительно падают (практически на 30 %). Плавающий транспортер ПТС-4 обладает бронированной кабиной экипажа, которая оснащена фильтровентиляционной установкой. Также машина имеет устройство для самоокапывания. Технически предусмотрена возможность установить на транспортер навесное экранирование ходовой части. В кабине экипажа находятся средства связи, а также оборудование, позволяющее осуществлять вождение машины даже в ночных условиях и при плохой видимости.

Стоит отметить, что ПТС-4 уже неоднократно использовались во время спасательных работ в зонах наводнения как в нашей стране, так и в ряде других государств. С помощью данных машин была организована эвакуация гражданского населения, имущества, скота из районов подтопления, а также налаживание снабжения населения водой и продовольствием, оказание первой медицинской помощи в районах, которые были отрезаны наводнением.

## 1.2 ТМ-130

Гусеничный вездеход ТМ-130 (Рисунок 3) предназначен для перевозки вахтовых смен, бригад ремонтников и команд спасателей, а также для транспортировки грузов и выполнения прочих работ с применением специализированного навесного оборудования.



Рисунок 3 -ТМ-130

Элементарность в применении, добротность и прекрасная повышенная проходимость основные качественные характеристики гусеничных вездеходов модели ЧЕТРА, которые производятся в КМЗ. Вездеходы с гусеничной системой этой модели предназначены специально для того, чтобы использовать их в умеренных климатических условиях. Рабочий температурный диапазон при этом колеблется, начиная от -40 градусов и до +40 градусами на местности пересеченного типа. Данный вездеход пришел на смену предыдущей модели вездехода ТМ-120 и обладает по сравнению с ней улучшенной грузоподъемностью и повышенным запасом хода.

Вездеходы «Четра» ТМ-130 могут перевозить не только разнообразные грузы (при универсальном модуле), но и людей. В том числе их возможно успешно эксплуатировать при осуществлении работ по монтажу с разнообразными специфическими устройствами (к примеру, модуль-мастерской), а также как агрегаты особого назначения (к примеру, в качестве техники для изучения скважин, в качестве мастерской по ремонту, как бурильную крановую установку). В летнее время этот гусеничный вездеход можно применять для мастерской по ремонту, а в

холодные периоды, если снять модуль, возможна эксплуатация для транспортировки различных грузов, а также при установке особого модуля для пассажиров, можно перевозить людей.

На вездеходах обозначенной модели используют гидромеханику. Благодаря такой КПП наблюдается отличительная особенность, при которой можно производить переключение передач, почти не разрывая потоки мощности. Благодаря такому преимуществу возможно сильно увеличить проходимость, сохранить изначальный слой плодородной почвы без каких-либо повреждений, повысить скорость движения.

В представленной модели вездехода сумели воплотить передовой модульный принцип. Стоит выделить, что пока еще в отечественном машиностроении он является очень новым и мало используемым. Однако достоинство его неоспоримое и заключается оно в том, что теперь обозначена возможность оснастить этот вид техники самыми разными по своему назначению дополнительными модулями, которые возможно заменять. Эти особые модули таковы:

Жилой автономный модуль — являет собой так называемый офис, который можно транспортировать. Он удобен для руководителей корпораций или, к примеру, для путешествий на рыбную ловлю или на охоту.

Пассажирский модуль — полностью приспособленный модуль для комфортных перевозок людей.

Универсальный модуль. Как понятно из его названия, он подразумевает различные спектры эксплуатации. Обладает необычайной функциональностью.

Модульная мастерская используется для того, чтобы производить работы по ремонту разного характера. Подобный модуль укомплектовывают специфическими сварочными и слесарными инструментами.

Таблица 2. Характеристики ТМ-130

Двигатель	
Модель двигателя	ЯМЗ-236-2
Мощность двигателя, кВт (л.с.)	184 (250)

Трансмиссия	Гидромеханическая
<b>Размеры и масса</b>	
Эксплуатационная масса, кг	1100±2%
Габаритные размеры, мм	
— длина	7470
— ширина	3100
— высота	3005
Размеры грузовой платформы, мм	3575×2700
Дорожный просвет, мм	450
<b>Эксплуатационные характеристики</b>	
Запас хода, км	600
Грузоподъемность с сохранением плавучести, кг	3000
Вместимость кабины, чел.	7
Спальных мест	3

Лабораторный модуль. С его помощью возможно осуществлять настоящее гидродинамические изучения скважин.

В настоящее время взамен вездехода ТМ-130 предлагается вездеход ТМ-140.

### **1.3 ТМ-140**

Гусеничный плавающий вездеход ТМ-140 (рисунок 4) не имеет аналогов и создан специально для транспортировки грузов и пассажиров в условиях полного бездорожья. Машина нашла постоянное применение в самых труднодоступных районах России. С дорожным просветом 450 мм ТМ140 отлично себя чувствует на пересеченной местности с уклонами и подъемами до 30°, в дождь, снег и град, при обледенении, во время преодоления водных преград без течения.



Рисунок 4- Гусеничный плавающий вездеход ТМ-140

Диапазон внешних рабочих температур от  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  до  $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$ , расчетная масса груза на плаву до четырех тонн, запас хода до 600 километров, удельное давление на грунт  $0,22\text{ кгс/см}^2$ . Характеристики данной машины приведены в таблице 3.

Конструкция вездехода ТМ140 состоит из нескольких отсеков. В соответствии с комплектацией, кроме моторного отсека и кабины, предусмотрен один из трех модулей: грузовой, пассажирский или модуль-мастерская.

Изолированная герметизированная утепленная кабина рассчитана на семь человек и снабжена улучшенной системой звукоизоляции. Механизм сидений трансформируется в три спальных места.

Модуль моторного отделения с независимым отоплением и освещением позволяет проводить техническое обслуживание при любых погодных условиях.

Считаю возможным при необходимости доработать данную машину для перевозки контейнеров малой емкости.

Таблица 3. Характеристики ТМ-140

Двигатель	ЯМЗ-236Б-2 с газотурбинным надувом
Мощность, кВт (л.с.)	184 (250)

Эксплуатационная масса, кг	13200+2%
Полная грузоподъемность на плаву, кг	4000
Масса полезного груза на платформе кг, не более	3500
Масса полезного груза в кабине, включая пассажиров кг, не более	500
Масса полезного груза в кабине, включая пассажиров кг, не более	7
Вместимость кабины, чел.	3
Спальных мест	3
длина, мм	7800
ширина, мм	3100
высота, мм	3670
Среднее удельное давление на грунт, кгс/см <sup>2</sup>	0,22
Дорожный просвет, мм	450

Таблица 4. Продолжение

Максимальная скорость движения по шоссе, км/ч	45
Максимальная скорость движения на плаву, км/ч	4
Трансмиссия	гидромеханическая шести- ступенчатая с электрогидравлическим переключением передач



Запас хода, км	600
Среднее удельное давление на грунт, кгс/см <sup>2</sup>	7800

#### 1.4 Гусеничный снегоболотоход ТТМ-3902 ПС Тайга

ТТМ-3902 ПС Тайга (рисунок 5) - пассажирский гусеничный плавающий снегоболотоход с цельнометаллическим кузовом оборудован 14-ти местным салоном 2400х2200х1900 (LxVxH). Организуется 6 полноценных спальных мест (2 - в передней части салона и 4 - в задней).



Рисунок 5- Снегоболотоход ТТМ 3902 ПС Тайга

Снегоболотоход может буксировать прицеп с полной массой до 2000 кг.

Модификации ТТМ-3902 ПС Тайга:

ТТМ-3902 ТП - «Техническая помощь»;

ТТМ-3902 ПС «VIP-Штабной» - пассажирская штабная машина повышенной комфортности и улучшенной отделки;

ТТМ-3902 УЗ - гусеничный снегоболотоход с установкой статического зондирования грунтов.

Органы управления гусеничного снегоболотохода - автомобильного типа, Управление поворотом осуществляется с помощью рычагов управления. Лёгкость и безопасности управления способствует отличная обзорность за счёт большой площади остекления и крупных наружных зеркалах. Минимальный радиус поворота 2,2 м.

Силовой агрегат ТТМ-3902 ПС Тайга - двигатель Д-245.9 (турбодизель / Р4 / 4,75 л. / 136 л.с.). Двигатель относится к классу Евро-2 и отличается высокой надежностью, простотой и ремонтпригодностью. Доступ к двигателю и коробке возможен прямо с салона транспортного средства.

Максимальная скорость гусеничного снегоболотохода Тайга на твердой ровной поверхности 45 км/ч. Запас хода по топливу с полной заправкой 400 л по шоссе 800 км. При необходимости устанавливаются дополнительные баки в объёмах необходимых для выполнения задач Заказчика. Эксплуатационный расход может быть от 50 до 100 литров на 100 км пути, в зависимости от условий эксплуатации. Способен эксплуатироваться в районах Крайнего Севера, Сибири и Дальнего Востока на грунтах с низкой несущей способностью, включая снежную целину, пески, болота и открытые водоемы. Водные преграды глубиной до 1,2 метра снегоболотоход преодолевает вброд. При глубине водоёма более 1,2 м движение осуществляется на плаву при помощи гусеничного движителя со скоростью 4-5 км/ч. Гусеничный вездеход рассчитан на эксплуатацию и безгаражное хранение при температурах окружающего воздуха от -45С до + 40С в различных дорожных и климатических условиях, по бездорожью, а также в горной местности с высотой над уровнем моря до 4500 м.

На снегоболотоходе ТТМ-3902 ПС Тайга в базовой комплектации устанавливаются гусеницы из цельноштампованных металлических траков с ОШ шириной 390 мм. Среднее удельное давление на грунт от 0,3 кг/см<sup>2</sup>. По требованию заказчика устанавливаются гусеницы из цельноштампованных металлических траков с РМШ шириной 390 мм, гусеницы ОШ с резиновыми башмаками шириной 390 мм (асфальтоходные) и гусеницы ОШ с наружным уширением шириной 760 мм.

Гусеничный снегоболотоход ТТМ-3902 ПС Тайга (снаряженная масса - 6680 кг; габаритные размеры: длина - 6480 мм, ширина - 2940 мм, высота - 2600 мм) на большие расстояния может транспортироваться в кузове КАМАЗ и МАЗ, а также железнодорожным, морским, речным и воздушным транспортом. Наша организация поможет Вам грамотно решить все вопросы, связанные с доставкой (в том числе и международной).

### **1.5 Базовое шасси тяжелого снегоболотохода для размещения технологического оборудования ТТМ-6901**

Плавающая транспортно-технологическая машина с гусеницами с резиновыми пневмотраками ТТМ-6901(рисунок 6) применяется как базовое шасси для монтажа различного технологического оборудования.



Рисунок 6- Плавающая транспортно-технологическая машина ТТМ-6901

Эксплуатируется на грунтах с низкой несущей способностью, включая снежную целину без ограничения глубины снежного покрова, сыпучие пески, болота всех категорий и открытые водоемы.

Таблица 5. Характеристики ТТМ-6901

Снаряженная масса, кг	16000
Масса перевозимого оборудования, кг	8500
Среднее давление на грунт, кг/см <sup>2</sup>	0,2

Ширина пневмогусеницы, мм	1260
Максимальная скорость, км/ч	18
Максимальная скорость на плаву, км/ч	5
Количество мест в кабине	3

Таблица 5. Продолжение

Габаритные размеры (LxВxH)	6700x3020
Размер технологической платформы (LxВ), мм	6700x3020
Двигатель ЯМЗ-238Б	турбодизель, V8, 14,86 л., 300 л.с.
Трансмиссия	4-ст, механическая

## **2 Расчет и проектирование торсионной подвески**

Трассы быстроходных гусеничных машин, как правило, проходят по грунтовым дорогам и бездорожью. Из-за встречающихся на пути неровностей машина испытывает толчки и удары. Это увеличивает сопротивление движению, затрудняет управление машиной, препятствует эффективному ведению огня, может привести к поломке деталей машины, а также угрожает безопасности членов экипажа. Для обеспечения плавного передвижения быстроходных гусеничных машин по местности необходима система подрессоривания.

Подвеска входит в состав ходовой части, соединяет подрессоренный корпус с опорными катками и включает упругие, демпфирующие и направляющие конструктивные элементы. [2] Упругие элементы смягчают воздействия со стороны опорной поверхности на корпус, однако периодически встречающиеся неровности могут вызвать сильное раскачивание корпуса машины, что приводит в конечном итоге к возникновению «пробоев» подвески, то есть жестких ударов балансира в ограничитель хода подвески. За гашение колебаний отвечают демпфирующие элементы. Направляющие элементы, которыми в данном курсовом проекте являются балансиры, связывают опорные катки с упругими и демпфирующими элементами. Также направляющие элементы ограничивают движение катков относительно корпуса.

### **2.1 Расчет параметров подвески**

Расчет проводится по методике, приведенной в [1], согласно которой сначала определяются значения максимальной и минимальной жесткости упругих элементов, с помощью которых подбирается диаметр торсиона. Определяются параметры кинематики подвески и строится упругая характеристика подвески. Вычисляется значение удельной потенциальной энергии, определяются основные характеристики демпферов и строится демпфирующая характеристика подвески.

Затем проводится уточнение характеристик демпфирующего элемента с использованием программного комплекса «WinTrak».

### 2.1.1 Выбор жесткости упругих элементов

Жесткость упругих элементов определяется исходя из рекомендуемых значений периода продольно-угловых колебаний корпуса  $T_\phi$ , который, для нормального самочувствия экипажа, должен находиться в диапазоне от 0,5 до 1,8 с [1]:

$$c = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot J_Y}{T_\phi^2 \sum_{i=1}^n l_i^2}, \quad (1)$$

где  $n$  – число опорных катков по борту машины.

Момент инерции подрессоренного корпуса определяется по эмпирической формуле:

$$I_Y = \alpha_k \frac{G_{\text{п}}}{g} (0,06\beta_{\text{об}}L_k^2 + H_k^2), \quad (2)$$

где  $\alpha_k$  – коэффициент влияния масс корпуса; он лежит в диапазоне от 0,5 до 1; он принимается равным 1;

$G_{\text{п}}$  – вес подрессоренного корпуса, Н; он лежит в диапазоне от 0,92 до 0,94 от полного веса машины, Н; он принимается равным 473000 Н;

$\beta_{\text{об}}$  – коэффициент распределения масс оборудования; он лежит от 1,06 при установке оборудования с малой массой до 1,15 при установке массивного оборудования, удаленного от центра масс машины и принимается равным 1,15.

Тогда:

$$I_Y = 421100$$

По формуле (1) вычисляются максимальное и минимальное значения жесткости вблизи статического хода  $c_{\text{max}}$  и  $c_{\text{min}}$ , которые соответствуют предельным допустимым значениям периода продольно-угловых колебаний:

$$c = 164400 \frac{\text{Н}}{\text{м}};$$

Статическая нагрузка, приходящаяся на один каток, определяется по формуле:

$$P_{ст} = \frac{0,93G + \Delta P_{\Gamma}}{2n}, \quad (3)$$

где  $\Delta P_{\Gamma}$  – составляющая силы статического натяжения гусеницы, воздействующая на крайние катки, Н; она определяется по формуле:

$$\Delta P_{\Gamma} = T_0(\sin\alpha_{нк} + \sin\alpha_{вк}). \quad (4)$$

Тогда:

$$P_{ст} = 31490 \text{ Н.}$$

Статическое угловое положение балансира  $\beta_{ст}$  определяется по формуле:

$$\beta_{ст} = \arccos\left(\frac{H_{кл} + H - h_{гус} - R_{ок}}{R_{б}}\right), \quad (5)$$

где  $H$  – расстояние от оси торсиона до днища машины, оно в диапазоне от 0,1 до 0,2 м и принимает значение 0,1 м.

Тогда:

$$\beta_{ст} = 43.144^{\circ}.$$

### 2.1.2 Определение диаметра торсиона

Диаметр торсиона, необходимый для обеспечения максимального динамического хода подвески, определяется по формуле:

$$d_{т}^{дин} = \sqrt[3]{\frac{64P_{ст}R_{б}\sin\beta_{ст}}{\pi[\tau]_{\max}}} \quad (6)$$

где  $[\tau]_{\max}$  – максимальные допускаемые касательные напряжения в торсионе, которые лежат в диапазоне от 1100 до 1600 МПа.

Минимальное  $d_{тmin}$  и максимальное  $d_{тmax}$  значения диаметра торсиона с учетом ограничений, накладываемых на жесткость подвески допустимыми значениями периода угловых колебаний, определяются по формулам:

где  $G$  – модуль упругости второго рода, равный 83000 МПа;

$L_{т}$  – длина торсиона, обычно сопоставима с шириной корпуса машины, принимается равной шириной корпуса.

Тогда:

$$d_T = 0.046$$

### 2.1.3 Построение упругой характеристики подвески

Максимальный угол закрутки торсиона определяется по формуле:

$$\gamma_m = \frac{2[\tau]_{\max} L_T}{G d_T}. \quad (7)$$

Тогда:

$$\gamma_m = 96.043$$

Угол закрутки торсиона в статическом положении определяется по формуле:

$$\gamma_{ст} = \frac{32 P_{ст} R_6 \sin \beta_{ст} L_T}{\pi d_T^4 G}. \quad (8)$$

Тогда:

$$\gamma_{ст} = 24.358$$

Установочный угол определяется по формуле:

$$\begin{aligned} \beta_0 &= \beta_{ст} - \gamma_{ст}; \\ \beta_0 &= 19 \end{aligned} \quad (9)$$

Угловое положение балансира при максимальном угле закрутке торсиона определяется по формуле:

$$\begin{aligned} \beta_m &= \beta_0 + \gamma_m; \\ \beta_m &= 115 \end{aligned} \quad (10)$$

Зависимость хода катка от углового положения балансира:

$$f(\beta) = R_6 (\cos \beta_0 - \cos \beta). \quad (11)$$

Статический  $f_{ст}$  и полный  $f_{полн}$  хода катка определяются по формулам:

$$\begin{aligned} f_{ст} &= R_6 \cdot (\cos(\beta_0) - \cos(\beta_{ст})); \\ f_{полн} &= R_6 \cdot (\cos(\beta_0) - \cos(\beta_m)). \end{aligned}$$

Тогда:

$$\begin{aligned} f_{ст} &= 0.078 \text{ м.} \\ f_{полн} &= 0.492 \text{ м.} \end{aligned}$$

Динамический ход катка определяется по формуле:



$$f_{\text{дин}} = f_{\text{полн}} - f_{\text{ст}}. \quad (12)$$

Тогда:

$$f_{\text{дин}} = 0.414 \text{ м.}$$

Зависимость силы от упругого элемента, приведённой к опорному катку, от угла поворота балансира определяется по формуле:

$$P(\beta) = \frac{GJ_p}{L_T} (\beta - \beta_0) \frac{1}{R_6 \sin \beta'} \quad (13)$$

где  $J_p$  – полярный момент инерции торсиона, который определяется по формуле:

$$J_p = \frac{\pi d_T^4}{32}. \quad (14)$$

Приведенная к катку упругая характеристика торсионной подвески, представлена на рисунке 7.

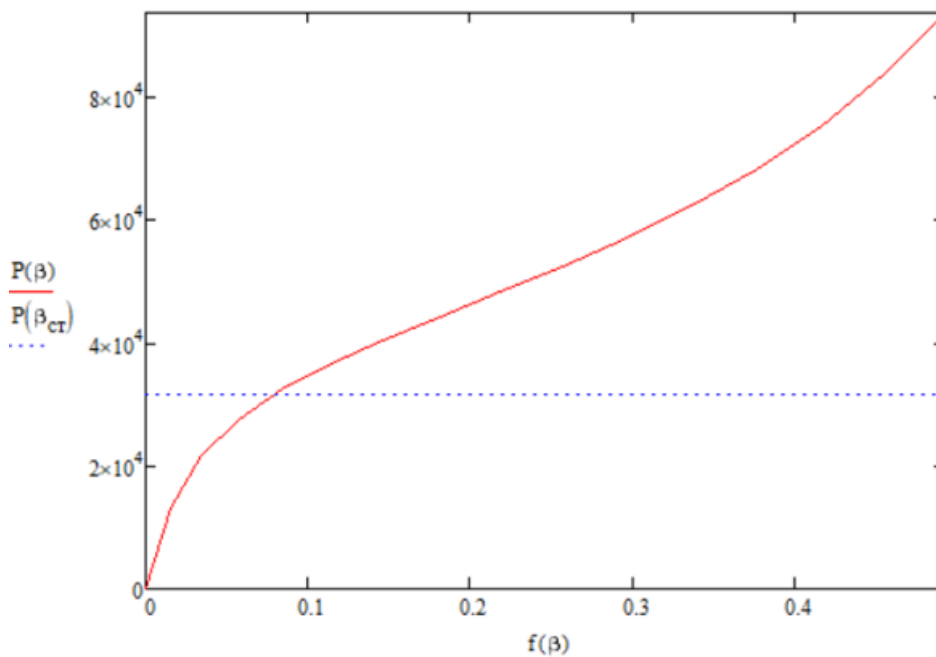


Рисунок 7 – Упругая характеристика торсионной подвески

$P(\beta)$  – приведенная к оси опорного катка сила,

$f(\beta)$  – вертикальный ход опорного катка

### 2.1.4 Определение удельной потенциальной энергии подвески

Удельная потенциальная энергия подвески  $\lambda$  является важным показателем качества системы поддрессоривания. Приблизительно удельную потенциальную энергию подвески можно найти, сделав допущение о линейности характеристик подвесок:

$$\lambda = \frac{n c_T f_{\text{ПОЛН}}^2}{G_{\text{П}}}, \quad (15)$$

Следовательно,

$$\lambda = 0,822 \text{ м.}$$

Уточненное значение удельной потенциальной энергии можно получить, если учесть физические и геометрические параметры торсионного вала. Оно определяется по формуле:

$$\lambda_{\text{УТ}} = \frac{\pi d_T^2 [\tau]_{\text{MAX}}^2 L_T}{16 P_{\text{СТ}} G}. \quad (16)$$

Тогда:

$$\lambda_{\text{УТ}} = 0,822 \text{ м.}$$

Уточненное значение потенциальной энергии подвески больше 0,6 м, следовательно, поддрессорник не требуется.

### 2.1.5 Определение основных характеристик демпферов

Сопротивление демпферов выбирается так, чтобы обеспечить гашение колебаний корпуса с требуемой эффективностью  $\nu = \varphi_1 / \varphi_2$ , где  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$  – амплитуды колебаний, отстоящие друг от друга на значение периода колебаний. Для современных быстроходных гусеничных машин  $\nu$  лежит в диапазоне от 10 до 17. Значение  $\nu$  принимается равным 13,5.

Демпфирующие свойства амортизатора характеризуются коэффициентом сопротивления  $\mu$ . Демпфирующая сила на катке в зависимости от скорости катка определяется по формуле:

$$R_{\text{Д.К}} = \mu v_{\text{К}}. \quad (17)$$

где  $v_k$  – скорость вертикального перемещения катка, м/с.

Коэффициенты сопротивления на прямом  $\mu_{пр}$  и обратном ходах  $\mu_{об}$  различны, но на первом этапе расчетов используется среднее значение коэффициента сопротивления:

$$\mu_{ср} = \frac{(\mu_{пр} + \mu_{об})}{2}. \quad (18)$$

Средний коэффициент сопротивления амортизатора, приведенный к катку, определяется по формуле:

$$\mu_{ср.к} = \frac{\sqrt{2} \ln v}{\sum_{j=1}^3 l_j^2} \sqrt{\frac{c' J_y \sum_{i=1}^n l_i^2}{4\pi^2 + \ln^2 v}}, \quad (19)$$

где  $c'$  – условная жесткость линейной подвески, имеющей такую же энергоемкость, как и проектируемая, Н/м; она вычисляется по формуле:

$$c' = \frac{2\lambda_{ут} P_{ст}}{f_{полн}^2}, \quad (20)$$

$$c' = 213800 \text{ Н/м.}$$

Тогда:

$$\mu_{ср.к} = 34260 \text{ Н/м.}$$

Для дальнейших расчетов  $\mu_{об}$  принимается равным  $\mu'_{об.к}$ , так как  $\mu'_{об.к}$  меньше  $\mu_{об.к}^{\max}$ .

Коэффициент сопротивления на прямом ходе  $\mu_{пр}$ :

$$\mu_{пр} = 2\mu_{ср} - \mu_{об}. \quad (21)$$

Тогда:

$$\mu_{пр} = 28220 \text{ Н·с/м.}$$

Максимальная сила сопротивления амортизатора на прямом ходе, приведенная к оси катка, ограничивается ускорениями «тряски»:

$$R_{пр.к}^{\max} = \left( \frac{0,93G\ddot{z} - c_1 n h_n g}{g} \right) \frac{1}{2n_a}, \quad (22)$$

где  $\ddot{z} = g / 2$  – максимальные допустимые ускорения «тряски»,  $\text{м/с}^2$  ;

$h_n$  – высота проходной неровности, м.

Тогда:

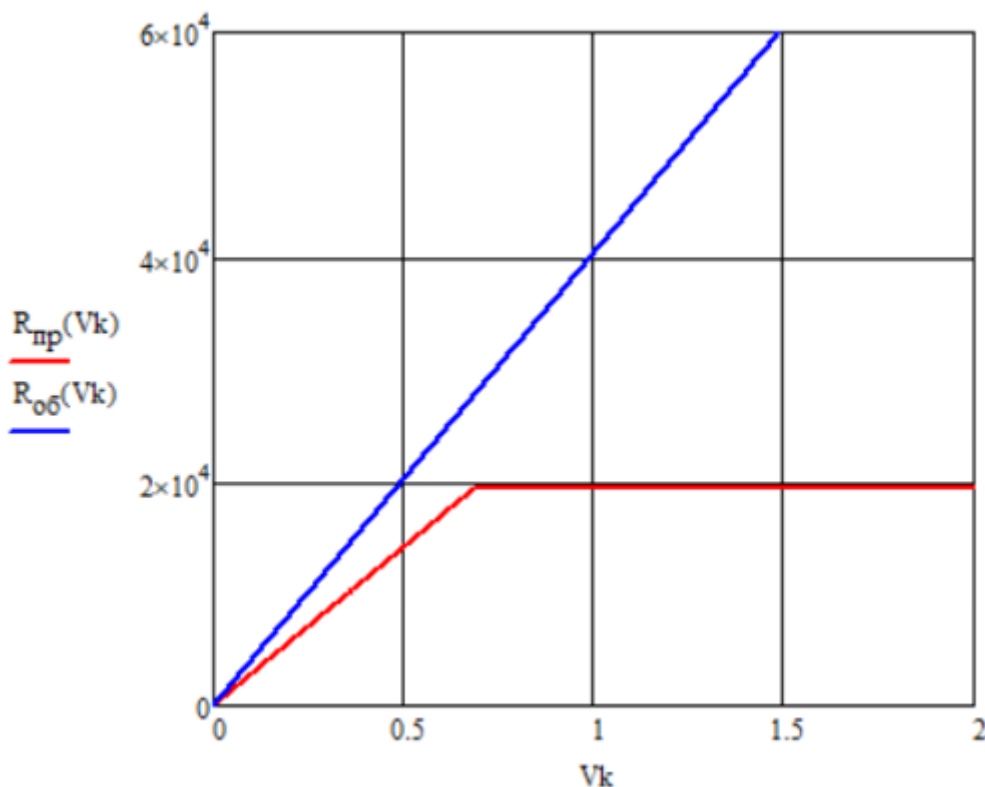
$$R_{\text{пр.к}}^{\text{max}} = 192740 \text{ Н.}$$

### 2.1.6 Определение основных характеристик демпферов

Сопротивление демпферов (амортизаторов) выбирают так, чтобы обеспечить гашение колебаний корпуса с требуемой эффективностью:  $\nu = \frac{\phi_1}{\phi_2}$ , где  $\phi_1$  и  $\phi_2$  – амплитуды колебаний в моменты, отстоящие на величину периода колебаний. Для современных БГМ допустимые значения  $\nu = 10 \dots 17$ .

Демпфирующая характеристика подвески (в общем виде) представлена на рис. 3.

Демпфирующие свойства амортизатора определяются коэффициентом сопротивления  $\mu$ . То есть демпфирующая сила на катке в зависимости от скорости катка определяется по формул:  $R_{\text{дк}} = \mu \cdot V_{\text{к}}$ . (рисунок 8)



## Рисунок 8- Характеристика амортизатора

Коэффициенты сопротивления на прямом и обратном ходу различны (рис.4), но на первом этапе расчетов используют среднее значение коэффициента сопротивления:

$$\mu_{\text{ср}} = \frac{\mu_{\text{пр}} + \mu_{\text{обр}}}{2}.$$

Средний коэффициент сопротивления амортизатора, приведенный к катку:

$$\mu_{\text{к.ср}} = \frac{\sqrt{2} \cdot \ln v}{\sum_{j=1}^{n_a} l_j^2} \sqrt{\frac{c^* I_y \sum_{i=1}^n l_i^2}{4\pi^2 + \ln^2 v}}. \quad (23)$$

Где:

$n_a = 4$ - количество амортизаторов по борту;

$c'$  - условная жесткость линейной системы подрессоривания, имеющей такую же удельную потенциальную энергию, как и проектируемая:

$$c = \frac{2\lambda \cdot P_{\text{ст}}}{f_{\text{полн}}^2}; \quad (24)$$

$$c = 2.138 \cdot 10^5.$$

$$\mu_{\text{к.ср.}} = 3.426 \cdot 10^4$$

Максимальное значение коэффициента сопротивления амортизатора на обратном ходе определяется из условия «не зависания» катка:

$$\mu_{\text{к.об}}^{\text{max}} = \frac{c \cdot T_{\phi}}{4 \cdot \ln\left(\frac{f_{\text{полн}}}{f_{\text{ст}}}\right)}. \quad (25)$$

Где:

$$T_{\phi} = \sqrt{\frac{2 \cdot \pi^2 \cdot I_y}{c \cdot \sum_{i=1}^n l_i^2}}; \quad (26)$$

$$T_{\phi} = 1.8 \text{ (с)}.$$

$$\mu_{\text{к.об}}^{\text{max}} = 5.229 \cdot 10^4.$$

По опыту конструирования коэффициент сопротивления амортизатора на обратном ходе можно определить как:

$$\mu_{к.об} = \frac{\mu_{к.ср}}{(0,8...0,9)};$$

$$\mu_{к.об} = 4.031 \cdot 10^4 (\text{Н} \cdot \text{м/с}).$$

Для дальнейших расчетов следует принимать меньшее из двух значений  $\mu_{к.об}$  и  $\mu_{к.об}^{\max}$ .

Окончательно принимаем  $\mu_{об} = 4.031 \cdot 10^4$ .

Максимальная сила сопротивления амортизатора на прямом ходу, приведенная к оси катка, ограничивается ускорениями тряски:

$$R_{к.пр}^{\max} = \left( \frac{G_{п} \cdot \ddot{z} - c \cdot n \cdot h_{н} \cdot g}{g} \right) \cdot \frac{1}{2 \cdot n_{а}}. \quad (27)$$

Где:

$\ddot{z} = \frac{g}{2}$  - максимальные допустимые ускорения тряски;

$h_{н} = 0,05$  (м) - высота неровностей;

$c$  - жесткость подвески вблизи статического хода.

$$R_{к.пр}^{\max} = 2.134 \cdot 10^4 (\text{Н}).$$

Уточнение характеристики демпфирующего элемента с использованием программного комплекса «WinTrak»

Данный комплекс, по средствам имитационного математического моделирования, позволяет оценивать плавность хода ГМ с учетом нелинейных характеристик элементов системы поддресоривания и неударживающих связей опорных катков с грунтом.

Известно, что демпфирующий элемент системы поддресоривания с одной стороны должен гасить колебания корпуса машины при максимальных амплитудах раскачки («резонансный» режим движения по периодической трассе), а с другой стороны не должен передавать дополнительных усилий, вызывающих ускорения «тряски», на корпус машины при движении по

высокочастотному профилю трассы («зарезонансный» режим). Поэтому уточнять характеристику демпфирующего элемента следует использовать два критерия плавности хода:

Критерий 1. Пиковые ускорения на месте механика-водителя близки, но не превышает 3,5g.

Критерий 2. Общий уровень вертикальных ускорений на месте механика-водителя близок, но не превышает 0,5g.

### 2.1.7 Скоростная характеристика подвески и амплитудно-частотная характеристика по ускорению «тряски»

Вышеуказанные характеристики были получены при помощи программы «WinTrak».

Скоростная характеристика подвески представлена на рисунке 9.

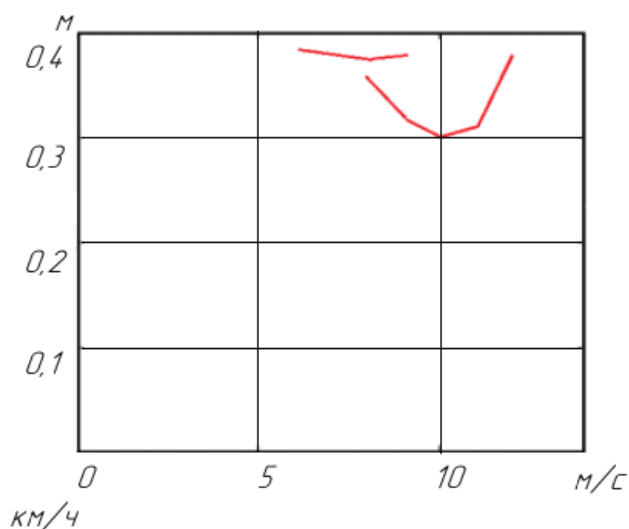


Рисунок 9 – скоростная характеристика подвески

Амплитудно-частотная характеристика по ускорениям «тряски» представлена на рисунке 10.

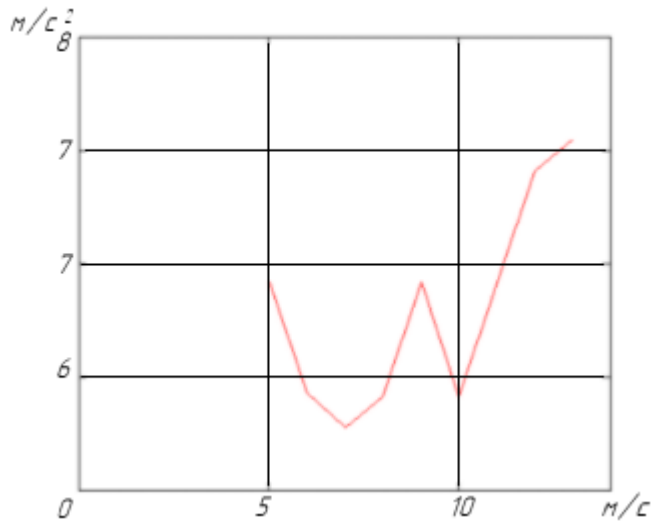


Рисунок 10 Амплитудно-частотная характеристика по ускорениям «тряски»

В данном проекте выбирается телескопический гидравлический поршневой амортизатор двустороннего действия [11], расположенный снаружи корпуса машины.

Максимальная сила сопротивления на штоке амортизатора на прямом и обратном ходе:

$$\begin{aligned} R_{a.пр}^{\max} &= R_{к.пр}^{\max} \cdot i_a, \\ R_{a.об}^{\max} &= P(f_{полн}) \cdot i_a. \end{aligned} \quad (28)$$

Где:

$$i = \frac{V_k}{V_{шт}} = \frac{R_6}{L_a} = 0.453\text{-передаточное отношение амортизатор-каток}$$

Диаметр поршня амортизатора:

$$D_{\Pi} = 0.11 \text{ (м)}$$

$d_{шт}$ - диаметр штока;

$p_{\max} = 20 \text{ (МПа)}$ - максимальное давление.

Окончательно принимаем:

$$\begin{aligned} d_{шт} &= 0.04 \text{ (мм)}, \\ D_{\Pi} &= 11 \text{ (мм)}. \end{aligned}$$

$V. ш = V. кр \div i.a = 1.273$  Скорость штока амортизатора



$K=0.62$  коэффициент расхода жидкости

$P=850$  плотность рабочей жидкости (кг/м<sup>3</sup>)

Диаметры дроссельных отверстий из расчета, что их два:

$$d = \frac{\sqrt{\frac{V_{ш} \cdot D \cdot \pi^3}{k}} \cdot \sqrt{\frac{p \cdot \pi}{8 \cdot P}}}{2} = 0,004 \quad (29)$$

### **3 Проектирование планетарного соосного бортового редуктора с передаточным отношением 4,5 для гусеничной машины предельной массой 50 тонн**

Бортовые передачи, или, как их часто называют, бортовые редукторы, служат для постоянного увеличения передаточного числа трансмиссии.

Величина крутящего момента быстроходных двигателей внутреннего сгорания сравнительно мала. В то же время при движении машины к ведущим колесам требуется подводить моменты, превышающие моменты двигателя в десятки раз. Осуществляется это требование за счет введения в трансмиссию машины соответствующего передаточного числа. Последнее в зависимости от схемы трансмиссии может разниться по разным агрегатам. Однако, чтобы не перегружать агрегаты чрезмерным крутящим моментом, наиболее целесообразно производить основное увеличение передаточного числа в одном агрегате, помещенном в самом конце силовой цепи. Таким агрегатом и является бортовая передача, устанавливаемая непосредственно перед ведущим колесом. В этом случае более сложные агрегаты — коробка передач, механизмы поворота — нагружены относительно небольшим крутящим моментом и, следовательно, имеют приемлемые вес и габариты, и управление ими значительно облегчается.

Устанавливаемые на гусеничных машинах бортовые передачи в зависимости от типа машины имеют постоянные передаточные числа в пределах 3,5—15.

По сравнению с другими агрегатами трансмиссии бортовые передачи работают в особо трудных условиях, так как при постоянной работе в них реализуются большие передаточные числа, вследствие чего крутящие моменты на ведомом валу достигают нескольких десятков тысяч Н-м. Объемы, занимаемые бортовыми передачами, обычно ограничены; ведомый вал выходит наружу из корпуса и подвержен воздействию воды, грязи, пыли и т. д. Кроме того, жестко связанная с ведущим колесом бортовая передача воспринимает большие динамические нагрузки, возникающие при движении машины.

С учетом сказанного к бортовым передачам предъявляются такие требования: высокие прочность, износостойкость шестерен, валов и подшипников; надежная смазка трущихся поверхностей; поддержание нормального температурного режима.

Первое из этих требований обеспечивается правильным выбором типа схемы, рациональной конструкцией, использованием высококачественных материалов, оптимальной технологией обработки и монтажа, соответствующим подбором смазки и уплотнений, исключающих попадание воды, грязи и пыли в картер бортовой передачи.

Второе требование обеспечивается рациональной организацией смазки (ко всем трущимся поверхностям), подбором сорта смазочного материала (не должно происходить выдавливания его из зоны контакта зубчатых пар), применением надежных уплотнений, делающих невозможными утечки масла, использованием сапунов, выравнивающих давление в картере передачи.

Третье требование обеспечивается выбором достаточного объема масляной ванны, организацией интенсивного теплоотвода, который имеет место при хорошем контактировании картера бортовой передачи с корпусом машины, а также при размещении ребер на внешней поверхности картера и обдуве последнего воздухом.

Остальные требования совпадают с общими требованиями, характерными для агрегатов трансмиссии.

Классификация бортовых передач производится по следующим признакам:

По числу рядов шестерен: однорядные; двухрядные. Однорядные бортовые передачи (рис.12, *a, б, в*) состоят из одного ряда шестерен с неподвижными или подвижными осями, и передаточное число в них преобразуется один раз. Двухрядные состоят соответственно из двух рядов (рис.12, *г, д, е*), и передаточное число в них преобразуется дважды, последовательно в первом и втором рядах.

По конструктивному исполнению: простые; планетарные; комбинированные. Простые бортовые передачи имеют шестерни с неподвижными осями. На рис. 21 из шестерен с неподвижными, а второй — с подвижными осями. представлены простые однорядные с внешним (*a*) и внутренним (*б*) зацеплениями и двухрядная (*г*) бортовые передачи. В планетарных используются один (*в*) или два (*д*) ряда шестерен с подвижными осями. В комбинированных (*е*) первый ряд состоит

По расположению ведущего и ведомого валов: соосные; несоосные. В соосных бортовых передачах оси ведущего и ведомого валов лежат на одной линии, в несоосных оси не совпадают. Первые характерны для планетарных, вторые — для простых и комбинированных передач.

По способу установки ведущего колеса: разгруженные; неразгруженные. В первых на ведомый вал бортовой передачи усилие от ведущего колеса не передается, так как последнее с помощью специальных подшипников.

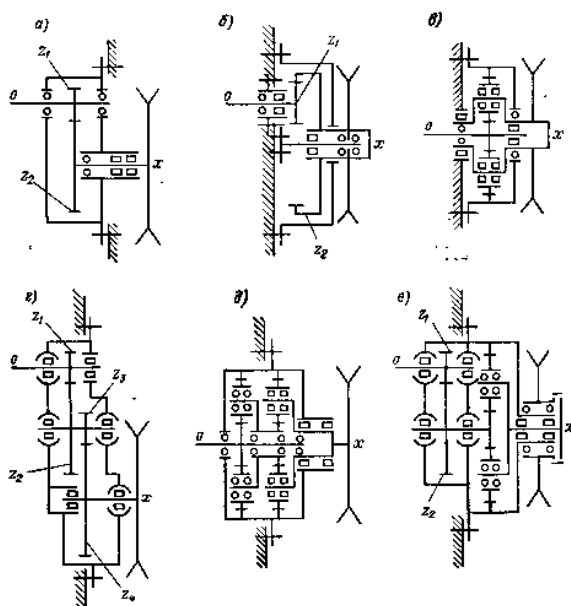


Рис.11- Кинематические схемы бортовых передач

на корпус (рис. 11, *e*). В этом случае ведущее колесо соединяется с ведомым валом с помощью зубчатой муфты. Во вторых передачах ведущее колесо жестко крепится на ведомом валу (например, рис. 11, *a*). Следовательно, последний, кроме крутящего момента, дополнительно нагружен изгибающим моментом от ведущего колеса.

### 3.1.1 Основные схемы бортовых передач гусеничных машин

Основные схемы, по которым выполнены бортовые передачи гусеничных машин, представлены на рис. 11 (0 — ведущий вал;  $x$  — ведомый).

На рис. 11, *a* показана однорядная простая бортовая передача с внешним зацеплением. Передаточное число равно отношению числа зубьев, т. е.  $i_{b.p} = \sim$ . В выполненных конструкциях  $\eta_p$  изменяется от 3,5 до 6,8. Данная схема получила широкое распространение в силу своей простоты и сравнительно малых габаритов. Кроме того, она показала надежную работу, особенно в машинах легкой весовой категории. Несоосное расположение валов улучшает компоновочные возможности, так как расположение ведущего колеса легко изменить за счет обкатки ведомого вала вокруг ведущей шестерни. Как правило, эта схема делается неразгруженной, чтобы излишне не усложнять передачу.

Схема на рис. 11, *б* отличается от предыдущего внутреннего зацепления, что позволяет получить большее передаточное число при тех же габаритах, а также обеспечивает более высокую прочность зуба. Однако в этом случае трудно избежать консольного крепления шестерен. Эта схема применяется, когда требуются малые межцентровые расстояния, а также одностороннее вращение ведущего и ведомого валов.

Планетарная соосная бортовая передача (рис. 11, *в*) обычно выполняется в виде элементарного планетарного ряда с одинарными сателлитами. При показанном закреплении звеньев схема обеспечивает максимальное передаточное число, т. е.  $i_{o.p} = k + 1$ . Так как обычно  $k \wedge 5$ , то предельное значение  $k.p \wedge 6$ . По сравнению с простыми эта передача обладает повышенными работоспособностью и надежностью. Последнее объясняется тем, что трансформация крутящего момента

осуществляется через несколько параллельно работающих зацеплений. Схема наиболее компактна и может быть установлена в ведущем колесе.

Двухрядная простая бортовая передача (рис. 11, г) применяется в случае, когда требуется обеспечить либо значительные межцентровые расстояния между ведущим и ведомым валами, либо большие передаточные числа (по сравнению с однорядной). Передаточное число находится по формуле

По сравнению с другими двухрядными передачами эта схема имеет большие габариты и малую надежность. Последнее связано с тем, что через зацепление второй пары шестерен передается большой крутящий момент.

На рис. 11, д изображена схема двухрядной планетарной передачи. Она может реализовывать большие передаточные числа. Наибольшее из возможных значений  $k_{.p}$  обычно осуществляется рассматриваемой схемой и составляет

$$k_{.p} = \{K + \} f. \quad (10.2)$$

Двухрядная комбинированная бортовая передача (рис. 11, е) обладает наиболее оптимальными характеристиками при реализации больших передаточных чисел

Практически эта схема может перекрывать весь ряд передаточных чисел от величин, трудно реализуемых в однорядных передачах ( $i_{6iP} — 7$ ), до величин, необходимых для машин тяжелой весовой категории ( $i_{o.p} = 12ч-15$ ). Среди двухрядных передач схема обладает наилучшими компактностью и надежностью. По сравнению со схемой на рис. 12.1, д ей присуща упрощенная конструкция и несоосное расположение валов, что иногда важно для осуществления требуемой компоновки. Для машин тяжелой весовой категории бортовая передача делается разгруженной, как это показано на схеме.

Наибольшее распространение из всех представленных на гусеничных машинах получили бортовые передачи, выполненные по схемам на рис. 9, а, в, е. Рассмотрим их конструктивные особенности.

На рис. 12 показана конструкция бортовой передачи, выполненной по схеме на рис. 11, а. Передаточное число  $k_{.p} = 5,55$ . Шестерни прямозубые. Ведущий вал

1 выполнен заодно с шестерней и крепится на двух шариковых подшипниках, причем правый воспринимает не только радиальную, но и осевую нагрузки. Ведомая шестерня 2 изготавливается отдельно и крепится на ведомом валу 3 с помощью шлицев. С другого конца на вал устанавливается ведущее колесо, превращая бортовой редуктор в неразгруженную передачу. Ведомый вал опирается на две опоры. Первая состоит из шарикового подшипника и воспринимает как радиальные, так и осевые нагрузки (последняя в основном передается от ведущего колеса). Вторая включает два роликовых подшипника и предназначена для восприятия радиальных нагрузок, действующих от шестерни и ведущего колеса. Катер 5 приваривается к корпусу машины, причем в съемной крышке картера 4 расположены гнезда для всех опор. Масло заливается непосредственно в картер. Уплотнение — комбинированное и состоит из лабиринта, фетровых колец и самоподжимных сальников.

На рисунке 12 представлена конструкция бортовой передачи, выполненной по схеме на рис. 11, е. Передаточное число 5,50. Ведущий / и ведомый 2 валы крепятся на двух опорах, причем шариковые подшипники воспринимают радиальные и осевые нагрузки, а роликовые — только радиальные. Картер 3 — литой и с помощью болтов крепится к корпусу машины, одновременно он служит ванной для заливки масла. Ведущее колесо 4 крепится на ведомом валу бортовой передачи.

Конструкция бортовой передачи, выполненной по схеме на рис. 11, е, показана на рис. 12." Передаточное число  $i_{e.p} = 13,02$ . Все валы опираются на две опоры. В качестве опор первого ряда используются сферические роликовые подшипники. Ведомый вал второго ряда — водило 3 — крепится на роликовых подшипниках, установленных в кронштейне картера 2. Шестерни первого ряда соединяются с валами при помощи шлицев. Солнечная шестерня второго ряда нарезана непосредственно на валу 5. Эпицикл делается отдельно, запрессовывается в картер и затем заваривается. Эта бортовая передача относится к разгруженному

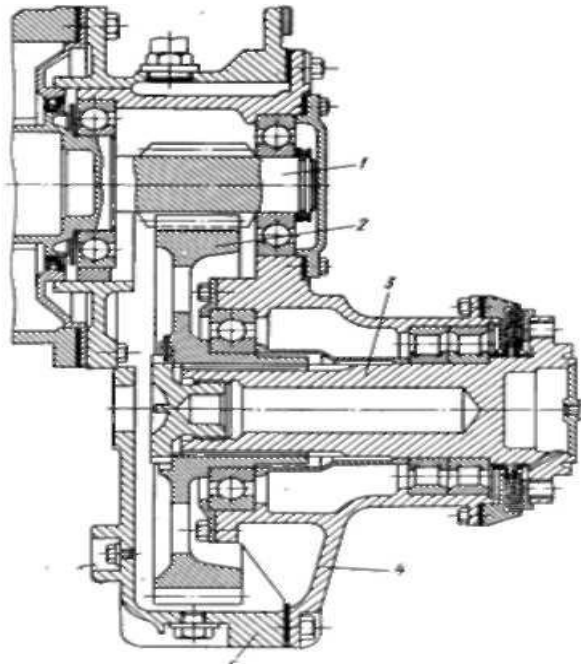


Рис. 12 – Конструкция однорядной бортовой передачи

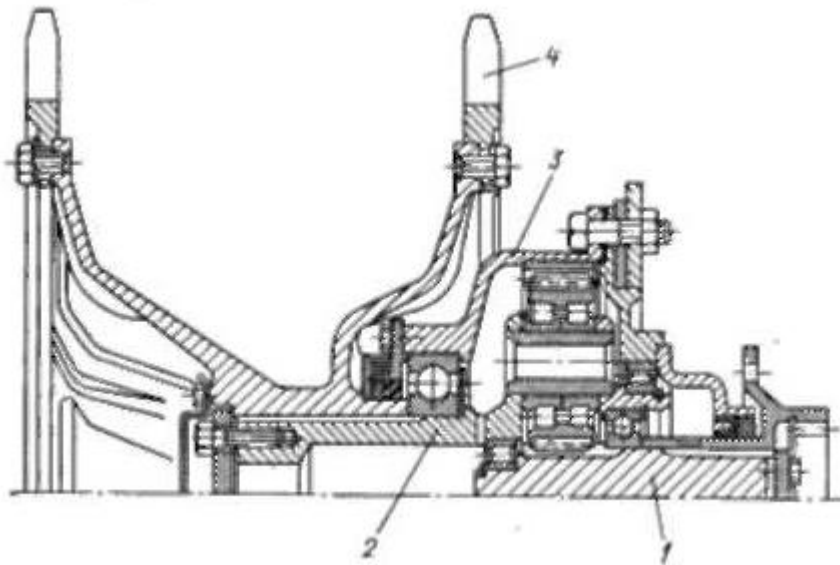


Рисунок 13- Конструкция однорядной планетарной бортовой передачи

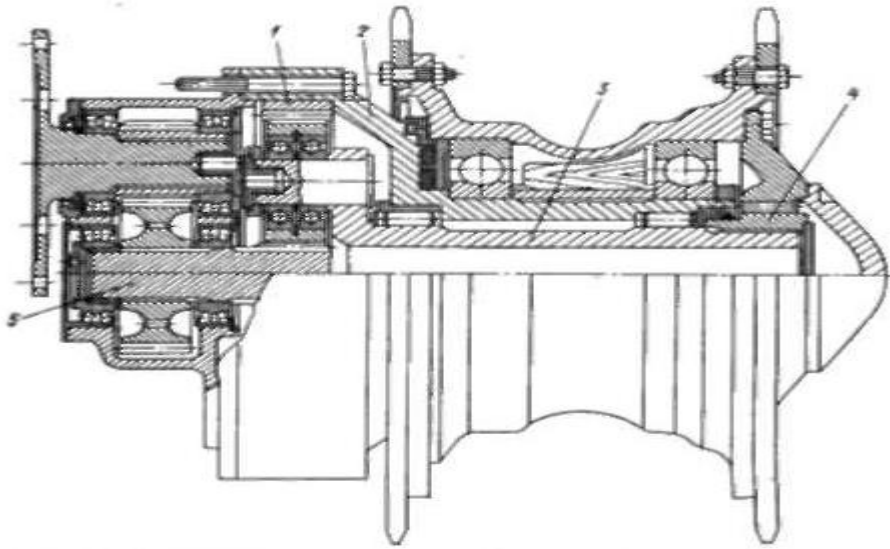


Рисунок 14- Конструкция двухрядной комбинированной бортовой передачи типа, так как ведущее колесо через шариковые подшипники опирается непосредственно на кронштейн картера. С ведомым валом 3 ведущее колесо связывается с помощью зубчатой муфты 4. Передача имеет сложное уплотнительное устройство, состоящее из лабиринта, фетровых и самоподжимных сальников [7]. Картер служит одновременно и масляной ванной, он крепится к корпусу машины с помощью болтов.

#### 4 Расчет бортовой передачи

При назначении чисел зубьев колес планетарной передачи необходимо учитывать ряд ограничений: а) числа зубьев  $z_1, z_2, z_3$  должны быть целыми [5].



б) сочетание чисел зубьев колес должно обеспечивать заданное передаточное отношение  $i$  с допустимой точностью  $\pm \Delta i$ ;

в) при отсутствии специальных требований необходимо использовать в передаче нулевые колеса (для колес с внешними зубьями  $z_1 > z_{1min} = 17$ , для колес с внутренними зубьями  $z_3 > z_{3min} = 85$  при  $H^* = 1$  и  $z_2 > Z = 58$  при  $h_a = 0,8$ , где  $h_a$  — коэффициент высоты головки по ГОСТу).

г) оси центральных колес и водила  $H$  планетарной передачи должны совпадать между собой для обеспечения движения точек по соосным окружностям (условие соосности) [10]. Например, для передачи, изображенной на рисунке 1 это условие можно представить выражением

$$r_H = r_{w1} + r_{w2} = r_{w3} - r_{w2}$$

где  $r_H$  — радиус водила,  $r_i$  — радиус начальной окружности колеса;

д) при расположении сателлитов в одной плоскости, то есть без смещения в осевом направлении, соседние сателлиты должны быть расположены с таким окружным шагом, чтобы между окружностями вершин обеспечивался гарантированный зазор (условие соседства), что можно представить выражением

$$2 * r_H * \sin\left(\frac{\pi}{k}\right) > (d_{a_{сат}})_{max} \rightarrow \sin\left(\frac{\pi}{k}\right) > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2} \quad (30)$$

где  $d = m * (z_2 + 2)$  — диаметр окружности вершин сателлита;

е) сборка нескольких сателлитов должна осуществляться без натягов при равных окружных шагах между ними. Это условие выражается следующим соотношением

$$\frac{z_1 * i_{1H} * (1 * k * p)}{k} = \text{Ц}, \quad (31)$$

где  $z_1$  — число зубьев центрального колеса,

$i_{1H}$  — передаточное отношение от входного звена 1 к выходному  $H$ ,  $k$  — число сателлитов,  $\text{Ц} = 1, 2, 3, \dots$  — целое число,  $p = 0, 1, 2, \dots$  — целое число.

Подберем числа зубьев  $z_1, z_2, z_3$  для передачи (Рис.11) с передаточным отношением  $i = 4,5$ .

С использованием формулы Виллиса записываем выражение передаточного отношения через числа зубьев

$$i_{1H} = 1 + \frac{z_3}{z_1} \rightarrow \frac{z_3}{z_1} = 4,5 - 1 = 3,5 \quad (32)$$

Назначаем число зубьев на колесе 1  $z_1 = 16 \rightarrow z_3 = 18 - 3,5 = 56$   
число зубьев нецелое, а) выполнено.

Используя условие соосности передачи, находим  $z_2$

$$z_2 = \frac{z_3 - z_1}{2} \quad (33)$$

Итак:  $z_1 = 16$   $z_2 = 20$   $z_3 = 56$ . Число сателлитов примем  $k = 4$

Проверяем условие соседства

$$\sin\left(\frac{\pi}{k}\right) > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2} \rightarrow 0,866 > \frac{20 + 2}{16 + 36} = 0,4231 \quad (34)$$

5) Проверяем условие сборки без натягов

$$\frac{z_1 * i_{1H}}{k} * (1 + k * p) = 1752 = \text{Ц} \quad (35)$$

Расчет межосевого расстояния и выбор модуля зубьев колес

После выбора чисел зубьев определяют межосевое расстояние, равное радиусу водила  $r_H$  с учетом условий работы передачи, допускаемых напряжений на контактную и изгибную выносливость. Для ориентировочных расчетов рекомендуем воспользоваться частной формулой

$$a_w = r_H = 9,54 * (i_{12}^H \pm 1) * \sqrt[3]{\frac{M_1}{k * i_{12}^H}} \quad (36)$$

$$a_w = r_H$$

Где  $r_H$  - радиус водила планетарного редуктора,

$i_{12}^H$  - передаточное отношение планетарной пары при остановленном водиле,  
 $M_1$  (н \* м) — крутящий момент на входном валу колеса  $z_1$ ,  $k$  — число сателлитов.

Знак (+) для внешнего зацепления, (-) для внутреннего зацепления. Значение  $a_w$  уточняют после выбора модуля.

Модуль зубьев колес

$$m = \frac{2 * a_w}{(i_{12}^H + 1) * z_1} \quad (37)$$

Окончательно модуль зубьев принимают в соответствии со стандартным рядом модулей (СТ СЭВ 310-76) в мм

1-й ряд (1; 1,25; 2; 2,5; 3; 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20)

2-й ряд (1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22)

Задачей расчета является:

определение передаточного числа и коэффициента полезного действия бортового редуктора;

расчет геометрических параметров зубчатых колес, размеров для контроля и проверка зацепления;

расчет на прочность при действии максимальной нагрузки;

расчет подшипников качения на статическую грузоподъемность;

расчет прочности шлицевых соединений.

Коэффициент полезного действия  $\eta$  определяется по формуле

$$\eta = \frac{\tilde{i}}{i} \quad (38)$$

где  $\tilde{i}$  – силовое передаточное отношение которое определяется

$$\tilde{i} = 1 - p * \eta_{\text{ВНШ}} * \eta_{\text{ВНТ}} \quad (39)$$

Расчет геометрических параметров зубчатых колес

Расчет геометрических параметров зубчатых колес внешнего зацепления произведен согласно ГОСТ 16532-70 [3, 7].

Результаты приведены в таблице 6.

Таблица 6. Расчет геометрических параметров зубчатых колес внешнего зацепления

Наименование и обозначение параметра	Ведущее колесо	Ведомое колесо
Исходные данные		

Число зубьев	$Z_1, Z_2$	16	20
Модуль, мм	$m_n$	10	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	0°	
Исходный контур	-	ГОСТ 17755-81	
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20°00'01''	
Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	$h_a^*$	1	
Коэффициент радиального зазора исходного контура	$c^*$	0,25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	$p_f^*$	0,38	
Ширина зубчатого венца, мм	$b$	80	75

Таблица 6. Продолжение

Коэффициент смещения исходного контура, мм	$x$	+0,5	+0,5
Степень точности	-	7-С	7-С
Определяемые параметры			
Передаточное число	$u$	1.25	

Межосевое расстояние, мм	$a_w$	188,643	
Делительный диаметр, мм	$d$	160	200
Диаметр вершин зубьев, мм	$d_a$	180	200
Диаметр впадин зубьев, мм	$d_f$	145	185
Начальный диаметр, мм	$d_w$	167,683	209,603
Основной диаметр, мм	$d_b$	150,351	187,938
Угол зацепления, мм	$\alpha_{nw}$	2616'50''	
Контролируемые и измерительные параметры			
Постоянная хорда, мм	$S_c$	17,084	17,084
Высота до постоянной хорды, мм	$h_c$	6,891	6,891

Таблица 6. Продолжение

Радиус кривизны разноименных профилей зуба в точках, определяющих постоянную хорду, мм	$r_c$	36,452	43,293
--	-------	--------	--------

Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	$r_p$	26,342	34,04
Условие (возможность измерения постоянной хорды)	-	выполнено	выполнено
Число зубьев в длине общей нормали	$z_{Wr}$	3	3

Таблица 6. Продолжение

Длина общей нормали, мм	$W$	$79,464_{-0,19}^{-0,07}$	$80,025_{-0,2}^{-0,008}$
Радиус кривизны разноименных профилей зубьев, определяющих длину общей нормали	$r_w$	39,732	40,012
Радиус кривизны профиля на окружности вершин, мм	$r_a$	49,894	57,182
Условие $r_p < r_w < r_a$	-	выполнено	выполнено
Диаметр измерительного ролика, мм	$D$	17,362	17,362
Угол профиля на окружности, проходящей через центр ролика	$a_D$	3012'19''	2826'14''

Диаметр окружности, проходящей через центр ролика	$d_D$	173,971	214,406
Радиус кривизны разноименных профилей зубьев в точках контакта поверхности ролика с главными поверхностями зубьев, мм	$\rho_m$	35,081	42,916
Условие $\rho_p < \rho_m < \rho_a$	-	выполнено	выполнено
Размер по роликам, мм	M	$191,333_{-0,318}^{-0,139}$	$231,768_{-0,353}^{-0,166}$
Условие $d_D + D > d_a$	-	выполнено	выполнено
Условие $d_D - D > d_f$	-	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба по делительной окружности	$s_n$	19,348	19,348

Таблица 6. Продолжение

Проверка качества зацепления по геометрическим показателям.			
Коэффициент наименьшего смещения	$x_{min}$	0,064	-0,17
Условие отсутствия подрезания зуба исходной производящей рейкой	-	выполнено	выполнено

$x \geq x_{min}$			
Радиусы кривизны в граничной точке профиля зуба, мм	$r_1$	12,743	19,584
Условие отсутствия подрезания $r_1 \geq 0$	-	выполнено	выполнено
Условие отсутствия интерференции $r_1 \leq r_p$	-	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба на поверхности вершин, мм	$s_{na}$	10,752	10,952

Таблица 6. Продолжение

Минимальное рекомендованное значение нормальной толщины зуба на поверхности вершин при	$0,4 * m_n$	4
--	-------------	---



поверхностном упрочнении зубьев, мм			
Условие отсутствия заострения $s_{na} \geq 0,4 * m_n$	-	выполнено	выполнено
Удельное скольжения профилей зубьев в нижних точках активных профилей зубьев, мм	$\theta_p$	-0,73659	-0,81711
Коэффициент торцового перекрытия	0,784		
Рекомендованное торцовое перекрытия	1,2		
Коэффициент перекрытия	0,784		

Расчет геометрических параметров цилиндрических зубчатых колес внутреннего зацепления произведен по ГОСТ 192774-73 [4, 11].

Результаты расчета приведены в таблице 7.

Таблица 7

Геометрический расчет цилиндрической зубчатой передачи внутреннего зацепления

Наименование обозначение параметра	и	Ведущее колесо	Ведомое колесо
Исходные данные			
Число зубьев	$Z_1, Z_2$	20	56

Модуль, мм	$m_n$	10	
Угол наклона зубьев на делительном цилиндре	$\beta$	0°	
Исходный контур	-	ГОСТ 13755-81	

Таблица 7. Продолжение

Угол профиля исходного ко нтура	$\alpha$	2000'00''	
Коэффициент высоты головки зуба исходного контура	$h_a^*$	1	
Коэффициент радиального зазора исходного контура	$c^*$	0,25	
Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля зуба исходного контура	$\rho_f^*$	0,38	

Таблица 7. Продолжение

Ширина зубчатого венца, мм	$b$	75	80
Коэффициент смещения исходного контура, мм	$x$	+0,5	+1,417
Степень точности	-	7-С	7-С

Обозначение долбяка	*1	-	
	*2	2530-0279 ГОСТ 9323-79	
Число долбяка	зубьев $z_0$	-	14
Коэффициент смещения долбяка	$x_0$	-	0,04
Определяемые параметры			
Передаточное число	$u$	2,8	
Межосевое расстояние, мм	$a_w$	188	
Делительный диаметр, мм	$d$	200	560
Диаметр зубьев, мм	вершин $d_a$	220	567,45
Диаметр зубьев, мм	впадин $d_f$	185	609,17
Начальный диаметр, мм	$d_w$	208,889	584,889
Основной диаметр, мм	$d_b$	187,939	526,228

Таблица 7. Продолжение

Угол зацепления, мм	$\alpha_{nw}$	2552'50''	
Контролируемые и измерительные параметры			
Постоянная хорда, мм	$S_c$	17,084	17,084

Высота до постоянной хорды, мм	$h_c$	6,891	-4,592
Радиус кривизны разноименных профилей зуба, мм	$p_c$	43,292	93,232
Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке, мм	$p_p$	24,103	139,243
Условие (возможность измерения постоянной хорды)	-	выполнено	выполнено
Число зубьев в длине общей нормали	$z_{Wr}$	3	9
Длина общей нормали, мм	$W$	$80,025_{-0,2}^{-0,08}$	$268,467_{0,14}^{0,26}$
Радиус кривизны разноименных профилей зубьев, определяющих длину общей нормали	$p_w$	40,012	134,234
Радиус кривизны профиля на окружности вершин, мм	$p_a$	57,182	106,165

Таблица 7. Продолжение

Условие $p_p < p_w < p_a$	-	выполнено	выполнено
------------------------------	---	-----------	-----------

Диаметр измерительного ролика, мм	$D$	17,362	17,362
Угол профиля на окружности, проходящей через центр ролика	$a_D$	2846'14''	2434'17''
Диаметр окружности, проходящей через центр ролика	$d_D$	214,406	578,626
Радиус кривизны разноименных профилей зубьев в точках контакта поверхности ролика с главными поверхностями зубьев, мм	$r_m$	42,916	128,986
Условие $r_p < r_m < r_{a1}$	-	выполнено	выполнено
Размер роликам, мм по	$M$	$231,768_{-0,353}^{-0,166}$	$561,264_{0,337}^{0,553}$
Условие $d_{D1} + D1 > d_{a1}$	-	выполнено	выполнено

Таблица 7. Продолжение

Условие $d_{D1} - D > d_{f1}$	-	выполнено	выполнено
----------------------------------	---	-----------	-----------

Нормальная толщина зуба по делительной окружности	$s_n$	19,348	5,393
Проверка качества зацепления по геометрическим показателям.			
Коэффициент наименьшего смещения	$x_{min}$	-0,17	0
Условие отсутствия подрезания зуба исходной рейкой $x \geq x_{min}$	-	выполнено	выполнено
Радиусы кривизны в граничной точке профиля зуба, мм	$r_1$	19,583	151,463
Условие отсутствия подрезания	-	выполнено	выполнено
Условие отсутствия интерференции	-	выполнено	выполнено
Нормальная толщина зуба на поверхности вершин, мм	$s_{na}$	10,952	8,344
Коэффициент перекрытия	1,121		

#### 4.1 Расчет зубчатых колёс на прочность

Максимальный момент на ведущем колесе

$$M_{vkmax} = \frac{f * m * g * z * t}{2 * \pi * \eta_{gus}} \quad (40)$$

Где  $f=0,57$  – удельная расчетная сила тяги забегающей гусеницы, зависящая от конструктивных параметров машины, (3);

$M=50000$  кг – масса машины;

$g=9,81$  м/ с<sup>2</sup> – ускорение свободного падения;

$z=15$ - число зубьев ведущего колеса;

$t=0,14$  м- шаг гусеницы.

$\eta_{gus} = 0,92$  – к. п. д. зацепления гусеницы с ведущим колесом

$$M_{vkmax} = \frac{0,57 * 50000 * 9,81 * 15 * 0,14}{2 * \pi * 0,92} = 90690 \text{ Н * м.}$$

К.П.Д бортредуктора определяется по формуле

$$\eta_{br} = \frac{i_{sil}}{i_{br}}$$

Где  $i_{sil}$  – силовое передаточное отношение определяемое по формуле

$$i_{sil} = 1 - p * \eta_{vnsh} * \eta_{vnt} \quad (41)$$

Где  $p = 3,5$  конструктивный параметр планетарного ряда

$\eta_{vnsh}=0,985$ - к.п.д. внешнего зацепления

$\eta_{vnt} = 0,99$  – к.п.д. внутреннего зацепления

$$i_{sil} = 1 - 3,5 * 0,985 * 0,99 = 4,413$$

$$\eta_{br} = \frac{4,413}{4,5} = 0,981$$

Момент на солнечной шестерне бортового редуктора,  $M_c$ , Н \* м, определяется по формуле

$$M_{sol} = \frac{M_{vkmax} * \Omega}{i_{br} * \eta_{br}} \quad (42)$$

Где неравномерности распределения нагрузки между сателлитами [4];

$n_{\omega} = 3$  – количество сателлитов

$$M_{sol} = \frac{90690 * 1,09}{4,5 * 0,981} = 22399 \text{ Н * м}$$

Момент на сателлите рассчитывается по формуле:

$$M_{\text{sat}} = \frac{M_{\text{vkmax}} * \Omega}{i_{br} * n_{\omega} * \eta_{br}} \quad (43)$$

$$M_{\text{sat}} = 6849 \text{ Н} * \text{м}$$

Допускаемое контактное напряжение  $\sigma_{Hmax}$ , МПа определяется :  
для зубьев цементованных (материал 18X2H4MA)

$$\sigma_{Hmax} = 44 * H_{HRC} \text{ МПа}$$

Где  $H_{HRC} = 59$  – твердость активных поверхностей зубьев.

Допускаемое контактное напряжение, не вызывающее деформаций,  
рассчитывается по формуле

$$\sigma_{FlimM} = 2,8 * \sigma_t \text{ МПа}$$

Где  $\sigma_t = 785$  МПа

$$\sigma_{FlimM} = 2,8 * 785 = 2198 \text{ МПа}$$

Допускаемое контактное напряжения изгиба для цементованных зубьев  
рассчитывается по формуле (18X24MA) рассчитывается по формуле

$$\sigma_{Fmax} = \frac{\sigma_{FlimM}}{S_{fm}}$$

Где  $S_{fm} = 1.75$  – коэффициент безопасности

$$\sigma_{Fmax} = \frac{2198}{1,75} = 1256 \text{ МПа}$$

## 4.2 Расчет подшипников

а) нагрузка на опоры сателлитов определяется по формуле[8, 10]

$$P_{\text{ст}} = \frac{M_{\text{vkmax}} * \Omega}{r_{\text{vod}} * n_{\omega} * i} \quad (44)$$

Где  $i=2$  – число подшипников в сателлите

$r_{\text{vod}}=0,18$  м- радиус водила.

$$P_{\text{сат}} = \frac{90690 * 1,09}{0,18 * 3 * 2} = 91527 \text{ Н}$$

Б) нагрузки на опоры водила



Водило находится под воздействием сил натяжения верхней и нижней ветвей гусеницы и крутящего момента на ведущем колесе.

Усилия натяжения в ветвях гусеницы определяются по следующим зависимостям:

Тяговое усилие,

$$P_t = \frac{M_{vkmax} * 2 * \pi}{z_{vk} * t} \quad (45)$$

$$P_t = \frac{90690 * 2 * 3,14}{15 * 0,125} = 303896,739 \text{ Н}$$

Усилие в свободной ветви рассчитывается по формуле:

$$P_{sv} = P_0 - \frac{P_t}{1 + \frac{z_{sv}}{z_{rab}}} \quad (46)$$

Где  $P_0 = 31057 \text{ Н}$  – предварительное натяжение гусеницы;

$z_{sv} = 10$  – количество траков в свободной ветви гусеницы

$z_{rab} = 64$  – количество траков в рабочей ветви гусеницы

$$P_{sv} = 31057 - \frac{303896,739}{1 + \frac{10}{64}} = -231772,612$$

это означает, что свободная ветвь гусеницы полностью ослаблена, тогда

$$P_{sv} = 0$$

Усилие в рабочей ветви рассчитывается по формуле

$$P_r = P_{sv} + P_t$$

$$P_r = 303895,739 \text{ Н}$$

Усилие на ось ведущего колеса рассчитывается по формуле

$$Q = \sqrt{P_{sv}^2 + P_r^2 + 2 * P_{sv} * P_r * \cos(30^\circ)} \quad (47)$$

$$Q = \sqrt{303895,739} = 303895,739 \text{ Н}$$

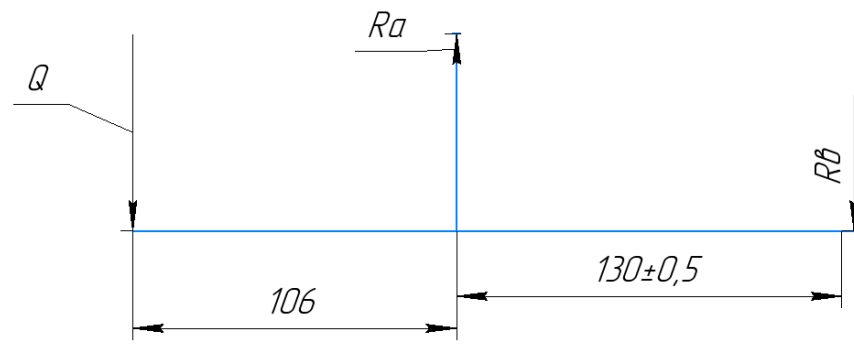


Рисунок 15 – Схема расположения подшипников водила

Определение нагрузок на опоры  $R_A$ ,  $R_B$ , Н:

Статическая грузоподъемность подшипников водила  $C_0$ , Н, выбирается по методике [9].

Статическая грузоподъемность подшипника сателлита определяется по формуле:

$$C_0 = 44 * \left( 1 - \frac{D_{wl} * \cos(0)}{D_{pw}} \right) * i * z * D_{wl} * \cos(0) \quad (48)$$

Где  $D_{wl} = 15$  диаметр ролика

0- номинальный угол контакта, равный углу между линией действия нагрузки на тело качения и плоскостью, перпендикулярной к оси подшипника;

$D_{pw} = 80$  диаметр, проходящий через центр ролика;

$i = 1$  число рядов тел качения в подшипнике

$z = 16$  - число тел качения в одном ряду ;

$L_{wl} = 15$  - длина ролика

Коэффициент запаса по статической грузоподъемности  $K_0$ , определяется по формуле[ :

$$K_0 = \frac{C_0}{R}$$

где  $R = 92000$  – нагрузка на подшипник, Н.

Результаты расчета приведены в таблице 3.

Статическая грузоподъемность левого подшипника водила определяется по формуле:

$$C_0 = 44 * \left( 1 - \frac{D_{wl} * \cos(012)}{D_{pw}} \right) * i * z * D_{wl} * \cos(12) \quad (49)$$

Где  $D_{wl} = 25$  диаметр ролика

12- номинальный угол контакта, равный углу между линией действия нагрузки на тело качения и плоскостью, перпендикулярной к оси подшипника;

167,5190 диаметр, проходящий через центр ролика;

$i=2$  число рядов тел качения в подшипнике

$z=36$  - число тел качения в одном ряду;

$L_{wl}=21,4$  - длина ролика

Коэффициент запаса по статической грузоподъемности  $K_0$ , определяется по формуле :

$$K_0 = \frac{C_0}{R} \quad (50)$$

где  $R=522000$  –нагрузка на подшипник, Н.

Статическая грузоподъемность правого подшипника водила определяется по методике.

Таблица 8. Запасы подшипников качения по статической грузоподъемности

ы	№ подшипника по ГОСТ	Статическая грузоподъемность	Нагрузка на подшипник	Коэффициент запаса
Водило	3524	1398120	858508	1.629
	224	706336		
Сателлит	10231	128700	92000	1,39
ит	0			

#### 4.3 Расчет прочности шлицевых соединений

Прочность шлицевого соединения водила со ступицей ведущего колеса определяется по методике (10).

Шлицы Эв. 120x3,5x34

Рабочая высота зубьев  $h$ , мм.

$$h = 0,8 * m$$

где  $m=3,5$ - модуль соединения

$$h = 2,8 \text{ мм}$$

Средний диаметр соединения  $d_{sr}$ , мм

$$d_{sr} = D - 1,1 * m$$

Где  $D=120$  –диаметр шлицевого соединения

$$d_{sr} = 116,15$$

Удельный суммарный статический момент площади рабочих поверхностей относительно оси вала,  $\text{мм}^3/\text{мм}$

$$S_u = 0,5 * d_{sr} * h * z \quad (51)$$

$$S_u = 5528.74$$

Предел текучести материала зубьев меньшей твердости  $\sigma_T$ , МПа

Материал водила сталь 30ХН3А. Твердость HRC 40.5;  $\sigma_T = 970$  МПа.

Материал ступицы – сталь 30ХГСЛ. Твердость HRC 24,  $\sigma_T = 630$  МПа. [9].

Расчет выполняется по материалу ступицы.

Коэффициент запаса прочности на смятие  $n=1,4$ .

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями  $K_z = 1$ .

Коэффициент концентрации нагрузки от закручивания вала  $K_{kr} = 2.65$ .

Коэффициент продольной концентрации нагрузки (по длине соединения)  
 $K_{pr} = 2,65$

Коэффициент, учитывающий концентрацию нагрузки в связи с погрешностью изготовления  $K_p = 1,4$ .

Общий коэффициент концентрации нагрузки при расчете на смятие

$$K_{sum} = K_{pr} * K_z * K_p \quad (52)$$

$$K_{sum} = 2,65 * 1 * 1,4 = 3,71$$

Среднее давление на рабочих поверхностях  $\sigma$ , МПа, определяется по формуле

$$\sigma = \frac{M_{vkmax} * 2 * \pi}{S_u * L} \leq [\sigma]_{sm} \quad (53)$$

где  $L=140$  -рабочая длина соединения;

$[\sigma]_{sm}$ -допускаемое давление при расчете на смятие, МПа.

$$[\sigma]_{sm} = \frac{\sigma_T}{n * K_{sum}}$$

$$[\sigma]_{sm} = \frac{785}{1,4 * 3,71} = 151,136 \text{ МПа}$$

$$\sigma = \frac{M_{vktmax} * 2 * \pi}{S_u * L}$$

$$\sigma = \frac{90687.503 * 2 * 3,14}{5528.74 * 140} = 117.164$$

$$\frac{[\sigma]_{sm}}{\sigma \cdot t} = 1,29 \text{ – коэффициент запаса в шлицевом водила}$$

Расчет прочности выполняется по методике [12].

Номинальное напряжение от изгиба  $\sigma$ , МПа

$$\sigma_v = \frac{Q * L}{W_i}$$

Где :

$W_i = 169646.003$  – момент сопротивления сечения при изгибе;

$L=222$ - расстояние от середины шлицевого соединения до середины левого подшипника водила

$$\sigma_v = \frac{303896.739 * 222}{169646.003} = 397,681 \text{ МПа}$$

Напряжение от кручения

$$\tau = \frac{M_{vktmax}}{W_k}$$

Где  $W_k = 272271.363$  - момент сопротивления сечения при кручении

$$\tau = \frac{90687.503 * 1000}{272271.363} = 333.078 \text{ МПа}$$

Приведенное напряжение в опасном сечении

$$\sigma_{pr} = \sqrt{\sigma_v^2 * 4 * \tau^2}$$

$$\sigma_{pr} = \sqrt{397,681^2 * 4 * 333.078^2} = 775.831 \text{ МПа}$$

Коэффициент запаса определяется по формуле:

$$k_{zp} = \frac{\sigma_T}{\sigma_{pr}}$$

$$k_{zp} = \frac{970}{775,831} = 1,25$$

## **5 Тяговый расчет прямолинейного движения гусеничной машины с механической трансмиссией**

Параметры машины

Масса, кг.,  $M = 50000$ .

Максимальная скорость движения, км/ч,  $V_{\max} = 50$ .

Коэффициент обтекаемости,  $\text{Нс}^2/\text{м}^4$ ,  $K_f = 0,6$ .

Площадь поперечного сечения,  $\text{м}^2$ ,  $F = 10,293$ .

Коэффициент полезного действия при движении с минимальной скоростью,  
 $\eta_{\text{гм.макс}}=0,87$ .

Параметры дороги

Максимальный угол подъема, град,  $\alpha_{\max} = 30$ .

Относительный угол подъема,  $i = 0,025$ .

Коэффициент сопротивления движению,  $f_{\text{гр}} = 0,015$ .

Максимальный коэффициент сопротивления движению,  $f_{\text{гр.макс}} = 0,08$ .

Параметры двигателя и систем моторной установки

Тип двигателя, ТД = (2), быстроходный дизель с корректором.

Таблица 8. Характеристики двигателя

Номер режима	1	2	3	4	5	6	7	8
Относительные обороты, $n_k$	0,429	0,524	0,619	0,714	0,810	0,905	1,0	1,04
Относительная мощность, $N_k$	0,4	0,556	0,678	0,783	0,889	0,978	1,0	0,5
Удельный расход топлива, г/кВт.ч	257	245	239	236	238	243	251	251

Частота вращения вала двигателя на режиме максимальной мощности, об/мин,  
 $n_N = 2000$

Тип системы охлаждения, СО = (2), эжекторная.

Параметры трансмиссии

Тип трансмиссии, Т = (2).

Тип механической коробки передач, МКП = (5), центральная планетарная.

Таблица 9. Количество зубчатых передач в редукторах.

	Цилиндрических	Конических	Планетарных
Во входном	1	0	0
Первом	0	0	1
Втором	0	0	0
Коробке передач	1	0	1
Третьем	0	0	1
Бортовом	0	0	1

Коэффициент отрыва первой передачи от второй,  $K_d = 1,25$ .

Параметры гусеничного движителя

Число зубьев ведущего колеса,  $z = 15$ .

Шаг гусеницы,  $m, t_r = 0,125$ .

Тип беговой дорожки гусеницы и опорного катка,  $TГ = (22)$ , обрезиненная, двухрядный.

Диаметр опорного катка, мм,  $D_k = 630$ .

КПД зацепления гусеницы с ведущим колесом,  $\eta_r = 0,94$ .

### 5.1 Определение затрат мощности в трансмиссии

Нагрузочные затраты мощности в трансмиссии учитываются коэффициентами полезного действия отдельных редукторов трансмиссии.

$$\eta_{pi} = 0,985^{ni} * 0,96^{nk} * 0,99^{nn}$$

$$\eta_{тр} = \prod_{i=1}^6 \eta_{pi} = 0,985 * 0,99 * 1 * 0,975 * 0,99 * 0,99 = 0,932$$

Для центральной планетарной коробки передач скоростные затраты мощности в трансмиссии на режиме максимальной мощности определяются по формуле, кВт.

$$N_{стрм} = 4,57 * 10^{-6} * n_N^2 - 0,010 * n_N + 9 \quad (54)$$

$$N_{стрм} = 7,08$$

Удельные затраты мощности на перематывание гусеницы для машины массой 50000 кг.  $f_r = 0,02$ . Для обрезиненной беговой дорожки



гусеницы и двухрядного опорного катка коэффициент  $B_0 = 0,034$ , а удельные затраты мощности на качение опорных катков в соответствии с [13]

$$f_k = B_0 - 1.46 * 10^{-5} * D_k \quad (55)$$

$$f_k = 0,0248$$

Скоростные затраты мощности в гусеничном движителе, кВт

$$N_{сгм} = \frac{(f_r + f_k) * M * g * V_{max}}{3600} \quad (56)$$

$$N_{сгм} = 305,214$$

Суммарный коэффициент сопротивления движению:

$$f_c = f_{гр} + i$$

$$f_c = 0,04$$

Мощность двигателя в условиях объекта, кВт [14]:

$$N_{e.об.} = \left( \frac{f_c * M * g * V_{max}}{3600 * \eta_r} + \frac{K_f * F * V_{max}^3}{3,6^3 * 10^3 * \eta_r} + N_{сгм} \right) * \eta_{Г}^{-1} + \eta_{стрм} \quad (57)$$

$$N_{e.об.} = 664,498$$

Эффективная мощность двигателя в условиях объекта, кВт

$$N'_e = 1,2 * N_{e.об.} \quad (58)$$

$$N'_e = 797,397$$

Принимается ближайшее значение из рекомендуемого ряда, кВт

$$N'_e = 800$$

Используя исходные данные для быстроходного дизеля с корректором, определяются значения внешней характеристики [15].

$$n_k := n_N \cdot n'_k \quad \text{ОБ/МИН}$$

$$N_{ek} := N'_e \cdot N_k \quad \text{кВт}$$

$$M_{ek} := 9550 \cdot \frac{N_{ek}}{n_k} \quad \text{Н·м}$$

### 5.1.1 Расчет характеристики двигателя в условиях объекта

Затраты мощности в системах моторной установки составляют в системе охлаждения [16], кВт

$$n_{\text{эж}} = 0.06 * N'.e * \left(\frac{n_{vn}}{n_N}\right)^2 (59)$$

В системе выпуска для эжекторной системы охлаждения:  $N_{\text{вып}} = 0$ ;

В системе воздухоочистки, кВт:

$$n_{\text{во}} = 0,03 * N'.e * \left(\frac{n_k}{n_N}\right)^2 (60)$$

Во вспомогательных системах, кВт:

$$N_{\text{всп}} = 0,035 * N'.e (61)$$

Мощность двигателя и момент в условиях объекта:

$$N_{\text{е.об.}} = N_{\text{ек}} - N_{\text{эж}} - N_{\text{во}} - N_{\text{вып}} - N_{\text{всп}} (62)$$

$$M_{\text{е.об.}} = \frac{9550 * N_{\text{е.об.}}}{n_k} (63)$$

Результаты расчета внешней характеристики приведены в таблице 10.

Таблица 10. Внешняя скоростная характеристика двигателя

Режим работы		1	2	3	4	5	6	7	8
Относительные обороты, $n_k$		0,42	0,52	0,619	0,71	0,8	0,90	1	1,04
		9	4		4	10	5		
Относительная мощность, $N_{\text{ек}}$		0,4	0,55	0,678	0,78	0,8	0,97	1	0,5
			6		3	89	8		
Обороты вала двигателя, $n_k$		858	104	1238	142	16	1810	200	2080
			8		8	20		0	
Мощность двигателя, $N_e$		320	444	542	626	71	782	800	400
						1			
Момент двигателя, $M_e$		356	405	4184	418	41	4128	382	1836
		1	3		9	92		0	
Затраты мощности в системах, кВт	Охлаждение $N_{\text{охл}}$	0	0	0	0	0	0	0	0
	Воздухоочистки $N_{\text{во}}$	4,41	6,59	9,196	12,2	15,	19,6	24	26
		7			3	74	5		
	Вспомогательных $N_{\text{всп}}$	28							

Всего в СМУ, кВт	41	47	55	64	75	86.9	100	105
						7		
Мощность двигателя в условиях объекта $N_{e.об}$ , кВт	279	397	486,8	561,6	635,9	695,4	700	294
Момент двигателя в условиях объекта $M_{e.об}$ , Н*м	310	361	3755	375	37	3669	334	1350
	2	7		6	49		2	

По результатам расчета внешней характеристики построен графики (рис.13)

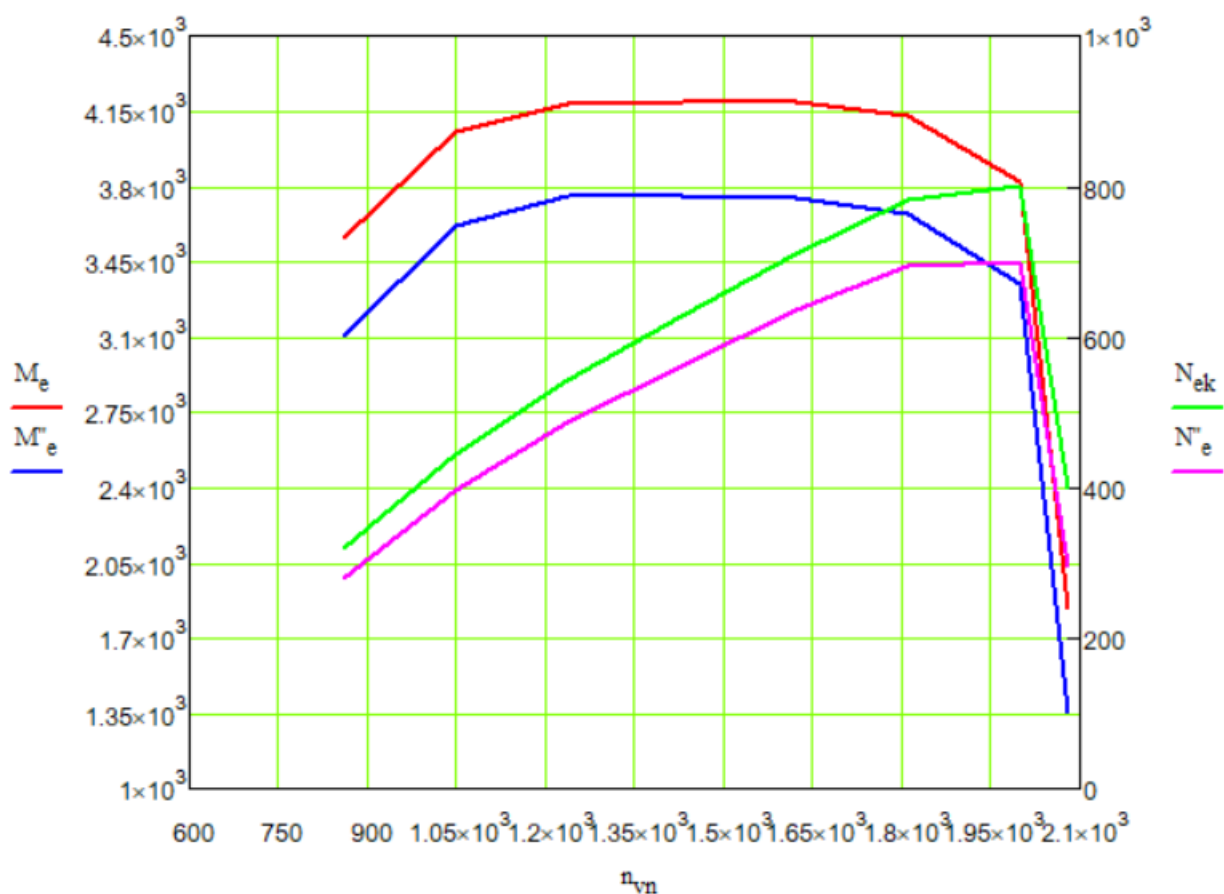


Рисунок 13. Внешняя скоростная характеристика двигателя

Максимальная сила тяги при движении на максимальном подъеме определяется по формуле [17]

$$P_{max} = \left( f_{гр.max} * \cos \left( \alpha_{max} * \frac{\pi}{180} \right) + \sin \left( \alpha_{max} * \frac{\pi}{180} \right) \right) * M * g \quad (64)$$

$$P_{max} = 279322,837$$

Минимальная скорость движения, км/ч:

$$V_{min} = \frac{3600 * \max(N_{e.об}) * \eta_{ГМ.мах}}{P_{мах}} \quad (65)$$

$$V_{min} = 7,852$$

### 5.1.2 Выбор количества передач и определение передаточных чисел трансмиссии

В настоящее время разбивка передаточных чисел механических трансмиссий осуществляется в основном по геометрической прогрессии. Знаменатель геометрической прогрессии должен быть меньше относительно диапазона рабочих оборотов двигателя примерно на 10%, т.е.

$$n_M = 1428$$

$$q = 0,9 * \frac{n_N}{n_M}$$

$$q = 1,261$$

Требуемое число передач

$$m_n := \frac{\log(V_{max}) - \log(V_{min}) - \log(K_k)}{\log(G)} + 1$$

$$m_n = 4.794$$

$$K_g = 1,25$$

$$m_n = \frac{\log(V_{max}) - \log(V_{min}) - \log(K_g)}{\log(q)} \quad (66)$$

$$m_n = 4,41$$

Принимаем  $m_n = 4$

Утонченное значение знаменателя геометрической прогрессии составляет

$$q_{ym} := \sqrt[m_n - 1]{\frac{V_{max}}{K_k \cdot V_{min}}}$$

$$q_{ym} = 1.524$$

$$q_{ym} = \sqrt[m_n-1]{\frac{V_{max}}{K_g * V_{min}}} \quad (68)$$

$$q_{ym} = 1,721$$

Максимальная скорость движения машины на передачах и общие передаточные числа на j-й передаче.

$$V_{1max} = V_{min} = 7,852 \text{ км/ч}$$

$$V_{max} = V_{1max} * K_g * q_{ym}^s$$

$$V = \frac{7,852 * 16,888}{29,058 * 50} \text{ км/ч}$$

$$U_{тр} = \frac{0,06 * n_N * z * t_{\Gamma}}{V} \quad (69)$$

$$U_{тр} = \frac{28,655}{7,743 * 4,5}$$

### 5.1.3 Расчет тяговой характеристики

Скоростные затраты мощности в трансмиссии для низших передач (1,2,) рассчитываются по формуле:

$$N_{стрн} = 4,1 * 10^{-6} * (n_{vn})^2 - 0,0099 * n_{vn} + 7,4 \quad (70)$$

А для высших передач (3,4) – по формуле:

$$N_{стрн} = 4,7 * 10^{-6} * (n_{vn})^2 - 0,0099 * n_{vn} + 9 \quad (71)$$

По результатам расчета изменения скоростных затрат мощности в трансмиссии построены графики рис. 16.

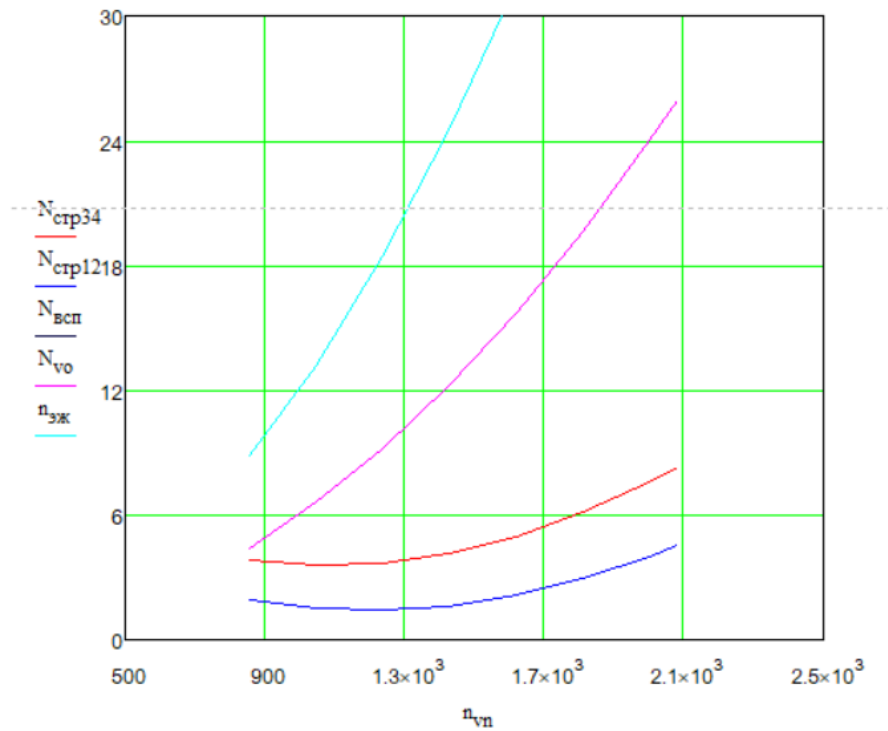


Рисунок 16-Затраты мощности

Скорость движения машины на  $j$ -ой передача в  $k$ -ой точке определяется по формуле

$$V_{k1} := \frac{3.6 \cdot z_{\Gamma} \cdot n_k}{60 \cdot U_{мп1}}$$

Скоростные затраты мощности (кВт) в гусеничном движителе определяются по формуле

$$N_{crVj} = \frac{(f_{\Gamma} + f_k) \cdot M \cdot g \cdot V_j}{3600} \quad (72)$$

По результатам расчетов затрат мощности в гусеничном движете построены графики (Рис. 17)

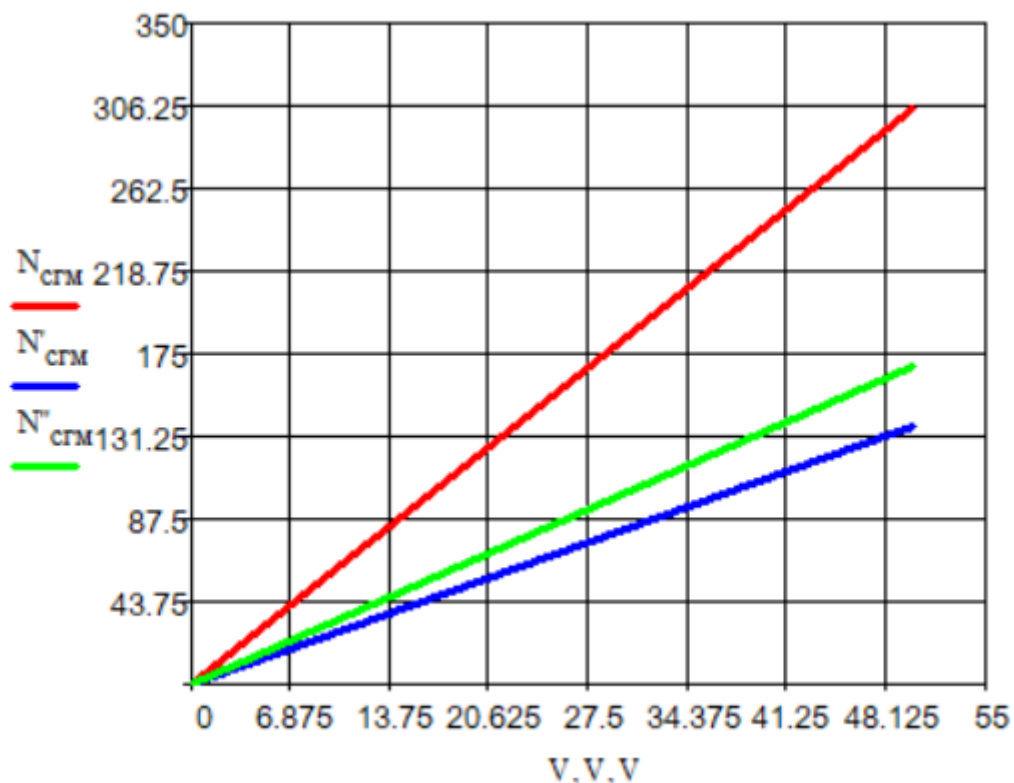


Рисунок 17- Скоростные затраты мощности в гусеничном движителе.

При известных значениях затрат мощности, КПД и скорости движения силу тяги можно определить на  $j$ -й передаче в  $k$ -й точке по формуле

$$f_{g1} := \frac{3600 \cdot [(N_{e.об} - N_{стр1}) \cdot \eta_{тр} - N_{cr1}] \cdot \eta_r}{M \cdot g \cdot V_{k1}}$$

Значения расчетных точек тяговой характеристики по передачам сводятся в таблицу 4, и в координатах  $f_g - V$  строится тяговая характеристика гусеничной машины по передачам (рис. 5). С правой стороны на графике наносится семейство линий коэффициентов сопротивления прямолинейному движению, определяемых уравнением:

$$f_c := f_{тр} \cdot \cos(\alpha) + \sin(\alpha)$$

При этом коэффициент сопротивления грунта изменяется от 0,03 до 0,15, а угол подъема – в пределах от 0 до 30 с интервалом в 5 градусов. В нижней части тяговой характеристики строится зависимость частоты вращения вала двигателя от скорости движения по передачам. Результаты расчетов приведены на рис.18.

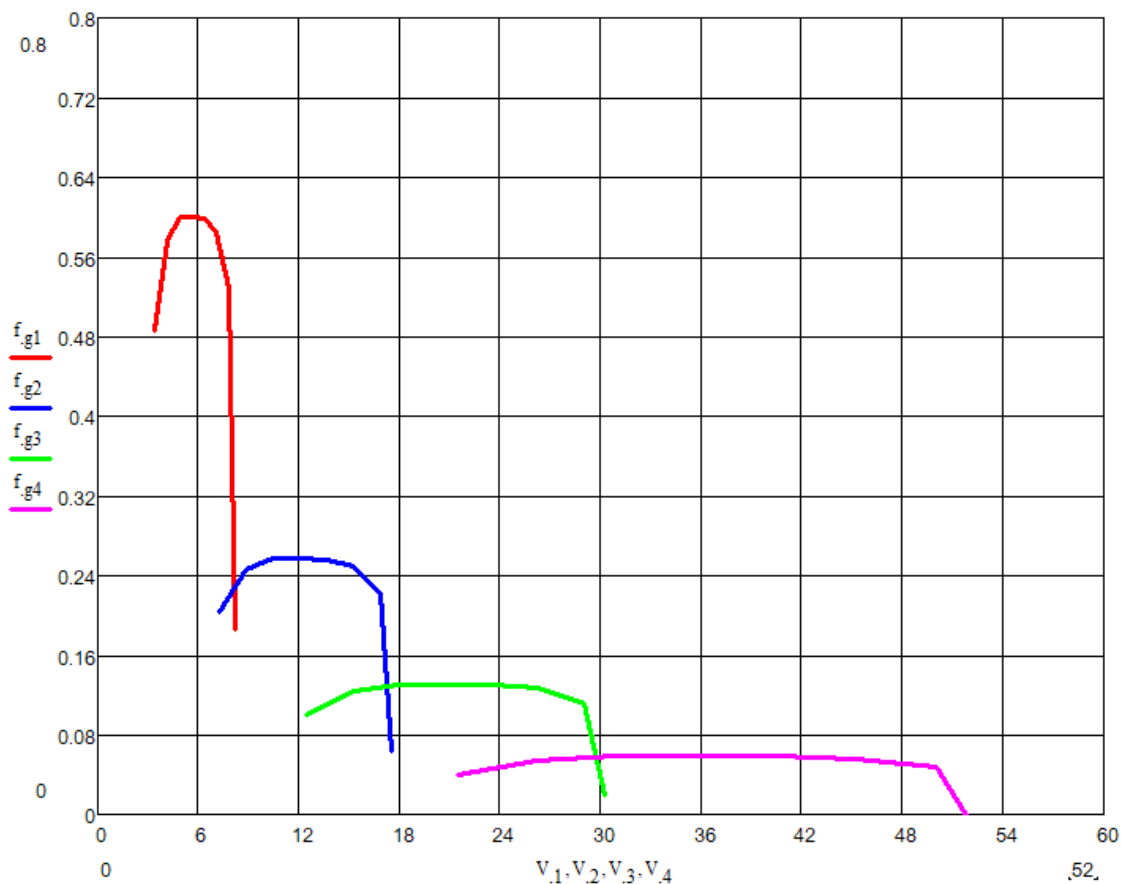


Рисунок 18- Тяговая характеристика гусеничной машины

## 6 Исследование тепловой нагруженности телескопического амортизатора с использованием имитационного математического моделирования

Известно, что запасание энергии толчков и ударов со стороны дороги растягивает во времени взаимодействие гусеничной машины с неровностями частично гася воздействие на корпус [20]. Но все же несколько неровностей к ряду могут повлечь за собой раскачивание корпуса машины, что может в дальнейшем привести к пробую подвески. Во избежание возникновения сильных колебаний корпуса используют демпфирующие элементы, установленные в корпусе БГМ.



В данной научно-исследовательской работе (далее по тексту – НИР) проведено исследование процесса тепловыделения в гидравлическом амортизаторе БГМ.

Полученные в ходе вычислений характеристики можно использовать в дальнейшем для оценки целесообразности применения амортизаторов В рассматриваемых конструкциях выбранных гусеничных машин.

### 6.1 Методика построения и описание математической модели

В данной работе объектом исследования является гидравлический амортизатор для быстроходной гусеничной машины, разработанный на базе амортизатора Т-80. Чертеж объекта исследования представлен на рисунке 17.

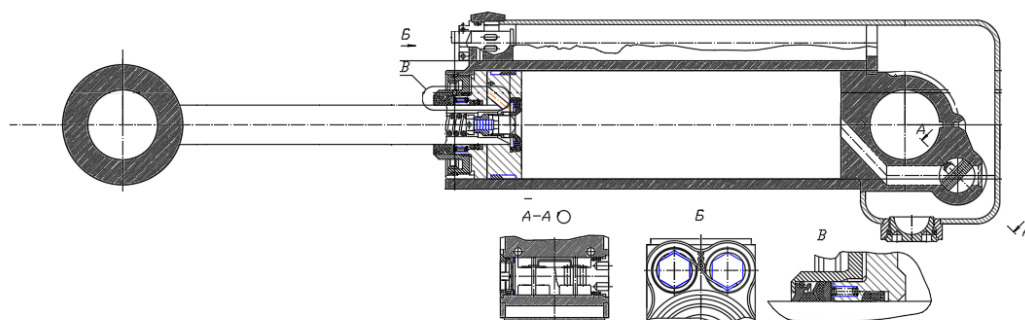


Рисунок 19- Исследуемый амортизатор

На рисунке 18 представлен решатель для дифференциального уравнения второго порядка в программном пакете MATLAB Simulink, составленный в начале моделирования подвески.

$$\ddot{X}m - b\dot{X} - cX = 0 \quad (73)$$

где

$c$  – Соответствует коэффициенту жесткости;

$b$  – Соответствует коэффициенту демпфирования;

$m$  – Соответствует массе исследуемого объекта;

$\ddot{X}$  – ускорение штока поршня демпфирующего элемента;

$\dot{X}$  – скорость штока поршня демпфирующего элемента;

$X$  – путь скорость штока поршня демпфирующего элемента.

Возмущение задается в систему в виде изменения профиля. Далее, вводя в уравнение характеристики исследуемого объекта, представленные на рисунках 21 и 22 и в таблице 11, и характеристики дороги, получаем модель подвески для исследуемого объекта, представленную на рисунке 23.

Таблица 11. Исходные данные исследуемого объекта

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Масса машины, приходящаяся на один опорный каток, кг	m	3125
Масса амортизатора, кг	m_a	20
Удельная теплоемкость стали, Дж/кг*К	ht_steel	487
Температура окружающей среды, с°	T_окр	20
Площадь поверхности амортизатора, м <sup>2</sup>	S	0.247

Таблица 11. Продолжение

Плотность воздуха, кг/ м <sup>3</sup>	Ro_air	1.2
Исследуемая скорость движения, м/с	V	13.889
Длина базы машины, м	D	6.846

Удельная теплоемкость воздуха, Дж/кг*К	ht_air	1005
Удельная жесткость подвески кН/град.	C	164400

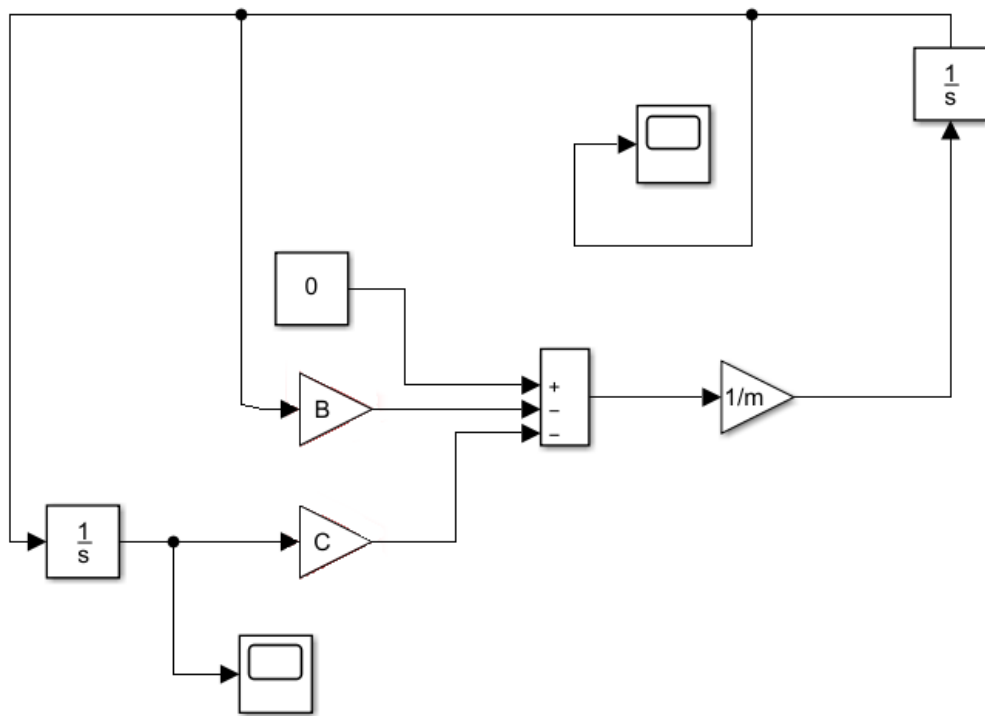


Рисунок 20-Реализация модели решателя дифференциального уравнения второго порядка

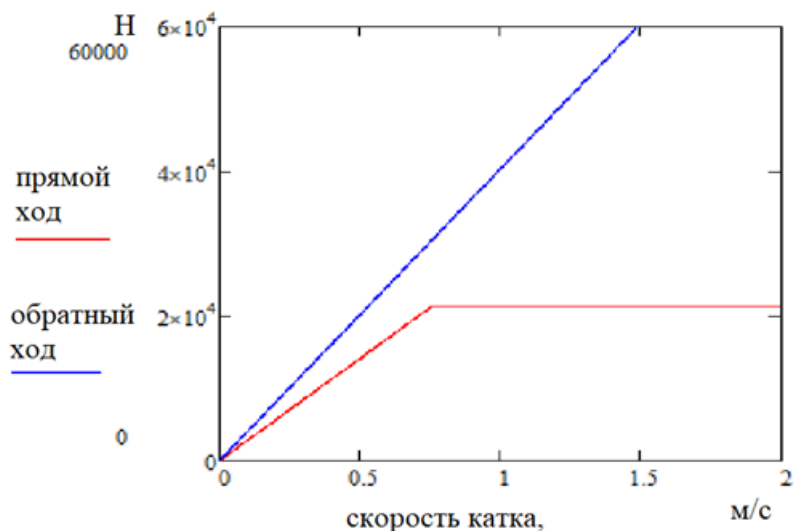


Рисунок 21 – Демпфирующие характеристики

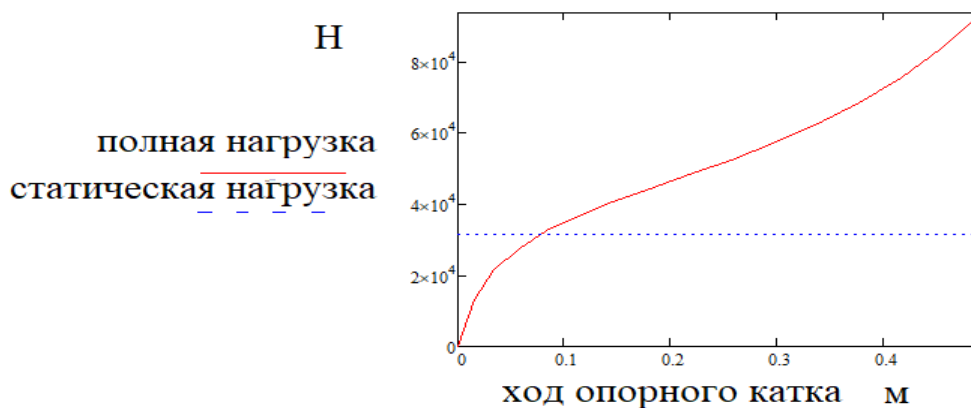


Рисунок 22- Упругая характеристика подвески

Для получения характеристик по нагреву амортизатора рассчитываем интеграл мощности на выходе с демпфирующего элемента. Полученную энергию умножаем на температурный коэффициент и на коэффициент обдува, таким образом получаем прирост температуры в амортизаторе. Далее складываем со значением начальной температуры амортизатора (температура окружающей среды), в итоге получаем температуру амортизатора в конкретный момент времени. Реализация модели решателя, производящего вышеописанные вычисления, представлена на рисунке 21.

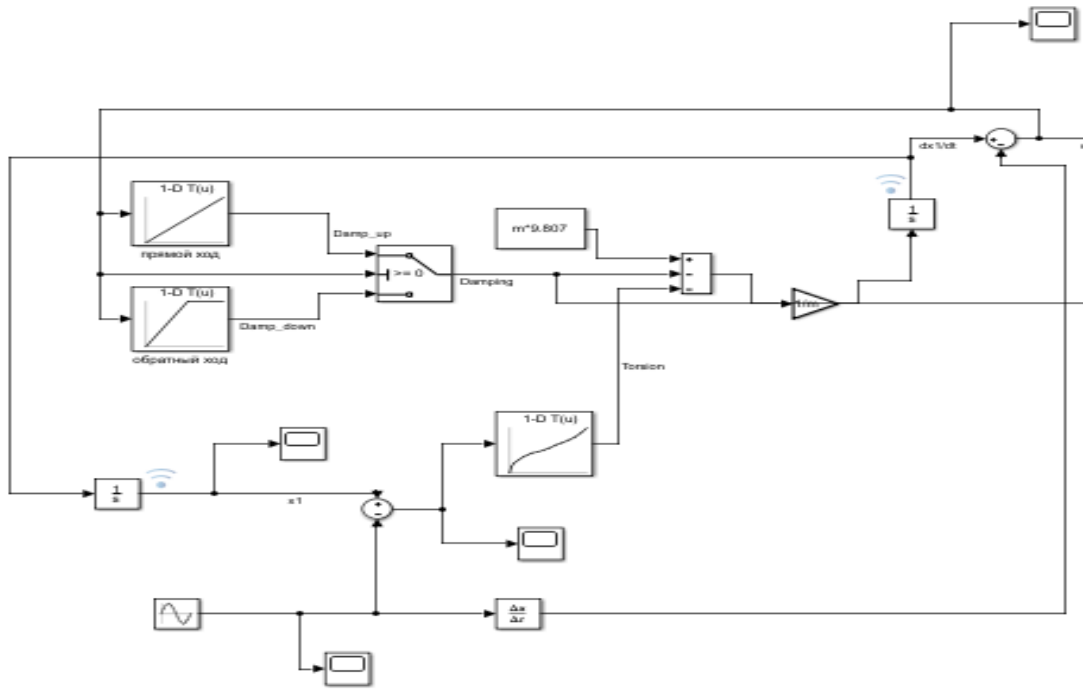


Рисунок 23 – Реализация модели подвески исследуемого объекта

$$\ddot{Z}_1 = \frac{-C1 * (Z1 - a * \sin(\omega t)) - C2 * (Z1 - Z2) - b1 * (\dot{Z}_1 - a * \omega * \cos(\omega t))}{m1}$$

$$\ddot{Z}_2 = \frac{-C2 * (Z2 - Z1) - b2 * (\dot{Z}_1 - \dot{Z}_2)}{m2}$$

$$A = \int W = \left( \int \int \ddot{X} * R \right) - \int \int \dot{X} * R * V * S * ht\_cpct\_air \quad (74)$$

Где:

$A$  – механическая работа, идущая на нагрев амортизатора, Дж;

$\ddot{X}$  – ускорение штока поршня демпфирующего элемента;

$R$  – демпфирующая сила в амортизаторе;

$V$  – скорость БГМ;

$S$  – площадь поверхности амортизатора;

$ht\_cpct\_air$  – удельная теплоемкость воздуха.

$$t = T_{okr} + \frac{A}{ht\_steel} \quad (75)$$

Где:

$T_{okr}$  – температура окружающей среды;

$t$  – температура амортизатора;

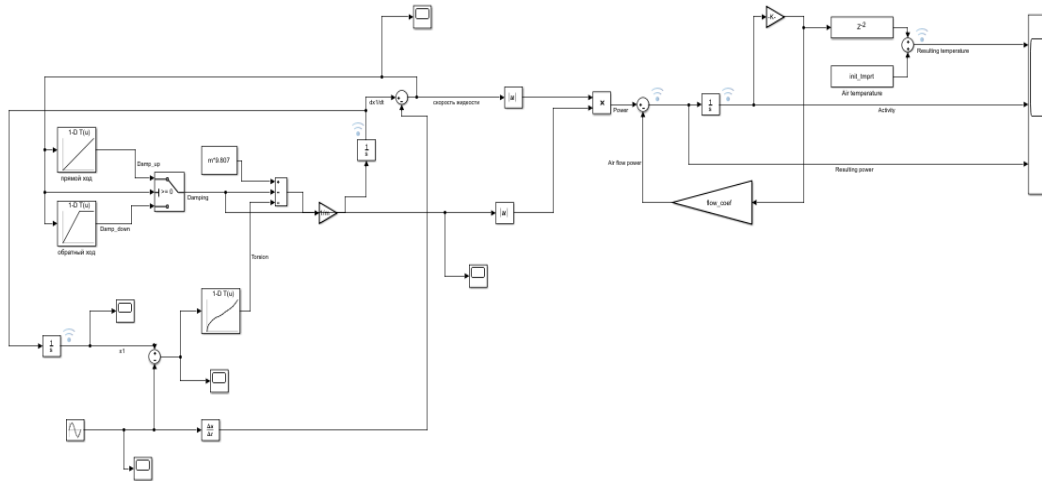


Рисунок 24 – Реализация модели для расчета температуры амортизатора

## 6.2 Описание проводимых вычислительных экспериментов

Перечень рассчитываемых параметров определялся в соответствии с требованиями ОСТ ВЗ-6872-96 «Ходовая часть военных гусеничных и колесных машин. Методы испытаний на плавность хода» [18] [19]. В процессе была рассчитана температура установившегося режима амортизатора в различных режимах нагружения.

Расчёты проводились при моделировании на дороге с твердым покрытием по методике, предусмотренной ОСТ ВЗ-6872-96.

Температура окружающего воздуха по условию расчета  $t = + 20$  °С.

При проведении расчётов на дороге с твердым покрытием движение изделия моделировалось в диапазоне скоростей от 0 км/ч до максимальной скорости в условиях испытаний, равной 50 км/ч, в обоих направлениях по искусственным синусоидальным неровностям со следующими параметрами: высота 0,2 м; расстояния между вершинами неровностей (длины волн) –  $L=6.846$  м (1 база изделия),  $L=10.269$  м (1.5 базы изделия),  $L=13.692$  м (2 базы изделия)  $L=17.115$  м (2.5 базы изделия).

При проведении расчетов при возбуждении колебаний тряски искусственные неровности были треугольной формы с высотой 0,05 м и длиной основания 0.835 м.

Расстояние между вершинами двух соседних неровностей для возбуждения колебаний тряски соответствовало среднеарифметическому расстоянию между опорными катками.

### 6.3 Результаты численного моделирования

На рисунке 23 представлены значения изменения температур на исследуемых режимах движения, полученные результаты проведенного моделирования.

На графике показано, что  $\Delta t_1$  – значения прироста температур для движения по периодическим неровностям длиной 10.269 м (1.5 базы изделия), высотой 0.2 м,  $\Delta t_2$  – значения прироста температур для движения по периодическим неровностям длиной 13.692 м (2 базы изделия), высотой 0.2 м,  $\Delta t_3$  – значения прироста температур для движения по периодическим неровностям длиной 17.115 м (2.5 базы изделия), высотой 0.2 м,  $\Delta t_4$  – значения прироста температур для движения по периодическим неровностям длиной 1 м (среднее арифметическое расстояние между центрами опорных катков), высотой 0.05 м,  $\Delta t_5$  – значения прироста температур для движения по периодическим неровностям длиной 6.846 м (1 база изделия), высотой 0.2 м.

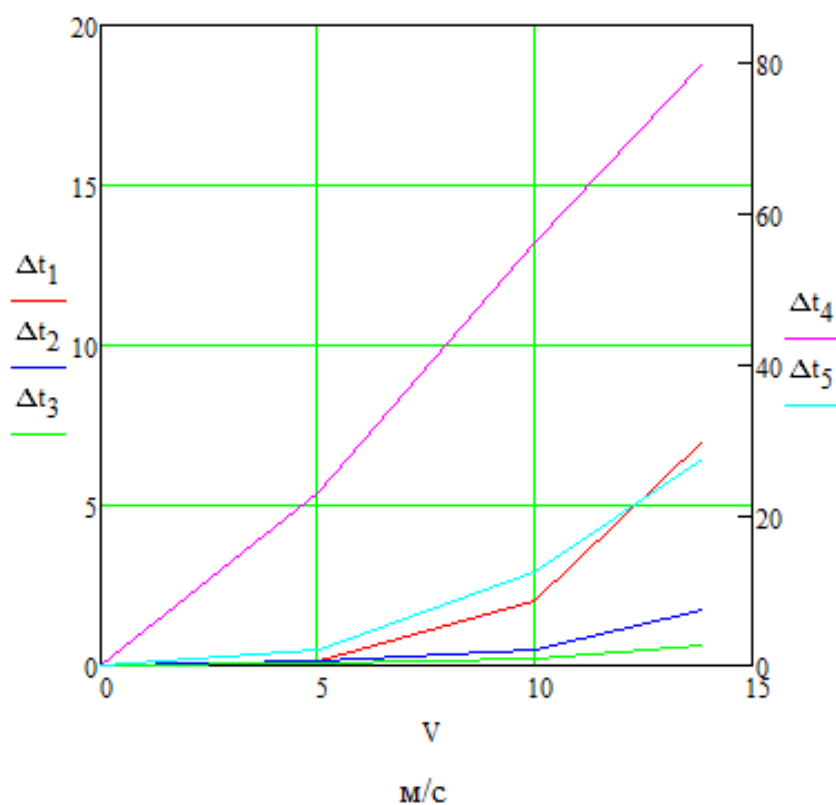


Рисунок 25- Изменение температуры амортизатора

#### **6.4 Вывод**

На основании проведенных расчетов изменения температуры амортизатора БГМ в среде программирования MATLAB Simulink, можно сказать, что температура амортизатора значительно возрастает при увеличении скорости движения БГМ по высокочастотным периодическим неровностям.

В результате проделанной работы, была разработана блок-схема математической модели для части подвески БГМ, позволяющая произвести расчет изменения температуры амортизаторов.

### **7 Исследование тепловой напряженности массивных шин опорных катков быстроходных гусеничных машин**

В работе приводятся результаты теоретического и экспериментального исследования тепловой напряженности шин опорных катков быстроходных гусеничных машин. Анализируется существующая методика расчета тепловой напряженности шин опорных катков, выявляются явления, не учитываемые в данной методике, но оказывающие существенное влияние на изменение температуры внутренних слоев массивных шин быстроходных гусеничных машин. Приводится пример расчета температуры массивной шины с использованием программного пакета Matlab Simulink.

#### **7.1 Описание проблемы**

Повышение подвижности транспортных средств является актуальной проблемой. Для ее решения в современных машинах увеличивается мощность двигателя, совершенствуются свойства трансмиссии, движителя, систем подрессоривания и управления движением. Однако реализация потенциальных скоростных свойств быстроходных гусеничных машин ограничивается рядом не исследованных ранее динамических явлений, возникающих при взаимодействии гусеничного движителя с опорной поверхностью [22],[27], [26] и приводящих, в частности, к ограничению долговечности элементов конструкции движителя вследствие высоких динамических и температурных перегрузок, потере устойчивости движения машины и т.д. Движение гусеничных машин



осуществляется в основном вне дорог, на неподготовленных природных территориях, начиная от пустынного песка до мягкой грязи и заканчивая снегом [28]. Однако при движении по твердой поверхности – мерзлый грунт, каменная дорога и др. возникают динамические явления, существенно ограничивающие ресурс элементов движителя.

Проблема взаимодействия движителя гусеничных машин с рельефом местности всегда привлекала значительное внимание исследователей. Новаторские работы были основаны прежде всего на эмпирическом подходе к предмету исследования. Первые публикации в этой области были сделаны Беккером [29], а затем Уилером [30], Вонгом [31] и другими учеными. Беккер является инициатором широких исследований системы «движитель – опорная поверхность», [6] создали полуэмпирические модели взаимодействия движителя с местностью, которые являются основой террамеханики гусеничных транспортных средств. В своей работе они упростили процесс взаимодействия между движителем с опорной поверхностью, рассматривая опорный каток, как жесткую опору.

Вонг [31] описал более сложную модель, в которой гусеница предполагалась «гибкой». В работе [32] гусеница также моделируется как гибкая и нерастяжимая нить. Данные математические модели позволяют описать взаимодействие гусеницы с опорным основанием.

Галастис [33] описал метод, который позволяет прогнозировать динамические нагрузки, возникающие в движителе быстроходных гусеничных машин. Ли и соавторы [34] описали взаимодействие между звеньями гусеницы и другими элементами движителя, такими как опорные катки. Они представили результаты компьютерного моделирования крупномасштабной гусеничной машины со шестнадцатью степенями свободы.

Уилер [37] представил компьютерную программу, которая позволяет имитировать динамику движения гусеничной машины. Современные разработки компьютерных методов и все более передовых технологий дают возможность проводить точное моделирование больших и сложных систем. Таким образом, [38] представил модель взаимодействия «опорный каток - гусеница - опорное основание»

на основе метода конечных элементов. Модель представляет собой сегмент гусеницы, который взаимодействует с опорной поверхностью и опорными катками при представлении гусеницы в виде непрерывной ленты с жесткими связями. В работе задействован так называемый силовой «суперэлемент», который включает в себя гусеничный сегмент, два опорных катка и грунт под гусеницей между опорными катками. Санду и Фриман [37] использовали метод моделирования «суперэлементов» для высокоскоростных военных гусеничных машин, предполагая, что гусеничная цепь может быть смоделирована как непрерывная гибкая нить.

Анализ математических моделей блока подвески ОК гусеничной машины позволяют изучать движение как линейной или нелинейной механической системы при детерминированном или случайном возмущении, определять закономерности, отражающие связь кинематических и силовых параметров с особенностями конструкции системы поддресоривания в характерных условиях движения, нагруженность элементов [23]. При этом, как указывалось выше, принимается допущение, что гусеница является деформируемой однородной лентой, хотя в трудах В.П. Аврамова [40] отмечено существенное влияние звенчатости гусеницы на динамику движения опорных катков. Однако исследования построены на основе кинетостатических моделей, по сути геометрии движения ОК по ОБД, без учета инерционных и упруго-демпфирующих, т.е. динамических свойств системы. Динамика взаимодействия упругой шины с металлической беговой дорожкой как нелинейной системы рассмотрена в работе [35] [26] [39]. При этом в модели учтено влияние нелинейного упругого взаимодействия с учетом диссипации энергии. Модель контактного взаимодействия «шина опорного катка– ОБД», в том числе в зоне шарниров траков составлена приближенно, на основе статических данных без учета качения и колебания нагрузки. Из зарубежных авторов наибольший интерес представляет работа [36, 41] в которой исследование проводится на основе конечно-элементной модели. В действительности процесс взаимодействия шины с ОБД носит более сложный характер. Однако в анализируемых источниках исследование ведется по качественным зависимостям, принимая вертикальные ускорения оси ОК в виде гармонических или постоянных функций, не учитывается скорость

деформации и релаксация материалов, т.е. поглощающая и сглаживающая способность. Это приводит к значительному расхождению (до 50%) амплитуд ускорения, а резонансные режимы имитируются недостаточно точно.

Таким образом, проведенный анализ показал, что известные модели описывают взаимодействие движителя с опорным основанием при движении, как правило, по деформируемому грунту, когда контакт первого опорного катка с сегментом гусеницы приводит к погружению траков гусеницы в грунт. Следующие опорные катки двигаются по относительно ровной поверхности гусеницы. В таких условиях жесткость взаимодействия шины опорных катков и обрешиненной беговой дорожки гусеницы не существенно влияет на характер формирования динамической нагрузки, действующей на опорный каток. Однако поведение системы, процесс формирования динамических нагрузок в гусеничном движителе существенно отличаются при движении гусеничной машины по малодеформируемому основанию.

Следует отметить, что большинство современных быстроходных гусеничных машин (БГМ) оснащаются гусеницами с обрешиненной беговой дорожкой переменной толщины эластичного слоя. Принято считать, что такое решение ограничивает погонную массу, уменьшает зависимость прочности от износа, снижает уровень теплонапряженности шин и акустических излучений. Выбор параметров шин опорных катков и обрешиненной беговой дорожки гусениц осуществляется из условия обеспечения несущей способности и ограничения температурного режима в течение требуемого ресурса. При эксплуатации машин с обрешиненной беговой дорожкой (ОБД) гусеницы по дорогам с малодеформируемым основанием (скалистый грунт, мерзлый грунт, обледенелая зимняя дорога, разбитый асфальт, бетон и др.) характер взаимодействия шины с траком крайне не стабилен, вплоть до отрыва ОК от поверхности ОБД из-за изменения уровня элементов профиля беговой дорожки [41, 26].

Опорные катки с массивными резиновыми шинами нашли широкое применение в конструкции гусеничного движителя современных быстроходных гусеничных машин (БГМ). Резиновые шины снижают динамические нагрузки на

гусеницу, подшипниковый узел опорного катка, детали системы подрессоривания. Кроме того, применение опорных катков с наружными массивными резиновыми шинами способствуют снижению шума при движении машины.

При качении опорного катка по беговой дорожке гусеницы участки шины попеременно сжимаются и разжимаются, что, вследствие внутреннего трения, приводит к повышению температуры шины. В соответствии с условиями работы шины, ее эксплуатационные качества оцениваются следующими показателями :

- средним удельным давлением на поверхности контакта между шиной и беговой дорожкой гусеницы;
- максимальной температурой нагрева шины в установившемся процессе тепловыделения и теплообмена при движении машины с максимальной скоростью.

Для обеспечения работоспособности, шин эти показатели не должны превышать допустимые значения выбранной марки резины и клея. В случае превышения удельного давления выше допустимого происходит усталостное разрушение резинового массива, а при превышении температуры нагрева - расслаивание шины или отслаивание ее от обода опорного катка (рис.26).



## Рисунок 26-Опорный каток БГМ с разрушенным резиновым массивом

Целью данной работы является теоретическое исследование тепловой напряженности массивных резиновых шин опорных катков.

Для достижения поставленной цели решаются следующие задачи:

– на основе сравнения экспериментальных данных и существующей методики расчета тепловой напряженности шин опорных катков БГМ обосновывается необходимость совершенствования как методики расчета тепловой напряженности шин, так и методов экспериментального определения температуры внутренних слоев;

- разрабатывается математическая модель в программном пакете Matlab Simulink, обосновывающая необходимость усовершенствования существующей методики расчет.

Экспериментальные исследования проводились в лаборатории кафедры гусеничных машин Курганского Государственного Университета с использованием поверенного высокоточного измерительного оборудования – измерительного комплекса на базе аналого-цифрового преобразователя (АЦП) L-Card E4-440 и комплекта датчиков для измерения виброускорений и температуры.

### **7.2 Обоснование необходимости совершенствования методики расчета тепловой напряженности шин опорных катков БГМ**

Существующая в настоящее время методика расчета тепловой напряженности шин опорных катков разработана в сороковых годах прошлого века Козловым А.Г. и подробно изложена в работах [21, 39]. Температура массивной шины определяется на основе расчетной схемы (рис. 25)

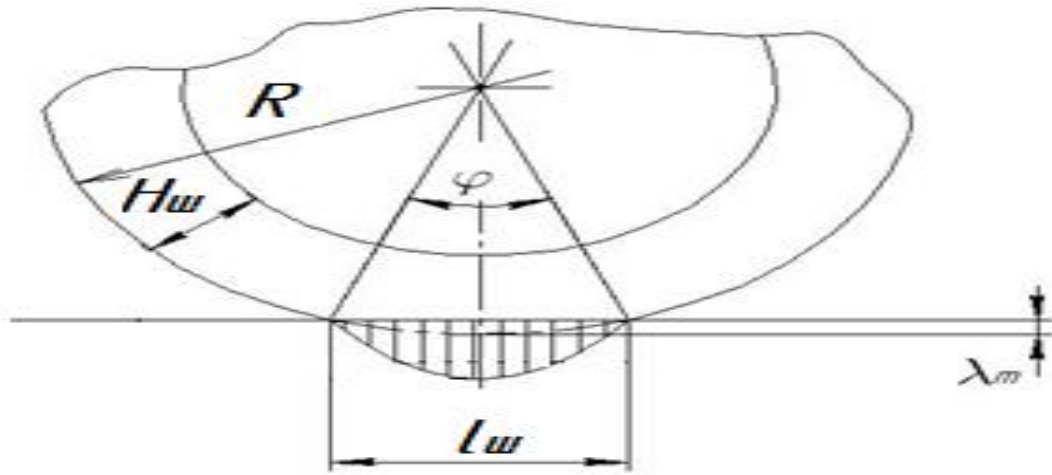


Рисунок 27 – Схема расчета резиновой шины опорного катка по следующей зависимости:

$$T = t_{\text{в}} + \frac{Q}{\alpha F_{\text{ш}}} \quad (76)$$

где  $t_{\text{в}}$  – температура окружающего воздуха,  $K$ ;  $Q$  – количество тепла, выделяемое в массивной шине за 1 с работы,  $Дж$ ;  $\alpha$  – коэффициент теплоотдачи от резины к воздуху,  $Вт/(м^2 \cdot K)$ .

Количество тепла  $Q$  определяется величиной диссипации энергии в процессе упругой деформации шины опорного катка и учитывается коэффициентом  $\psi$  внутреннего трения резины,  $\psi = 0.25 \dots 0.5$ :

$$Q = \frac{\psi A n}{60}, \quad n = \frac{60V}{3.6\pi R}, \quad (77)$$

где  $n$  – частота вращения опорного катка,  $об/мин$ ;  $V$  – скорость движения машины,  $км/ч$ ;  $A$  – работа деформации массивной шины за один оборот опорного катка

$$A = \pi q_m \lambda_m b_{\text{ш}} R \left(1 - \frac{\lambda_m}{2R}\right) \quad (78)$$

Коэффициенты, входящие в данное выражение, рассчитываются следующим образом:

$$\lambda_m = \frac{l_{\text{ш}}^2}{8R} \quad (79)$$

– максимальная деформация массивной шины,  $м$ ;

$$l_{\text{ш}} \approx 2 \sqrt[3]{\frac{H_{\text{ш}}}{R}} \sqrt{\frac{RP_{\text{ш}}}{E_p b_{\text{ш}}}} \quad (80) - \text{длина хорды, по которой происходит контакт шины и}$$

беговой дорожки гусеницы, м ;  $q_m = \frac{4P}{\pi b_{\text{ш}} l_{\text{ш}}}$  - максимальное удельное давление в контакте шины с обрешиненной беговой дорожкой, Па.

Как следует из анализа расчетной схемы и математических зависимостей, температура массивной шины определяется без учета звенчатости гусеничного обвода. Удельное давление в контакте не является постоянным, а меняется в соответствии с «траковой» частотой. При воздействии на массивную шину постоянной статической нагрузки удельное давление в контакте не является постоянным, а меняется в соответствии с «траковой» частотой, что приводит к изменению периодическому деформации массивной шины, а также и к периодическому изменению жесткости массивной шины. Результатом этого является возникновение параметрических колебаний, с периодически изменяемым параметром  $C$  – жесткость (рис. 26).

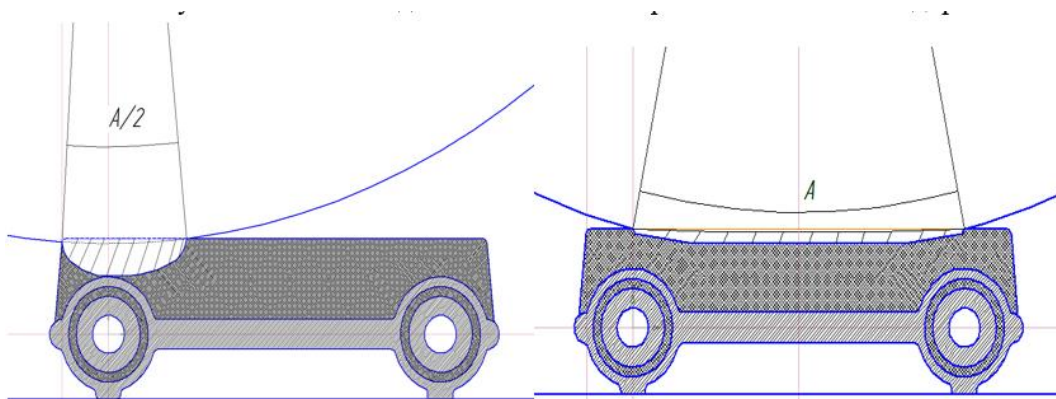


Рисунок 29 – Пятно контакта и деформация в зоне шарниров траков

При движении машины виброускорения имеют высокочастотный характер, их амплитуды на определенных скоростях движения машины достигают 30g. Что свидетельствует о возникновении резонанса. Что подтверждается результатом экспериментального исследования (рис. 30).

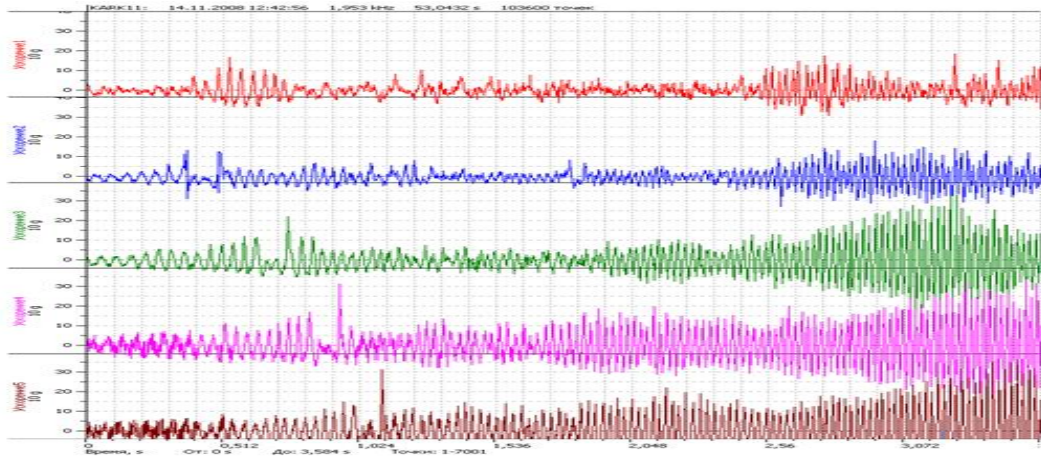


Рисунок 30 – Фрагмент осциллограммы изменения ускорений по каткам БГМ

На рис. 31 показана амплитудно-скоростная зависимость для одного из опорных катков. Исходя из рисунка, можно сказать, что возникшая при 10 м/с (36 км/ч) амплитуда соответствует амплитудам, возникающим на «траковых» частотах.

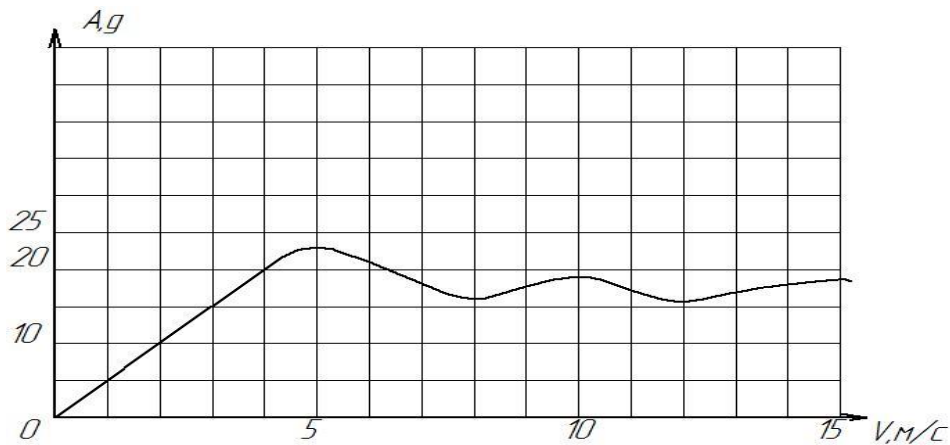


Рисунок 31 – Зависимость амплитуды виброускорений катка от скорости движения машины

Полученные результаты позволяют выдвинуть гипотезу о возникновении параметрического резонанса, что приводит к появлению высокой температурной напряженности шин опорных катков вследствие действия при движении по твердым грунтам дополнительной, не учитываемой ранее, динамической нагрузки с «траковой» частотой  $\omega = 2\pi V/t_2$ ,

где  $\omega$  – траковая частота,  $rad/c$ ;

$V$  – скорость машины,  $м/с$ ;

$t_2$  – шаг гусеницы,  $м$ .



Возникающие динамические и являются причиной малого ресурса элементов ходовой части БГМ. (Рис.30 Рис.31 Рис. 32)



Рисунок 32- Разрушенный экспериментальный опорный каток из композитного материала снегоболотохода ТМ-140



Рисунок 33- Каток БМД-4М с поврежденной массивной шиной



Рисунок 34- поврежденные балансиры БГМ

Устойчивость параметрических колебаний можно ценить аналитически с использованием диаграммы Айнса-Стретта (рис.35).

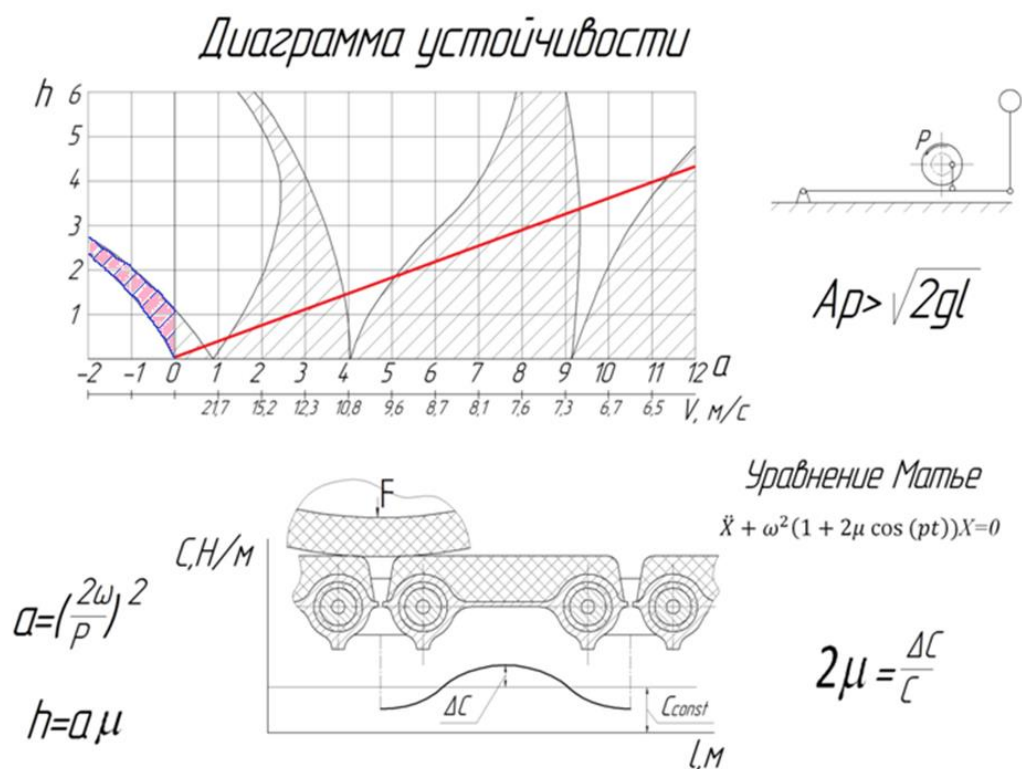


Рисунок 35 –Диаграмма Айнса-Стретта

Как видно из представленной диаграммы, колебания опорных катков теряют устойчивость при скоростях равных 21,7 м/с, 10,8 м/с, 7,3 м/с,

С учетом суммарной массы опорного катка, подшипникового узла и части балансира (от 36 до 45 кг в зависимости от применяемых материалов), в соответствии с формулой:

$$\text{сила} = \text{масса} \times \text{ускорение}$$

Высокочастотная (до 140 Гц) нагрузка (дополнительно к статической) достигает по амплитуде величины статической нагрузки ( $36\text{кг} \times 30g \sim 1000\text{кгс}$ ).

Отсюда следует вывод, что реальная температура массивной шины будет существенно отличаться, от температуры, рассчитанной по существующей методике.

Ранее выполненные измерения температуры в массивных шинах опорных катков БГМ показали существенную неравномерность распределения температурного поля в различных слоях массивной шины (рис. 34).

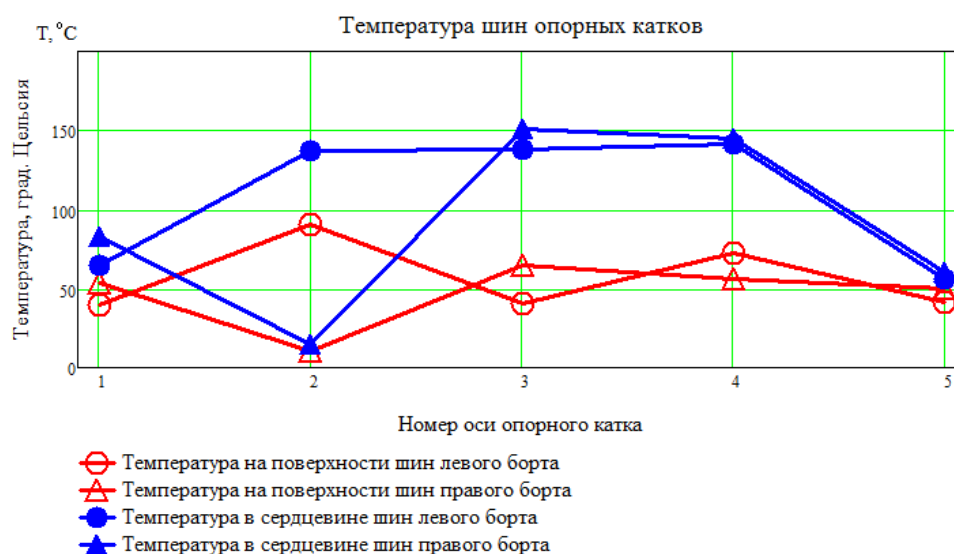


Рисунок 36 – Распределения температуры внутри массивных шин и на ее поверхности

### 7.3 Описание проводимых численных экспериментов

В данной работе объектом исследования является массивная шина быстроходной гусеничной машины. Ниже представлена условная схема

подвески(рис.35).

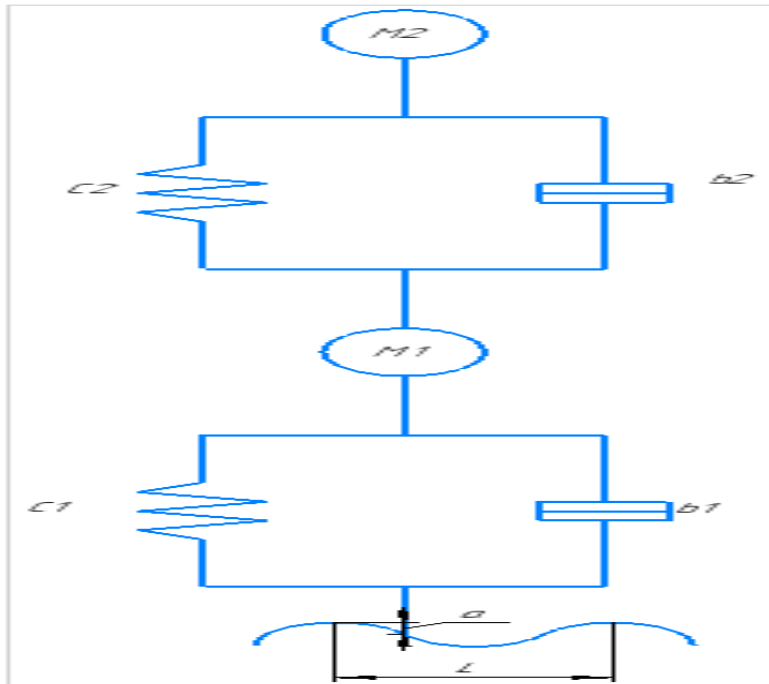


Рисунок 37-расчетная схема подвески для опорного катка

При расчете температур используются следующие параметры (Табл.12):

Таблица 12. Параметры расчета температуры массивной шины

Обозначение переменной	наименование	значение
C1	жесткость подвески	3000000
C2	статическая жесткость массивной шины	47000
M1	масса катка кг	35
M2	масса машины, приходящаяся на один каток	1800
V	исследуемые скорости движения машины , м./с.	4 ; 7 ; 20
L	Длина трака гусеницы, м	0.15
w	Траковая частота	$2 \cdot \pi \cdot V/L$
a	деформация массивной шины, м	0.001

b	коэффициент диссипации в резине	1600
mss_tire	масса резины, нагреваемой в момент времени кг	0.336
ht_cpct_rubber	удельная теплоемкость резины, J/kg*С	1420
tmprt_kfcent = 1 / (mss_tire * ht_cpct_rubber )		
init_tmprt	температура потоков воздуха, С	20
A_heatexchange	площадь поверхности охлаждения м <sup>2</sup>	0.002
ro_air	плотность kg/m <sup>3</sup>	1.2

Таблица 12. Продолжение

ht_cpct_air	удельная теплоемкость воздуха, J/(kg*deg)	1005
flow_coef = V * A_heatexchange * ro_air * ht_cpct_air	коэффициент охлаждения воздухом	

При расчете температур необходимо на начальном этапе рассчитать ускорения катка  $\ddot{Z}_1$  при движении машины.

$$\begin{cases} \ddot{Z}_1 = \frac{-C1 * (Z1 - a * \sin(\omega t)) - C2 * (Z1 - Z2) - b1 * (\dot{Z}_1 - a * \dot{\omega} * \cos(\omega t))}{m1} \\ \ddot{Z}_2 = \frac{-C2 * (Z2 - Z1) - b2 * (\dot{Z}_1 - \dot{Z}_2)}{m2} \end{cases} \quad (81)$$

Далее считаем работу нагрева:

$$A = \int W = (\int \int \ddot{Z}1 * b) - \int \int \dot{Z}1 * b) * V * S * ht\_cpct\_air \quad (82)$$

Где:

$A$  – механическая работа, идущая на нагрев шины, Дж;

$\ddot{X}$  – ускорение опорного катка;

$R$  – демпфирующая сила в массивной шине;

$V$  – скорость БГМ;

$S$  – площадь поверхности массивной шины;

$ht\_cpct\_air$  – удельная теплоемкость воздуха.

$$t = T_{окр} + \frac{A}{ht\_cpct\_rubber} \quad (83)$$

Где:

$T_{окр}$  – температура окружающей среды;

$t$  – Температура массивной шины;

На рисунке 36 представлена математическая модель, позволяющая рассчитать температуру массивной шина с учетом возникновения резонанса.

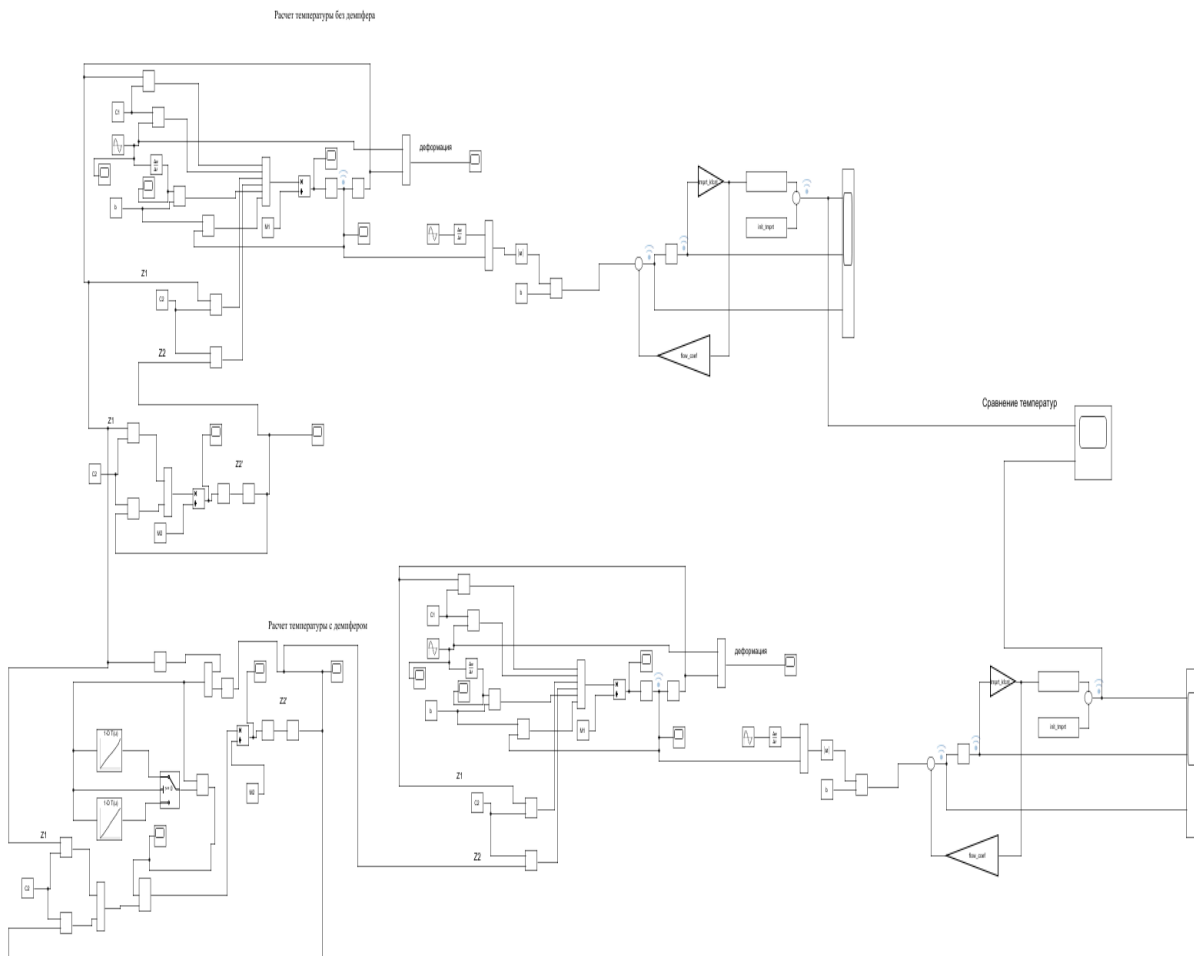


Рисунок 38-модель, разработанная в программном пакете Matlab Simulink.

Расчеты проводились для скоростей машины равных 4 ; 5 ; 20 м/с. Расчетное время 720 секунд .Результаты этих расчетов представлены на рисунках 40, 41 и 42.

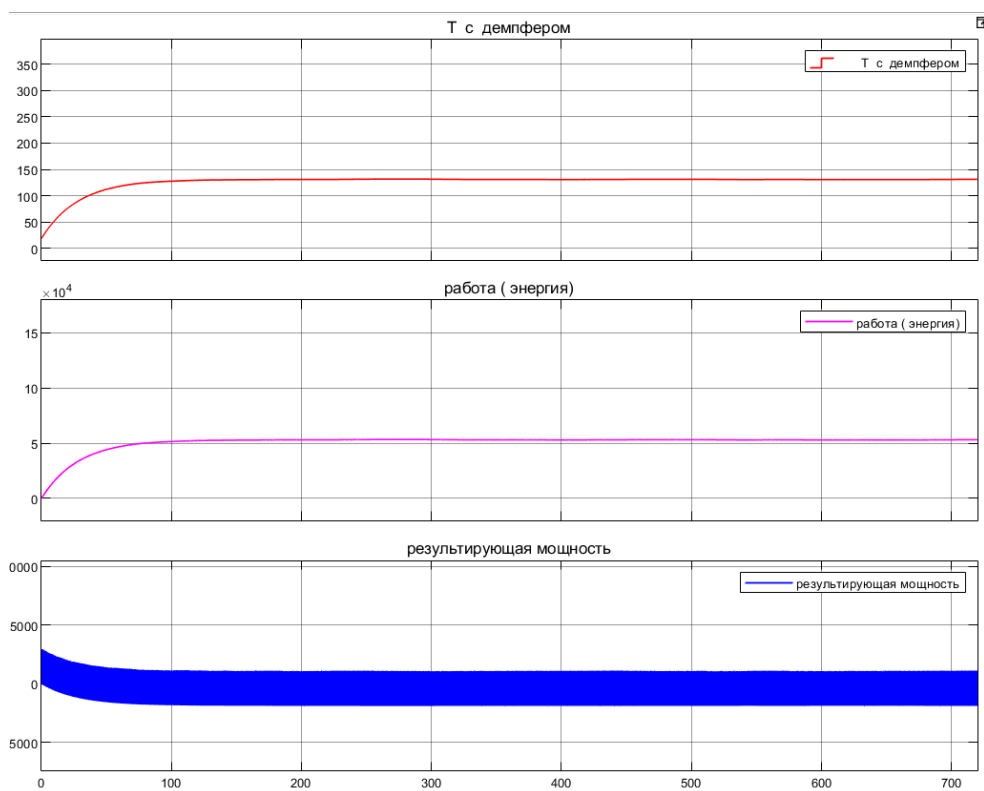


Рисунок-39 результаты расчетов температур при скорости движения 7 м/с

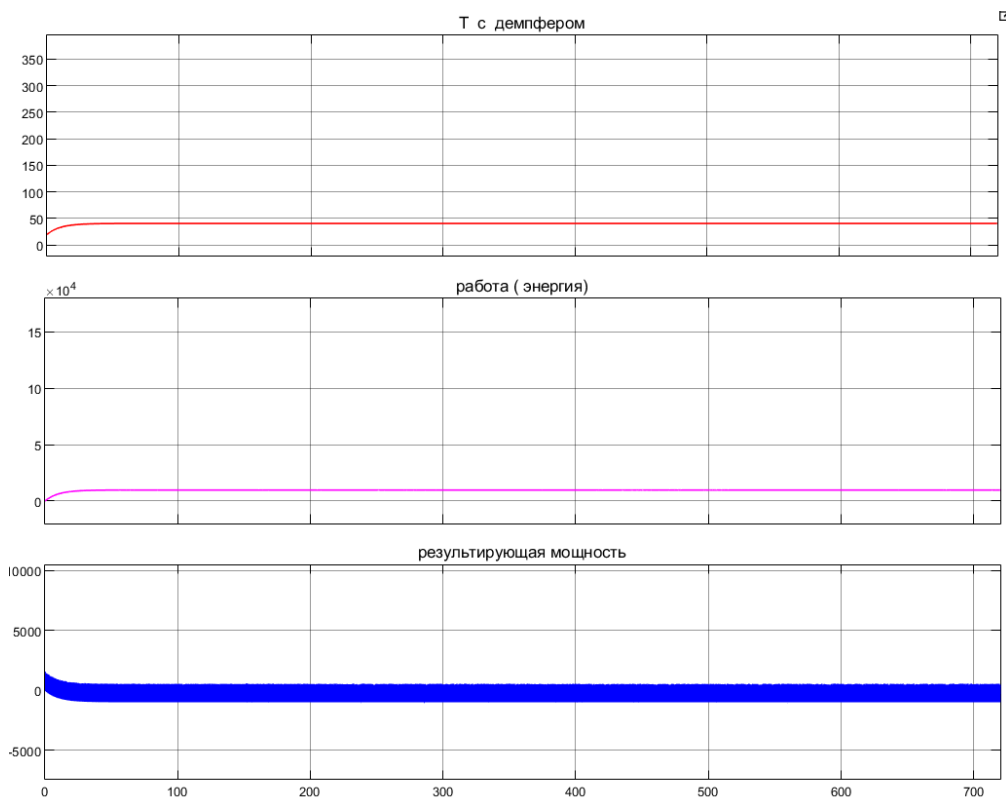


Рисунок 41- результаты расчетов температуры массивной шины при скорости движения 20 м/с

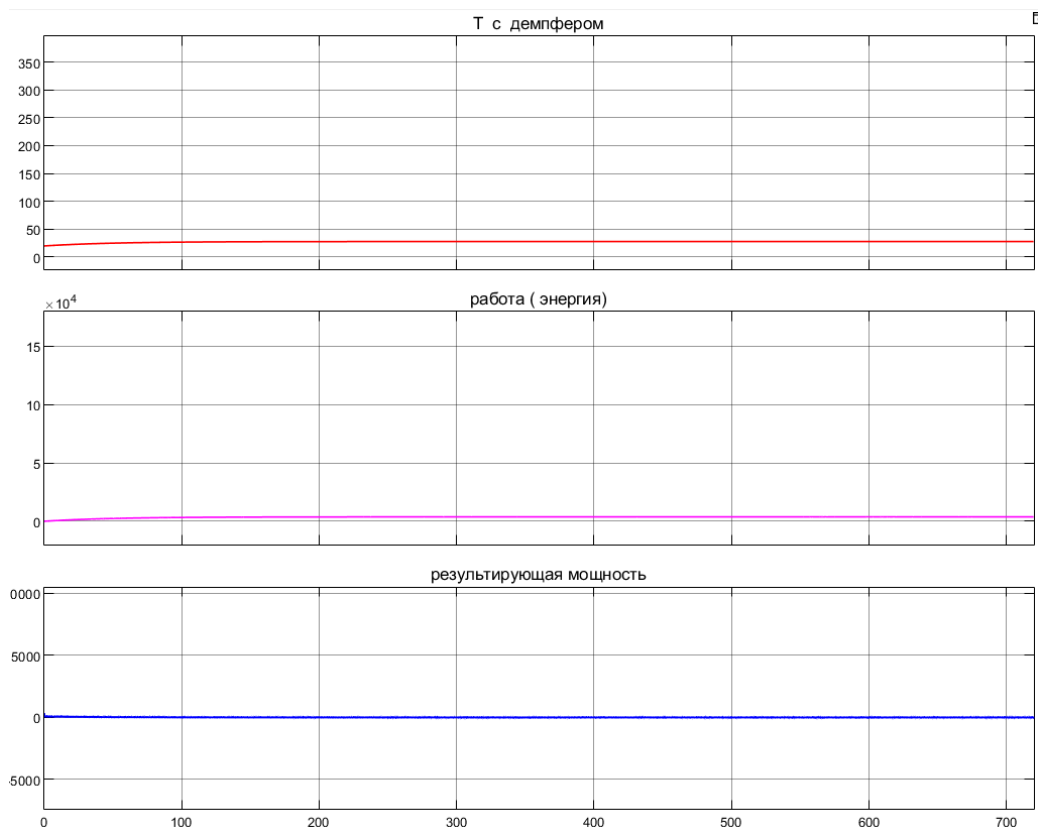


Рисунок 42- результаты расчета температуры массивной шины при скорости 4 м/с.

#### 7.4 Выводы

В данной части выпускной квалификационной работы обоснована необходимость усовершенствования методики расчета температур массивных шин опорных катков БГМ. Из результатов расчетов температуры массивной шины в процессе движения БГМ, делается вывод, что при резонансных режимах движения возникает значительный перегрев массивной шины

На основании проведенных расчетов изменения температуры амортизатора БГМ в среде программирования MATLAB Simulink, можно сказать, что температура амортизатора значительно возрастает при увеличении скорости движения БГМ по высокочастотным периодическим неровностям.

В результате проделанной работы, была разработана математическая модель для части подвески БГМ, позволяющая произвести расчет изменения температуры амортизаторов. А также выдвинута гипотеза о возникновении параметрического резонанса, что приводит к по высокой температурной напряженности шин опорных



катков вследствие действия при движении по твердым грунтам дополнительной, не учитываемой ранее, динамической нагрузкой.

## **8 Расчет напряженно-деформированного состояния балансира**

Одним из высоконагруженных элементов ходовой части быстроходных гусеничных машин является балансир, который передавая усилия от опорного катка на корпус машины, закручивает торсионный вал.

Балансир представляет собой рычаг, служащий для преобразования вертикального движения катка во вращательное движение головки торсиона. Балансир состоит из рычага балансира и двух осей: верхней, устанавливаемой в корпус, и нижней – оси катка. Исключение составляет балансиры танков Т 80 и Т-64 которые вместо верхних осей имеют цилиндрические корпус-обоймы. В качестве верхних осей балансиров в Т-80 и Т-64 используются кронштейны, установленные в корпус ГМ.

Балансиры изготавливаются ковкой или штамповкой как цельными, так и составными. Например, ось балансира ГМ-569 изготавливается отдельно и соединяется с балансиром посадкой с натягом и сваркой. На легких машинах используется также конструкция, в которой ось катка, ось балансира и тело балансира изготавливаются отдельно из проката и соединяются посадками и сваркой.

Ось катка имеет посадочные места под внутренние кольца подшипников катка. Для снижения массы конструкции в оси катка выполняется отверстие, закрываемое заглушкой для предотвращения излишнего расхода смазки. Из соображений технологичности ремонта и восстановления рабочую поверхность манжетных уплотнений изготавливают в виде напрессованной на ось катка втулки. При ремонте изношенная, с выработками от манжет, втулка срезается и заменяется новой. В противном случае необходимо восстанавливать ось катка наплавкой с последующей механообработкой и термоупрочнением.

Рычаг балансира может иметь постоянное (например, круглое) сечение или переменное, обеспечивающее равномерную прочность. Для снижения массы конструкции в теле балансира может выполняться отверстие, не влияющее на изгибную прочность балансира. Также на балансире предусмотрена специальная площадка или палец, запрессованный в отверстие оси катка, для упора в ограничитель хода (отбойник). Палец также используется для установки домкрата при вывешивании опорного катка [24].

Нагрузки, возникающие при движении быстроходной гусеничной машины, приводят как к повышенным динамическим нагрузкам в ходовой части, так и к

высоким объемным напряжениям, действующим в балансире. Целью данной работы является исследование напряженно-деформированного состояния балансира при воздействии максимальных нагрузок, снятых с упругой и демпфирующей характеристик разрабатываемой гусеничной машины.

### **8.1 Создание модели для расчета напряженно-деформированного состояния**

Для создания геометрии исследуемого балансира (рисунок 40, 41) был использован SOLIDWORKS 2017 (23).

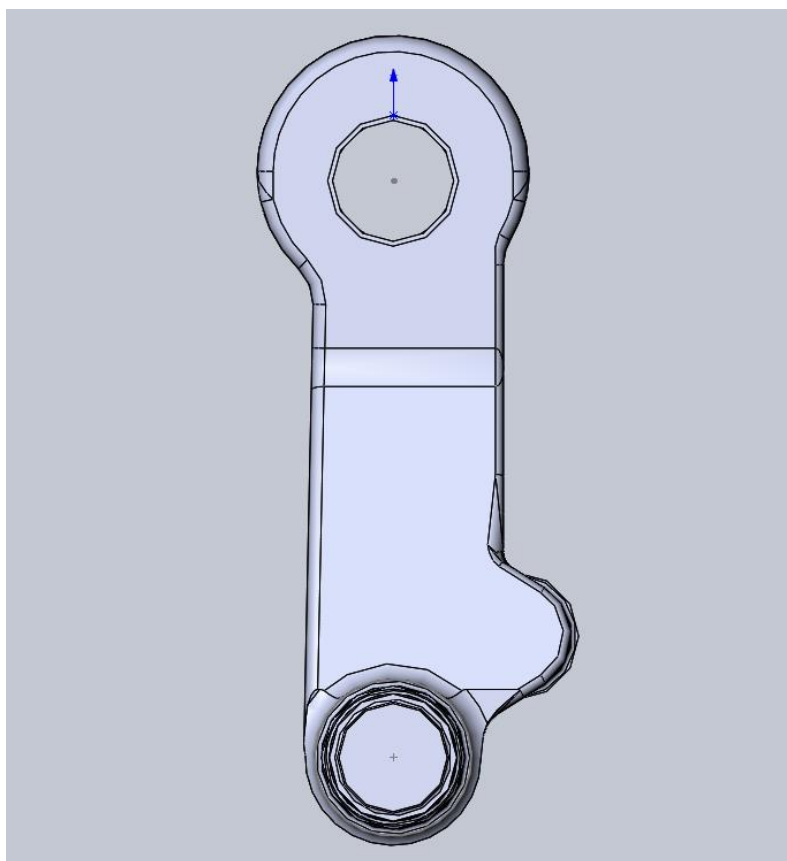


Рисунок 42- Геометрия балансира. Вид слева

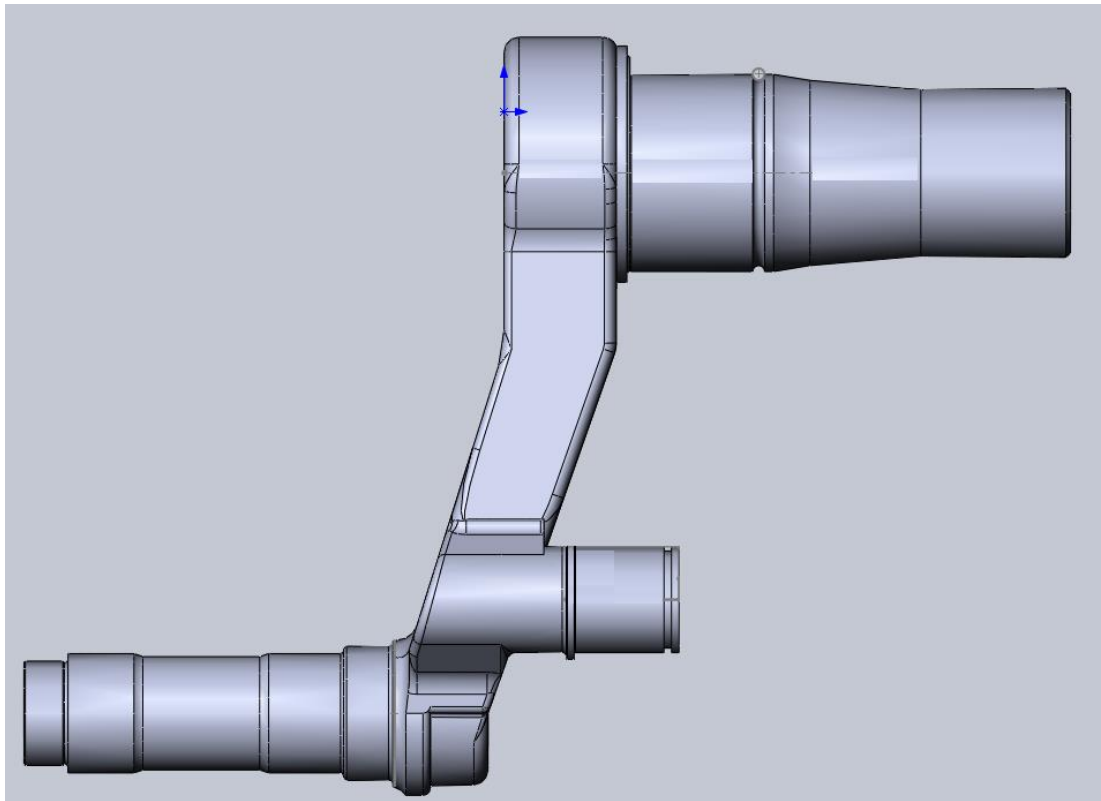


Рисунок 43- Геометрии балансира. Вид справа

Далее для работы с разработанной геометрией в программе Ansys Workbench необходимо переформатировать геометрию [25]. Меняем формат файла с SLD PRT на STEP и загружаем полученную геометрию в Ansys Workbench.

Выбираем геометрию детали, устанавливаем тип сетки и размер конечного элемента и генерируем сетку. Результаты генерации сетки приведены на рисунке 44.

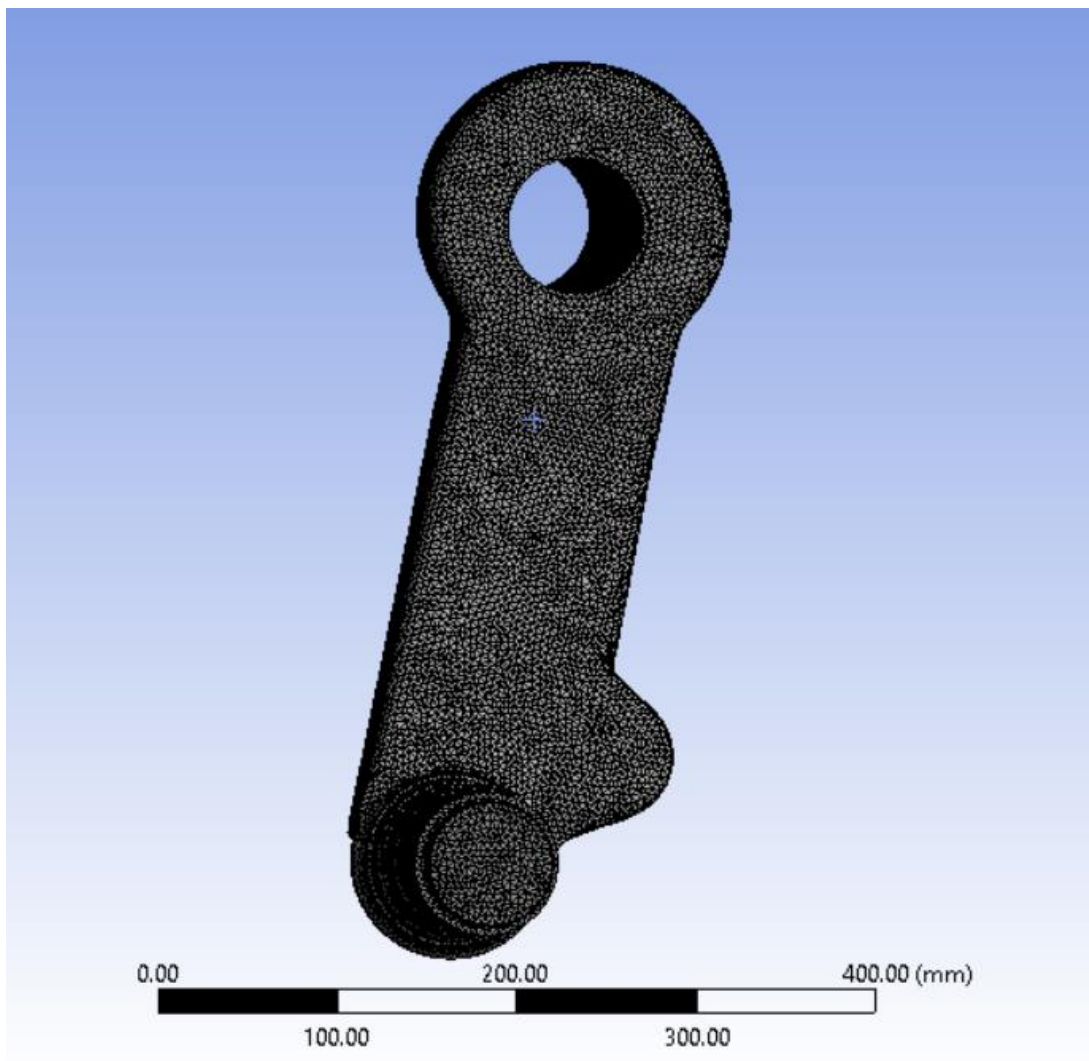


Рисунок 44- Результат генерации сетки балансира

При создании сетки был использован автоматический генератор, размер конечного элемента был выбран 4 мм. В итоге разработанная сетка содержит 1543686 узлов и 1101431 элемент.

Задаваемые ограничения должны предотвратить продольное перемещение верхней оси балансира, а также имитировать установку торсиона (рисунок 45).

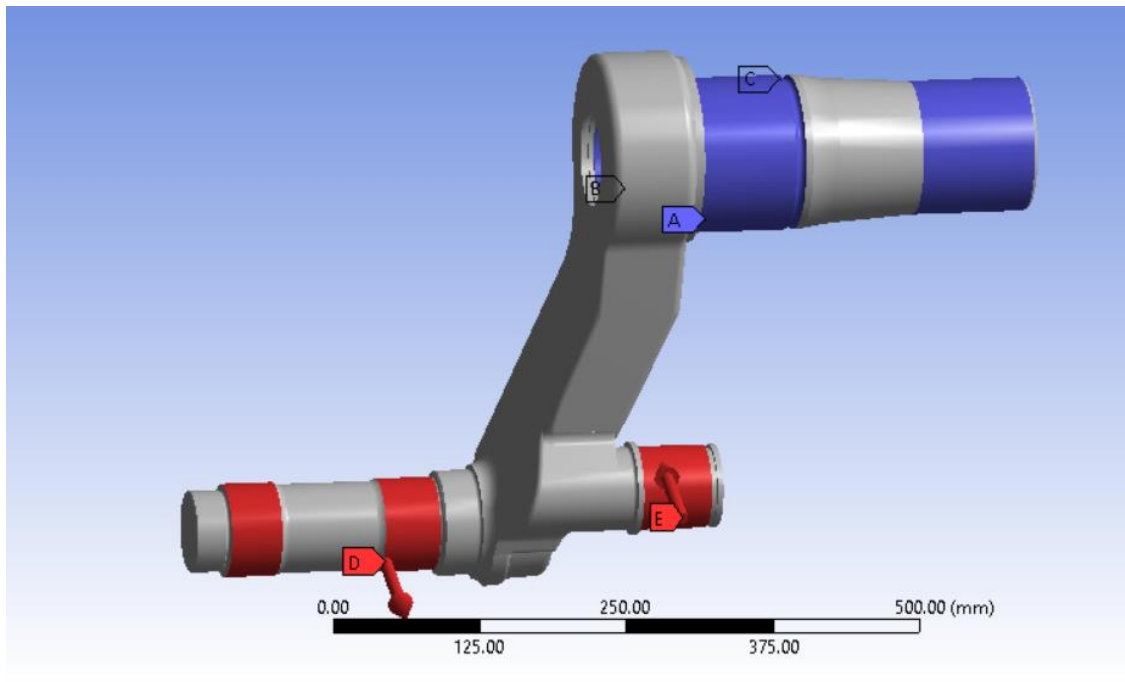


Рисунок 45- Заделки и приложенные силы

Цилиндрическая заделка А, установленная в местах установки подшипников (рисунок 46), ограничивает радиальные перемещения верхней оси балансир, но оставляет осевые и касательные напряжения.

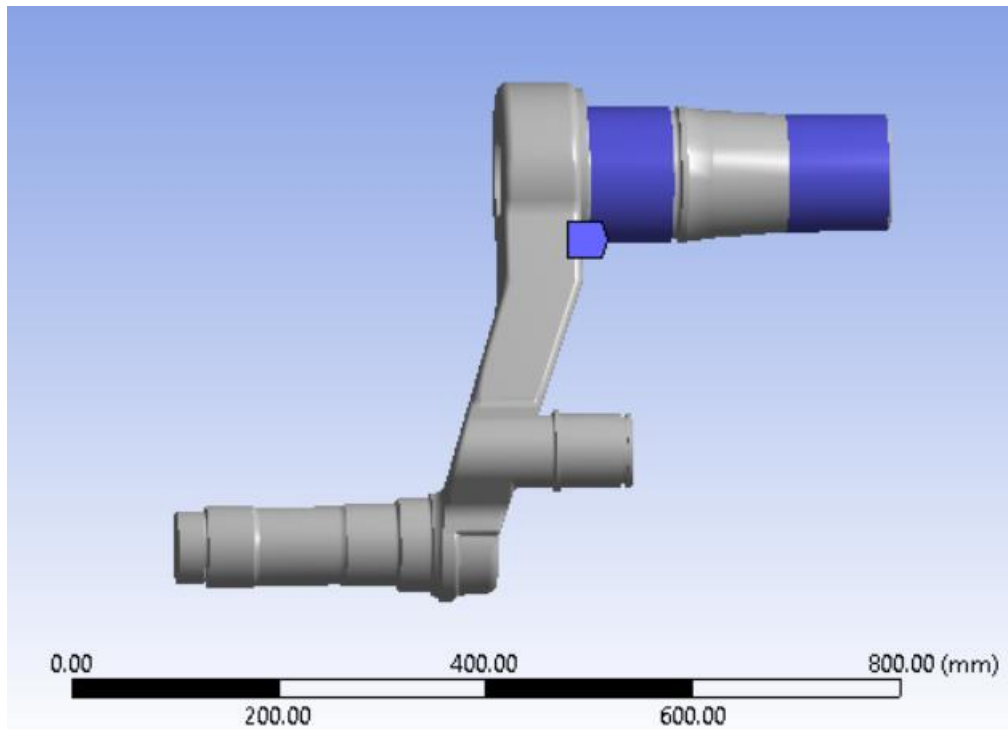


Рисунок 46-Цилиндрическая заделка А

Цилиндрическая заделка В (Рис. 47), установленная в месте крепления торсионного вала, по своему функционалу заменяет торсионный вал и оставляет возможность радиальных и осевых перемещений балансира в данном месте, но ограничивает возможность сдвигов по касательной.

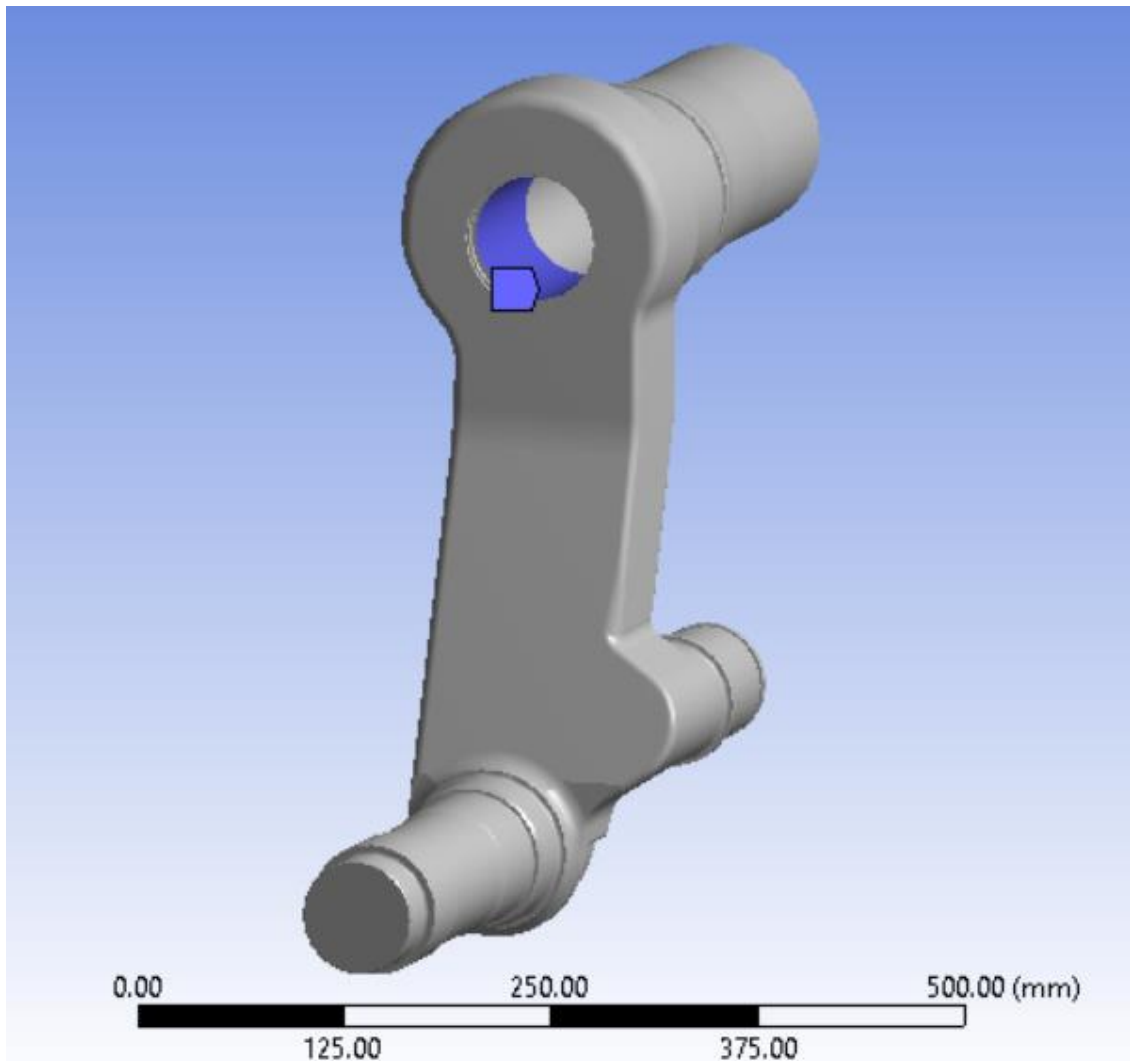


Рисунок 47- Цилиндрическая заделка В

Заделка С компрессии (рисунок 48) имитирует зажатие балансира шариками и ограничивает осевые перемещения.

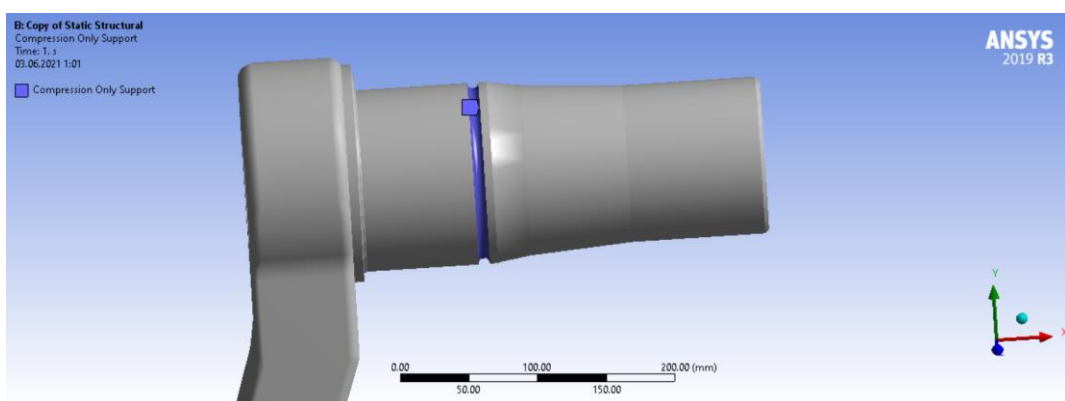


Рисунок 48- Заделка С компрессии

Величина силы  $D$  (Рисунок 49), воздействующая на балансир со стороны опорного катка, берется исходя из упругой характеристики подвески, ранее рассчитанной и представленной на рисунке 50.



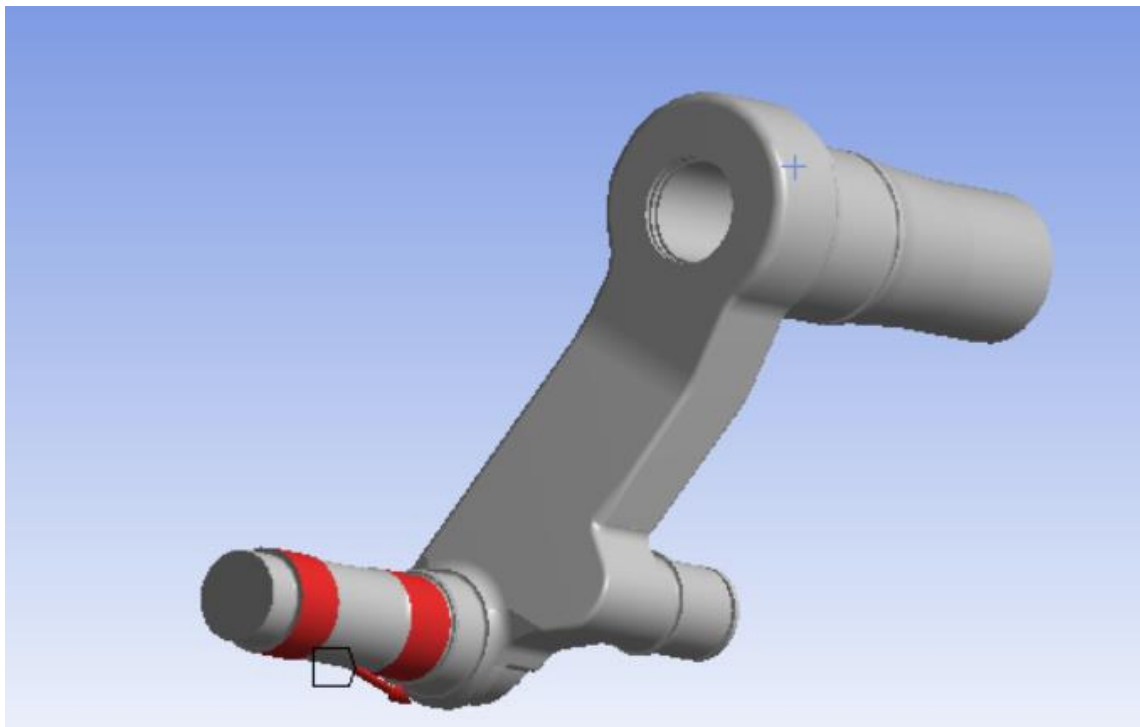


Рисунок 49- Сила D

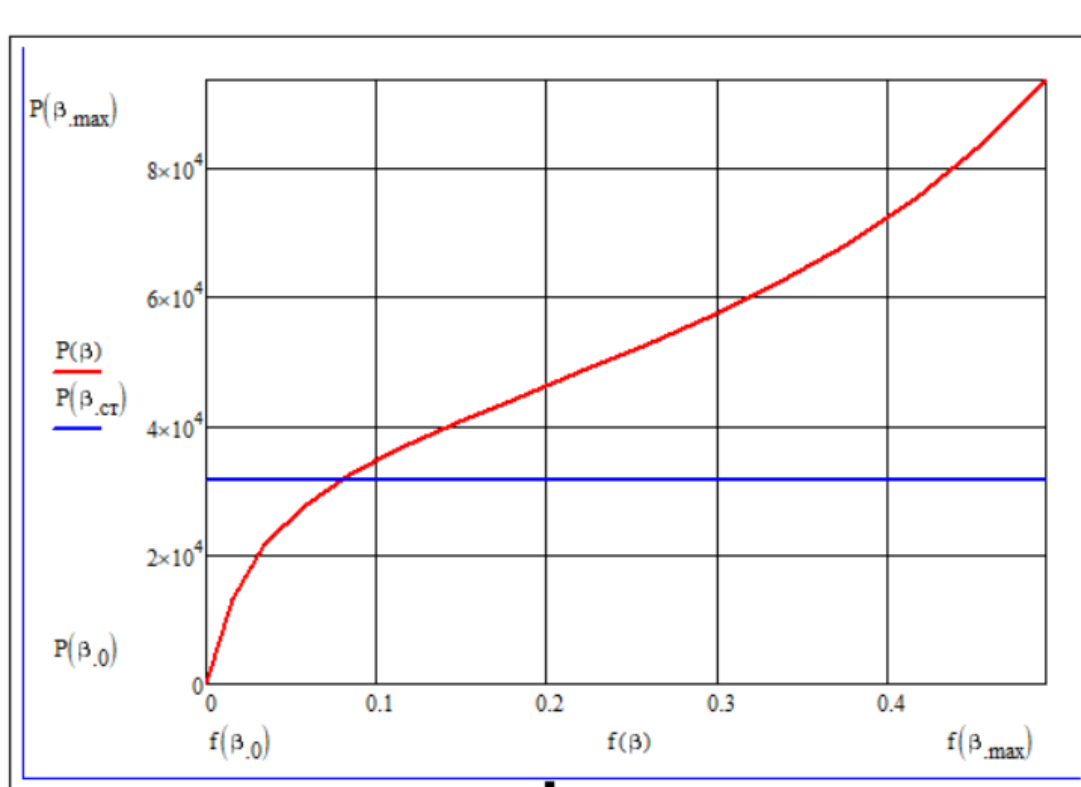


Рисунок 50- Упругая характеристика подвески

Значение силы  $E$  (рисунок 51), действующей на балансире в месте соединения амортизатора, взята из демпфирующей характеристики амортизатора на прямом ходу (рисунок 52)

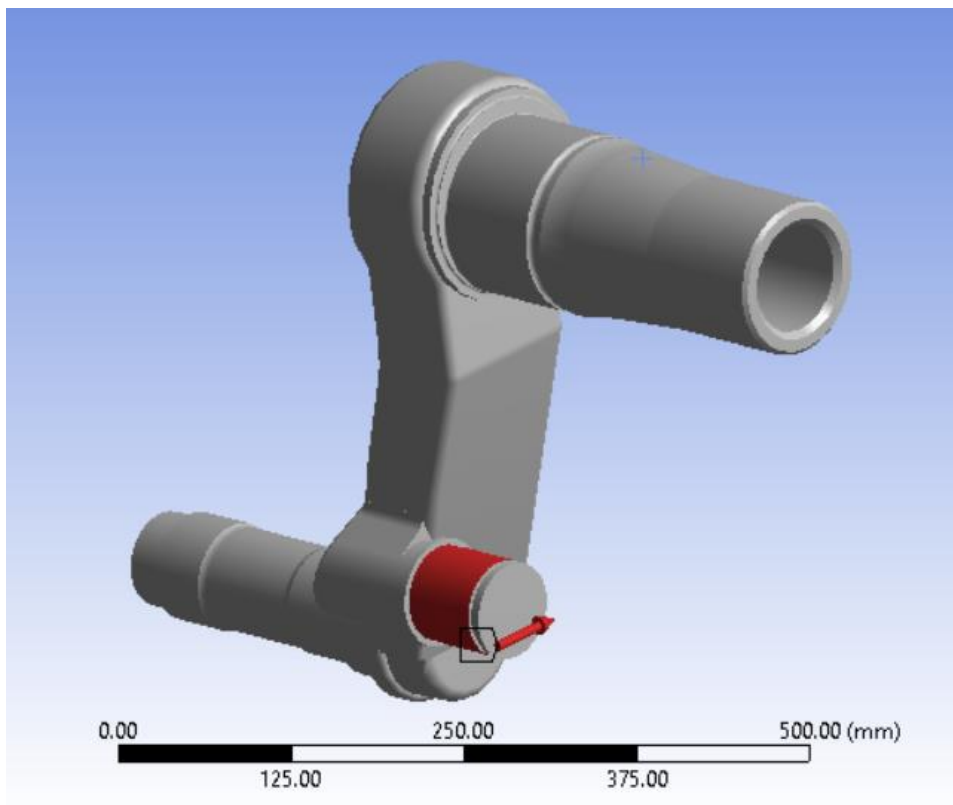


Рисунок 51- Сила E, приложенная к уху балансира.

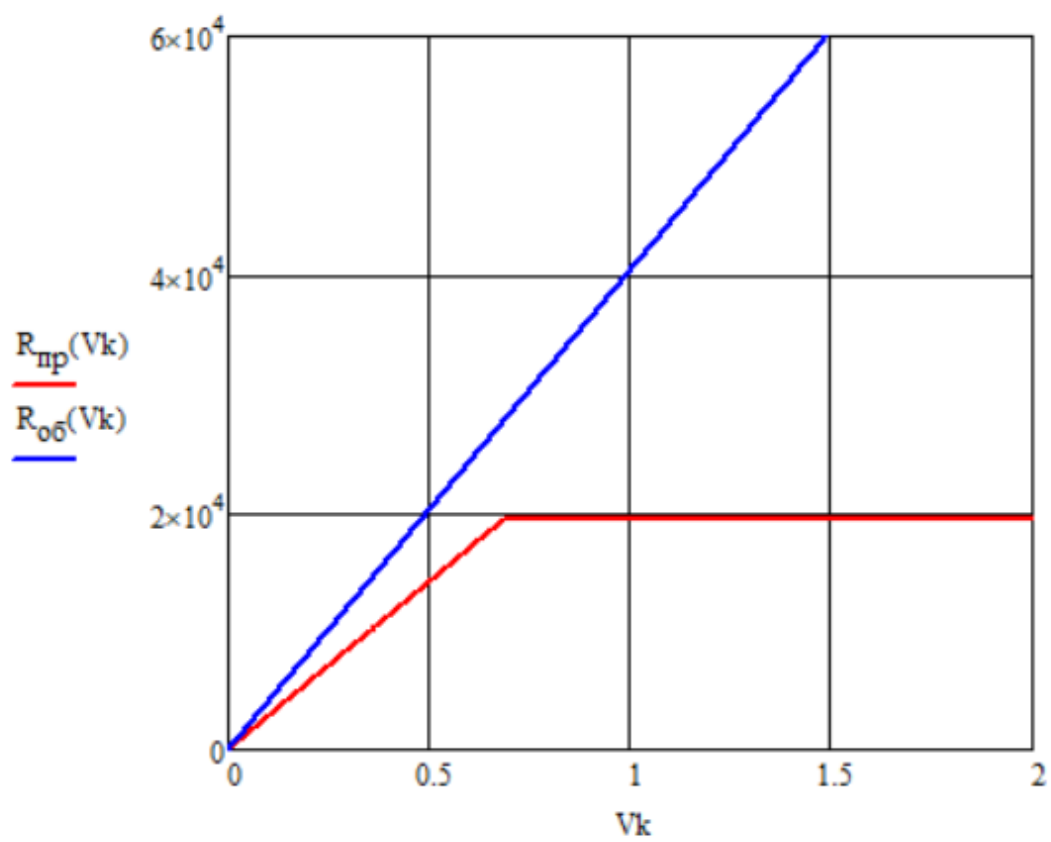


Рисунок 52- Характеристика амортизатора на прямом и обратном ходах.

## 8.2 Результаты расчета напряженно-деформированного состояния балансира

В результатах расчета для балансира представлены: перемещения и деформированное состояние модели (рисунок 53, 54), распределение эквивалентных напряжений в теле балансира (рисунок 54, 56).

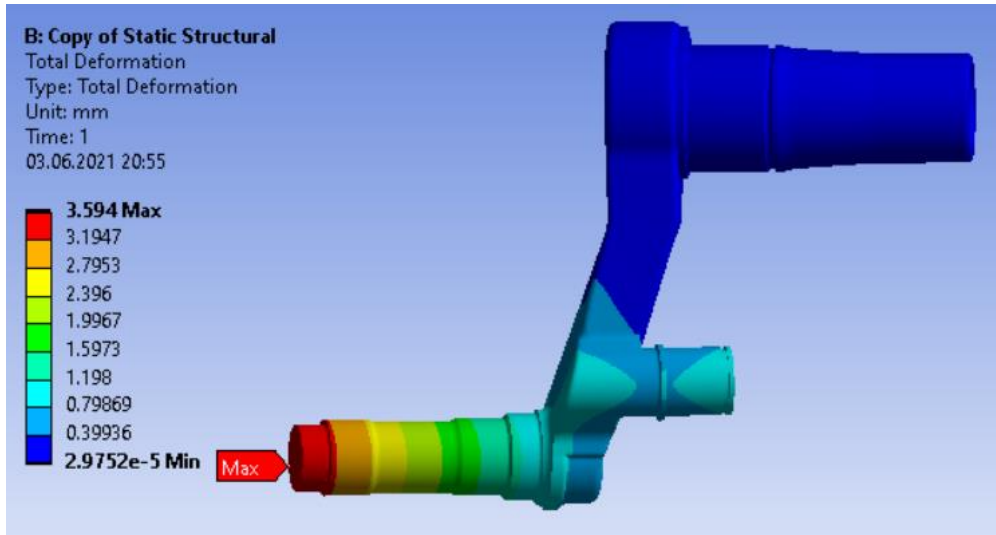


Рисунок 53- Деформированное состояние балансира

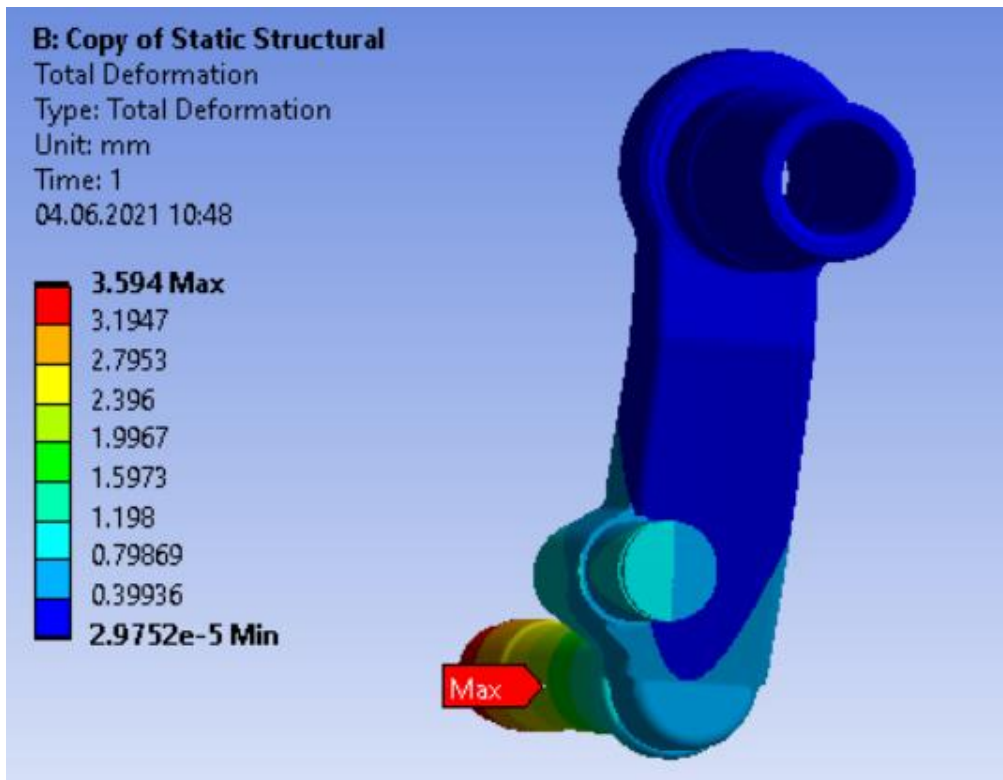


Рисунок 54- Деформированное состояние балансира

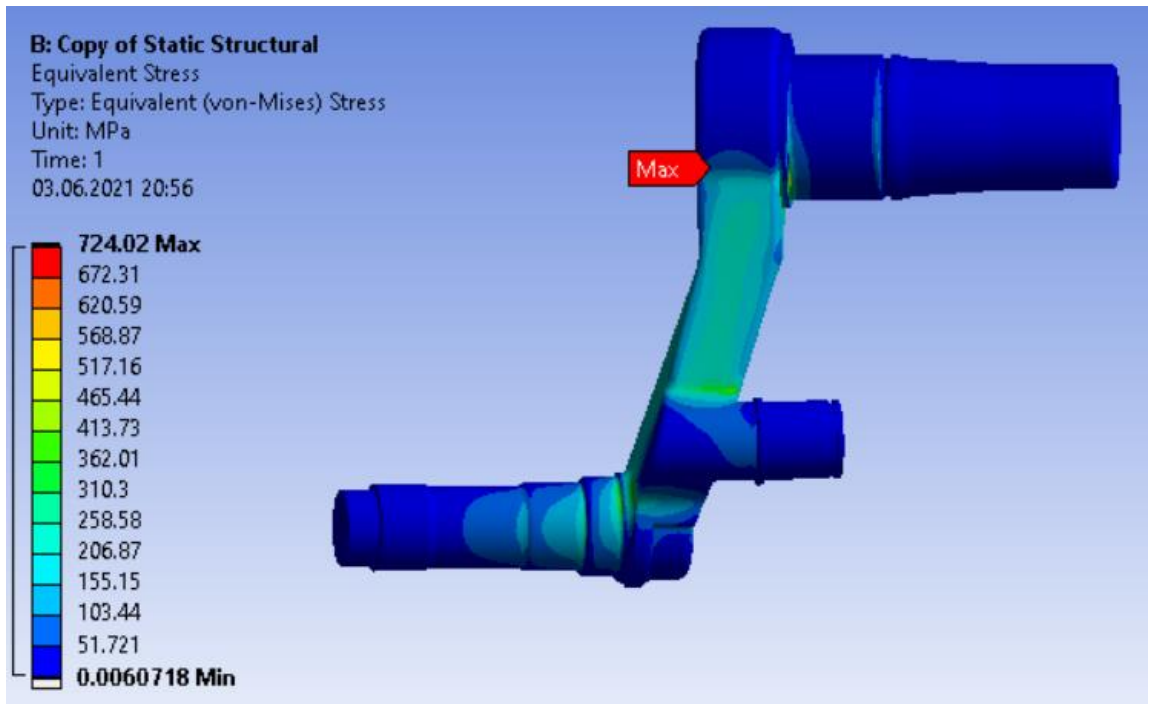


Рисунок 55- Эквивалентные напряжения в баланси́ре

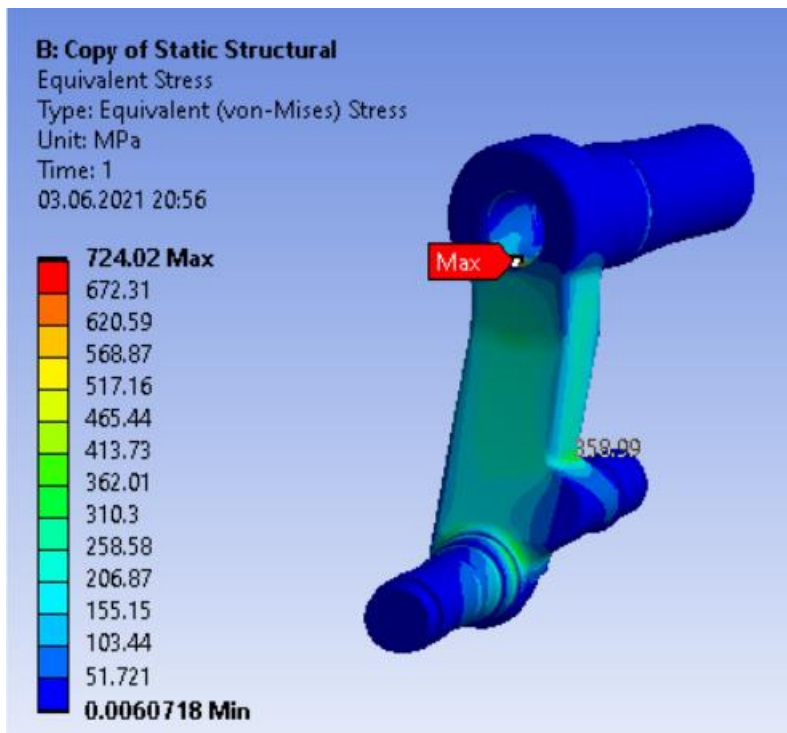


Рисунок 56- Эквивалентные напряжения в баланси́ре

### 8.3 Выводы

В результате проведенного исследования были получены данные об напряженно-деформированном состоянии предложенной конструкции баланси́ра. При производстве баланси́ра предполагается использовать сталь 40ХН2МА. Предел текучести данной стали после закалки при 850 С  $t^{\circ}$  и отпуска в воде 930 Мпа.

Максимальные напряжения в балансире из расчета составляют 724 МПа, но это в точке где возникает сингулярность. По телу балансира напряжения в среднем составляют порядка 300 МПа, откуда следует что мы имеем достаточно высокий запас прочности и разработанный балансир пригоден для применения в конструкции разрабатываемого контейнеровоза.

## **9 Расчет центра тяжести гусеничного контейнеровоза**

За начало отсчета координат приме середину диаметра ведущего колеса.

При расчете предполагается что, машина симметрична в поперечной проекции.

Таблица 12. Результаты расчета центра тяжести машины

Наименование составных частей	Масса, кг		Координаты
			центра тяжести $x_i, y_i$ м
Топливные баки	2353	4,798	0,031
Трансмиссия	800	0,265	0
Двигатель	1020	1,527	0,348
Корпус	18362	3,754	0,068
Груз	27305	5,484	1,731
Машина без груза	22695	3,468	0,271
Машина с грузом	50000	4,727	1,184

Центры масс машины, отмеченные на корпусе, представлены на рисунке 57.

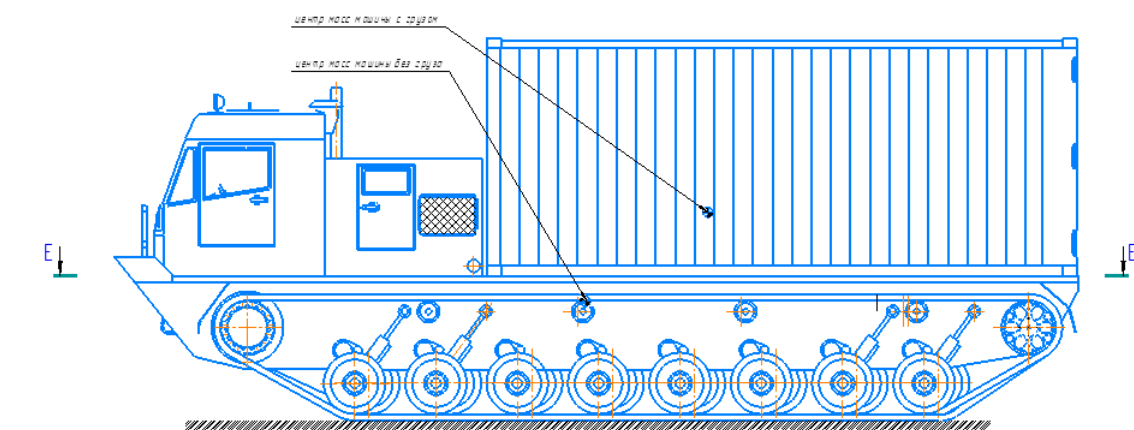


Рисунок 57. Обозначение центров масс машины

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполнения данной выпускной квалификационной работы был разработан вариант конструкции гусеничного контейнеровоза массой 50 тонн.

Предложенные варианты конструкции подвески, компоновка, а также бортовой редуктор полностью удовлетворяют предъявляемым требованиям. Также стоит отметить, что при выполнении научно-исследовательской части данной работы обоснована необходимость совершенствования методики теоретического расчета тепловой напряженности массивных шин опорных катков быстроходных гусеничных машин, а также разработки метода стабилизации динамических и тепловых процессов в гусеничном движителе быстроходных гусеничных машин.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Конструкция и расчёт подвесок быстроходных гусеничных машин: Учеб. пособие. Дядченко М. Г., Сарач Е.Б., Котиев Г.О. – М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007 – 40 с.
2. Основы расчета систем поддресоривания гусеничных машин на ЭВМ. Учебное пособие по курсу «Теория ходовых систем гусеничных машин». Дядченко М. Г., Котиев Г.О., Наумов В.Н. – М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 1999 – 30 с.
3. ГОСТ 16532-70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии.
4. ГОСТ 19874-73. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внутреннего зацепления.
5. Буров С.С. Конструкция и расчет танков. –М.: Изд. Академии БТВ, 1973.
6. Планетарные передачи. Справочник / Под редакцией В.Н. Кудрявцева Ю.Н. , Кирдяшева-М., Машиностроение , 1977.
7. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внутреннего зацепления. Расчет прочности.
8. ТМ 130-сб1РР01.3 Расчет нагруженности опорных катков.
9. Подшипники качения. Справочник-каталог/ Под ред. Л.В. Черневского и Р.В. Коросташевского. –М., Машиностроение, 1997
10. ГОСТ 6033-51 Межгосударственный стандарт соединения зубчатые (шлицевые) эвольвентные.
11. Писаренко Г.С., Яковлев В.В. Справочник по сопротивлению материалов.- Киев, Наукова думка, 1988.
12. Серенсен С.В., Громан М.Б., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Валы и оси. Конструирование и расчет- М., Машиностроение , 1970.
13. РТМ ВЗ-1090-77. Тяговый расчет прямолинейного движения.



14. Забавников Н.А. Основы теории транспортных гусеничных машин. – М.: Машиностроение, 1975.
15. ОСТ ВЗ-5968-85. Трансмиссии военных гусеничных машин. Метод расчета на долговечность.
16. Сергеев Л.В. Теория танка. – М.: Изд-во. ВА БТВ, 1973. – 496 с.
17. Теория движения танков и БМП: Учебник. – М.: Изд-во. МО СССР, 1985. – 206 с.
18. ОСТ ВЗ-6872-96 «Ходовая часть военных гусеничных и колесных машин. Методы испытаний на плавность хода»
19. Расчет и конструирование гусеничных машин. Учеб. для студен. высш. учеб. завед./Под ред. Н.А.Носова. - Л.: Машиностроение, 1972. - 558 с.
20. Держанский В.Б. Стабилизация тепловой напряженности шин опорных катков гусеничной машины / Держанский В.Б., Тараторкин А.И., Тараторкин И.А. // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. 2013. Т. 1. № 1. С. 73-78.
21. Козлов А.Г. Опорные катки гусеничных машин (Конструкция и расчет), Машгиз, 1947.
22. Интернет-портал <http://ru.wikipedia.org/wiki>.
23. SolidWorks Dassault Systèmes - SolidWorks Corporation Руководство для обучающихся по изучению программного обеспечения SolidWorks.
24. М.Г. Дядченко, Г.О. Котиев, Е.Б. Сарач Конструкция и расчет подвесок быстроходных гусеничных машин.
25. Д.В. Иванов, А.В. Доль Введение в ANSYS WORKBENCH.
26. . Янчик А.Г., Стаховский О.В., Кохановский Н.В., Павленко С.В. Нелинейные колебания опорного катка с внешней упругой сплошной шиной, Харьков, Харьковский автомобильно-дорожный вестник, Выпуск № 29, 2005, с. 44 - 47.
27. Вонг, Дж. Ю. (1995), "Применение компьютерной модели NTVPM-86 к разработке новой версии боевой машины пехоты ASCOD", Journal of Terramechanics Vol. 33, No. 1. С. 53–61.

28. Беккер, М.Г. .: Введение в системы наземных транспортных средств. Издательство Мичиганского университета, Анн-Арбор, Мичиган, 1969.
29. Уиллер, П. .: Компьютерная программа динамики движения гусеничного транспортного средства. Документ SAE 770048, 1977.
30. Вонг, Дж. Ю., Гарбер, М., Престон-Томас, Дж.: Теоретическое предсказание и экспериментальное обоснование распределения давления на грунт и тяговых характеристик гусеничных машин. Proc. Инстн. Мех. Engrs. 198 (D15) (1984), с. 265-285.
31. Муро, Т., О'Брайен, Дж. (2004). Террамеханика. Механика наземного движения. А.А. Издательство "Балкема", Токио.
32. Вонг, Дж. Ю., 2001. Теория наземных транспортных средств. - 3-е издание. - Wiley-Interscience 2001. 560 с. - ISBN: 0471354619.
33. Вик, Д.Дж. ван, Споэльстра, Дж., и Клерк, Дж. Х. de, 1996. Математическое моделирование взаимодействия гусеничной машины и местности. Прил. Математика. Моделирование, 20, с. 838-846.
34. Галайцис А.Г., 1984. TRAXION: Модель для прогнозирования динамических нагрузок на гусеницу в военной технике. Bolt Beranek and Newman Inc., Кембридж, Массачусетс.
35. Ли, Х.С., Чой, Дж. Х., Шабана А.А., 1998. Пространственная динамика многотельных гусеничных транспортных средств, часть II: контактные силы и результаты моделирования, Динамика систем транспортных средств: Международный журнал механики транспортных средств и мобильности. DOI: 10.1007 / s11071-013-1005-6.
36. Уилер П., 1997. Компьютерная программа динамики движения гусеничного транспортного средства. Бумага SAE 770048.
37. Ма, З.-Д. и Перкинс, Северная Каролина: Суперэлемент взаимодействия гусеницы, колеса и местности для динамического моделирования гусеничных транспортных средств Муро, Т., О'Брайен, Дж. (2004). Террамеханика. Механика наземного движения. А.А. Издательство "Балкема", Токио.

38. Корина Санду, Джеффри С. Фриман Модель военной гусеничной машины. Часть I: формулировка динамики множества тел / Международный журнал моделирования и тестирования систем транспортных средств 1 (1/2/3), январь 2005 г., DOI: 10.1504 / IJVSMT.2005.008572.

39. Аврамов В. П., Калейчев Н. Б. Динамика гусеничной транспортной машины при установившемся движении по неровностям. Харьков: Изд-во Харькова. государственный. Ун-та, 1989 г. - 111 с.

40. Zheng-Dong Ma & N.C. Perkins (2002) Модель взаимодействия гусеницы, колеса и местности для динамического моделирования гусеничных транспортных средств, Динамика систем транспортных средств: Международный журнал механики транспортных средств и мобильности, 37: 6, 401-421;

41. Платонов В.Ф. Динамика гусеничного движителя. М .: Машиностроение, 1973. - 207 с.

## **ПРИЛОЖЕНИЕ А**