

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический
институт
Транспортные и технологические машины
кафедра

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой

_____ В. А. Зеер
подпись инициалы, фамилия
« ____ » _____ 2016 г.

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

190201.65 «Автомобиле- и тракторостроение»
код и наименование специальности

Модернизация автомобиля категории М1 для участия в автоспорте с разработкой тормозного управления и подвески колес

тема

Пояснительная записка

Руководитель
подпись, дата

_____ инициалы, фамилия

В.А. Зеер

Выпускник
подпись, дата

_____ инициалы, фамилия

Е.Э. Иванов

Красноярск 2016

Продолжение титульного листа ДП по теме «Модернизация автомобиля категории М1 для участия в автоспорте с разработкой тормозного управления и подвески колес».

Консультанты по
разделам:

Технология _____ В.П. Погодаев
наименование раздела подпись, дата инициалы, фамилия

Безопасность и
экологичность проекта _____ В.А. Зеер
наименование раздела подпись, дата инициалы, фамилия

Экономический раздел _____ Л. Н. Родикова
наименование раздела подпись, дата инициалы, фамилия

Нормоконтролер _____ В.Г. Мельников
подпись, дата инициалы, фамилия

Содержание

Введение.....	6
1 Технико-экономическое обоснование.....	8
1.1 Обзор существующих конструкций подвесок автомобилей и требований предъявляемых к ним.....	10
1.1.1 Обзор существующих конструкций передних подвесок..	10
1.2 Обзор существующих конструкций задних подвесок.....	16
1.2.1 Задняя зависимая подвеска.....	16
1.2.2 Полунезависимая задняя подвеска.....	17
1.2.3 Независимая подвеска.....	18
1.3 Обзор конструкций тормозных механизмов автомобилей.....	19
1.3.1 Требованияпредъявляемые к тормозным системам.....	19
2 Конструкторская часть.....	25
2.1Разработка технического задания.....	25
2.1.1 Техническое задание на разработку тормозного управления транспортного средства категории М1 для участия в автоспорте.....	25
2.2 Общая компоновка транспортного средства.....	26
2.3 Определение реакций опорной поверхности на колеса АТС...26	
2.3.1 Координаты центра масс проектируемого АТС.....	26
2.4 Проектные расчеты тормозного управления.....	30
2.4.1 Определение вертикальных реакций автомобиля, суммарной тормозной силы.....	30
2.4.2 Определяем тормозной момент, создаваемый тормозными механизмами передней оси.....	32

2.4.3	Определяем тормозной момент, создаваемый тормозными механизмами задней оси.....	34
2.4.4	Проверочные расчеты тормозного механизма.....	36
2.4.5	Расчёт на прочность элементов дискового тормоза.....	38
2.5	Расчет тормозных свойств автомобиля.....	39
2.5.1	Расчет тормозных свойств прототипа.....	39
2.5.2	Расчет тормозных свойств автомобиля после модернизации.....	48
2.6	Техническое задание на разработку задней подвески транспортного средства категории М1 для участия в автоспорте.....	52
2.6.1	Анализ подвески автомобиля на косых рычагах.....	53
2.6.2	Проверочные расчеты модернизируемой подвески.....	59
3	Технологическая часть.....	61
3.1	Расчет припусков.....	61
3.2	Расчет режимов обработки и технического нормирования операций.....	65
4	Экономическая часть.....	70
4.1	Расчет трудоемкости конструкторских работ на модернизацию.....	70
4.2	Определение затрат на оплату труда конструктора.....	72
4.3	Затраты на комплектующие и материалы задней подвески транспортного средства, затраты на модернизацию тормозных механизмов передней и задней осей.....	74
4.4	Затраты на заработную плату производственных рабочих.....	75
4.4.1	Определяем фонд оплаты труда на изготовление.....	76
4.5	Прочие затраты.....	78
4.6	Капитальные вложения на разработку и изготовление опытного Образца.....	78
4.7	Расчет экономической эффективности.....	79

4.7.1 Оценка эффективности модернизированной конструкции подвески и тормозного управления осуществляется параметрическим методом.....	79
5 Безопасность и Экологичность проекта.....	90
5.1 Введение.....	90
5.2 Анализ опасных и вредных факторов.....	91
5.3 Вывод на основе анализа.....	94
5.4 Экологичность проекта.....	94
Заключение.....	96
Список использованных источников.....	97
Приложение А	
Приложение Б	

Введение

Япония – во многом уникальная страна: высокие технологии и древние традиции, внешняя скромность и ночные секс-шоу, ограничение по мощности и ог-

ромное количество автомобильных гонок. Именно здесь зародились гонки серии TimeAttack – столь же уникальные и созданные на контрастах, как и вся страна: гонка на асфальте (как кольцо) и замер времени для каждого автомобиля (как ралли).

Первые упоминания о гонках TimeAttack относятся к 1960-м годам. Однако тогда это были лишь любительские соревнования, которые устраивали на недостроенных дорогах или извилистых горных перевалах. Каждый автомобиль проходил трассу в одиночку. Ответ на вопрос «Кто круче?» давал беспристрастный секундомер, а не череда обгонов, толкотни, ошибок других пилотов – это позволяло показать максимум возможностей пилота и его автомобиля.

Первая официальная гонка серии TimeAttack, если отталкиваться от источников SpeedHunters, прошла в мае 1994 года при поддержке журнала RevSpeed – это была гонка TsukubaSuperBattle. Победителем стал пилот Ейджи «Тарзан» Ямада (Eiji «Tarzan» Yamada) на NissanSkyline GT-R R32, который прошел зачетный круг за 1:00,85 мин. Идея гонки понравилась и пилотам, и производителям компонентов для тюнинга, в результате чего гонки TimeAttack проводились все чаще и чаще.

Так в 2001 году при поддержке известной тюнинг-компании HKS был даже построен специальный автомобиль Toyota TRB-01 (TsukubaRecordBreakerver. 01) на базе ToyotaAltezza (у нас известен как Lexus IS 1-го поколения). С таким подходом гонки TimeAttack вышли далеко за пределы любительских и даже полупрофессиональных соревнований – и стали все больше превращаться в профессиональную гонку с серьезными спонсорами, подготовкой пилотов, очень «заряженными» автомобилями.

С этого периода TimeAttack начинает успешное шествие по планете. В 2006-м гонки TimeAttack официально приходят в Великобританию; в 2008-м соревнования на официальном уровне проводятся в Австралии. На территории СНГ гонки TimeAttack впервые появляются на любительском уровне примерно в 2005-2006-м годах, а первые официальные гонки проводятся с 2008 года.

Прежде всего, давайте разберемся, что такое «Time-attack». Если постараться перевести эти два слова, то станет понятно, что речь идет о времени и о борьбе с ним – Атака Времени. Исходя из этого можно вывести определение: «Time-attack» - это соревнование на закрытой трассе, автодроме, кольце, треке и т.д. за показатель лучшего времени круга.

Совсем недавно «Time-attack» получил официальное признание многими мировыми автомобильными ассоциациями и федерациями как новая дисциплина со своими особыми правилами и регламентом. В России к сожалению «Time-attack» как отдельная дисциплина автоспорта еще не получила официального признания РАФ, но на трассах нашей необъятной родины повсюду уже проводятся открытые любительские чемпионаты, в который участие может принять любой желающий, на своем собственном автомобиле.

1 Технико-экономическое обоснование

TimeAttack является любительской гоночной серией и становится первой ступенью в автоспорте для многих сибирских пилотов. Чемпионат проводится на "Красном Кольце" с 2008 года и включает в себя пять классов: Первый, Атмосферный, TurboStock, Mono GT и Turbo PRO. Задача участников показать лучшее время круга за отведенную гоночную сессию. В таблице 1.1 приведены классы на которые разбиты участники соревнований.

Таблица 1.1 - Количество участников гоночной серии TimeAttack по годам

Год	Всего участников	Класс				
		Первый	Атмосферный	TurboStock	Mono GT	Turbo PRO
2013	77	22	21	34	-	-
2014	79	19	25	15	16	4
2015	111	18	24	27	25	17

Из таблицы 1.1 видно, что с каждым годом увеличивается число участников, все больше и больше людей увлекаются гонками на автомобилях.

Таблица 1.2 - Марки автомобилей участвующих в гоночной серии TimeAttack в классе Turbo PRO

№	Марка автомобиля	Количество, шт.
1	MMC Lancer Evo	6
2	Subaru WRX STI	3
3	Mercedes Benz A45 AMG	1
4	Mazda RX7	1
5	Honda Civic	2
6	LadaKalina	1
7	Nissan Skyline	2
8	BMW 3 Series	1

Целью дипломного проекта "Модернизация автомобиля категории М1 для участия в автоспорте с разработкой тормозного управления и подвески колес" является модернизация автомобиля категории М1 для участия в автоспорте. Модернизироваться будет автомобиль марки BMW 3-й серии, изменению подвергнется подвеска автомобиля и тормозное управление. Выбор автомобиля BMW 3-й серии в качестве базы для модернизации обусловлен тем, что данный автомобиль почти не представлен в соревнованиях (см. табл. 1.2) и конструкция автомобиля открывает широкое поле для модернизации, а так же выбор обусловлен его ценой. Гоночные автомобили представленные в табл. 1.2, такие как Subaru WRX STI стоят от 4000 тыс. руб, Mitsubishi Lancer Evo от 2500 тыс. руб. и другие. В современных условиях кризиса у нас в стране сложно приобрести автомобиль такого класса и такой стоимости для использования в соревнованиях Time Attack в классе Turbo PRO. В связи с этим возникает задача модернизировать автомобиль из табл. 1.2, а именно автомобиль марки BMW 3-й серии. В связи с этим тема дипломного проекта является актуальной.

На безопасность движения автомобиля в первую очередь влияют три системы: тормозное управление, рулевое управление и подвеска. В свою очередь эффективность работы тормозного и рулевого управлений зависит от эффективности работы и технического состояния подвески. Подвеска автомобиля обеспечивает плавность хода, отсутствие ударов, противодействует кренам кузова при поворотах, «клевкам» при торможениях и «приседаниям» при разгоне. Также подвеска обеспечивает минимальное изменение колеи и углов установки управляемых колес, отсутствие колебаний управляемых колес вокруг оси поворота; данные факторы напрямую влияют на эффективность работы рулевого управления автомобиля. От эффективной работы подвески зависит и утомляемость водителя, так как на организм человека влияют амплитуда, частоты, ускорения и интенсивность ускорений при колебаниях кузова автомобиля, эти параметры зависят от характеристики упругого элемента подвески и эффективности работы устройства гасящего колебания. Международной организацией по стандартизации разработаны стандарты, регламентирующие частоту колебаний и величину ускорений при

колебаниях. Так как физиологически для человека наиболее привычными являются колебания с частотами, свойственными нормальной ходьбе (0,8-1,9 Гц), и при выходе частот колебаний кузова автомобиля за эти границы человек чувствует дискомфорт, снижается его работоспособность, внимание, быстро наступает утомляемость и, как следствие увеличивается риск возникновения ДТП.

1.1 Обзор существующих конструкций подвесок автомобилей и требований предъявляемых к ним

К подвеске автомобиля предъявляются требования, в соответствии с которыми подвеска должна:

- обеспечивать высокую плавность хода автомобиля;
- обладать высокой динамической энергоемкостью;
- эффективно гасить колебания кузова и колес автомобиля при движении;
- обеспечивать правильную кинематику управляемых колес автомобиля;
- иметь минимальную массу неподрессоренных частей.

1.1.1 Обзор существующих конструкций передних подвесок

С момента своего создания в 1935 году подвеска на двойных поперечных рычагах считается конструкторами идеальным видом независимой подвески, т.к. обеспечивает постоянный контроль за характером движения колеса. Двойные поперечные рычаги подвески всегда поддерживают колесо перпендикулярно поверхности дороги, чем достигает высокая управляемость автомобиля. Подвеска на двойных поперечных рычагах может применяться на передней и задней оси автомобиля. Подвеска используется в качестве передней подвески на многих спортивных автомобилях (Ferrari, TVR, Lotus), седанах представительского и бизнес класса (Mercedes-Benz, BMW, Honda, AlfaRomeo).

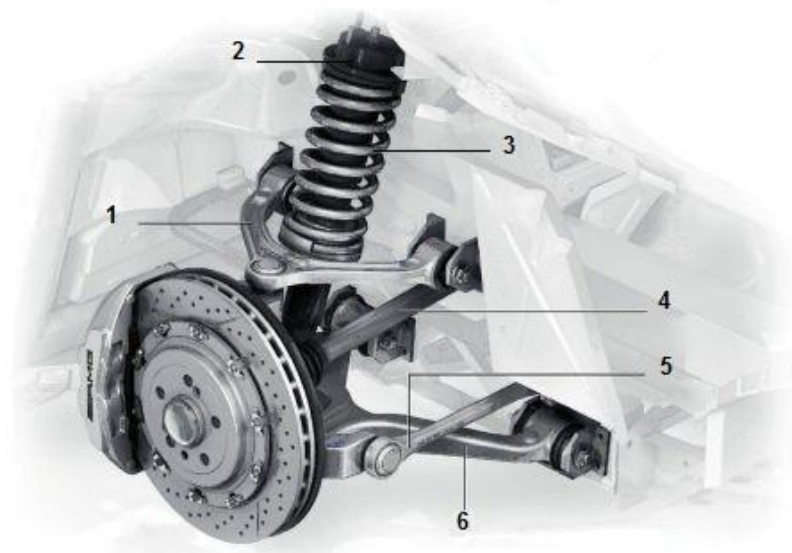


Рисунок 1.1 - Подвеска на двойных поперечных рычагах

1-верхний поперечный рычаг; 2-амортизатор; 3-пружина; 4-приводной вал;
5-рулевая тяга; 6-нижний поперечный рычаг.

Конструкция подвески на двойных поперечных рычагах включает два поперечных рычага, пружину и амортизатор. Рычаг может иметь U-образную или L-образную форму. Каждый из рычагов имеет две точки крепления к кузову автомобиля и одну к поворотному кулаку. Крепление к кузову осуществляется с помощью резинометаллических втулок – сайлентблоков, которые противостоят продольным нагрузкам при ускорении и торможении. Крепление рычагов к поворотному кулаку производится посредством шаровых шарниров – т.н. шаровых опор.

Верхний рычаг, как правило, имеет меньшую длину, что дает отрицательный угол развала колеса при сжатии и положительный – при растяжении (отбое). Данное свойство придает дополнительную устойчивость автомобилю при прохождении поворотов, оставляя колесо перпендикулярным дороге независимо от положения кузова. Пружина и амортизатор в подвеске на двойных поперечных рычагах выполнены соосно. Амортизатор верхней частью крепиться к кузову автомобиля, нижней – шарнирно к нижнему поперечному рычагу.

Несмотря на все преимущества, подвеска на двойных поперечных рычагах имеет ряд существенных недостатком, среди которых сложность конструкции и

связанная с ней трудоемкость обслуживания, значительные геометрические размеры. Этим недостаткам лишена подвеска МакФерсона, в которой верхний поперечный рычаг заменен на амортизаторную стойку.

Вторым типом подвески является подвеска на продольных рычагах. В этой подвеске каждое из колёс одной оси прикреплено к продольному рычагу, закреплённому на раме или кузове подвижно.

Этот тип независимой подвески прост, но несовершенен. При работе такой подвески в достаточно больших пределах меняется колёсная база автомобиля, колея при этом остаётся постоянной. При повороте колёса наклоняются вместе с кузовом существенно больше, чем в других конструкциях подвесок. Продольные рычаги воспринимают усилия, действующие во всех направлениях, а значит — подвергаются большим нагрузкам на кручение и изгиб, что требует их большой жёсткости и, соответственно, утяжеления.

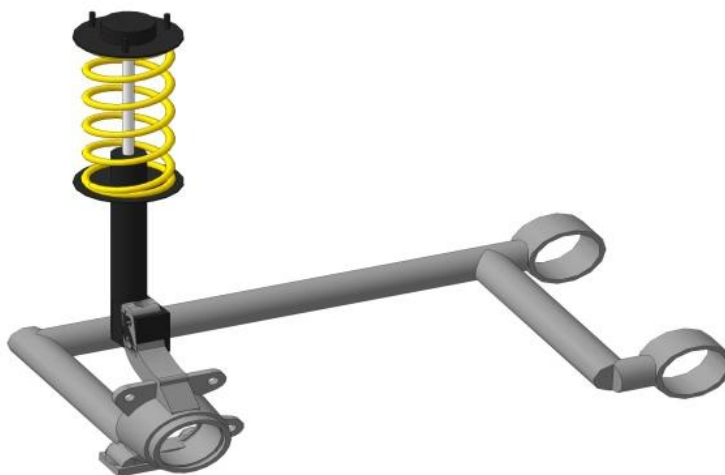


Рисунок 1.2 – Независимая подвеска на продольных рычагах

Третий тип применяемой подвески - МакФерсон (McPherson). По своей конструкции подвеска МакФерсон является развитием подвески на двойных поперечных рычагах, в которой верхний поперечный рычаг заменен на амортизаторную стойку. Она имеет целый ряд преимуществ над другими схемами, важнейшие из которых – компактность, легкость и простота конструкции, а стало быть, низкая стоимость самой подвески в изготовлении что немаловажно и ремонте.



Рисунок 1.3 – Независимая подвеска типа МакФерсон

Благодаря компактности конструкции подвеска McPherson широко используется на переднеприводных легковых автомобилях, так как позволяет поперечно разместить двигатель и коробку передач в подкапотном пространстве. К другим преимуществам данного типа подвески относятся простота конструкции, а также большой ход подвески, препятствующий пробоям.

Независимая однорычажная подвеска является одной из первых независимых подвесок, обладает лишь одним положительным качеством – простотой конструкции. При данном типе независимой подвески вертикальные перемещения колеса сопровождаются изменением колеи и угла наклона колеса.

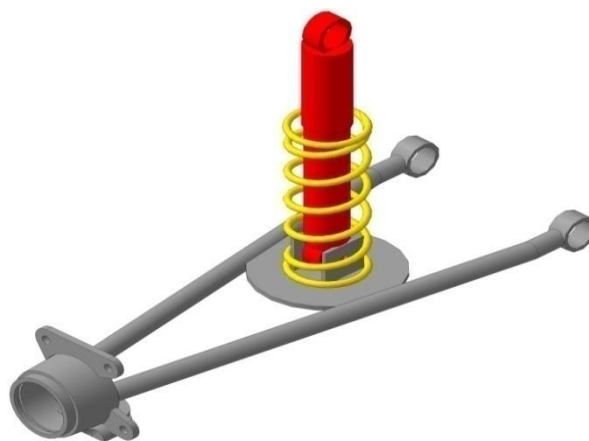


Рисунок 1.4 – Однорычажная независимая подвеска

Рассмотрев основные типы подвесок целесообразно сравнить их характеристики, чтобы учесть все недостатки и преимущества. Сравнительная характеристика рассмотренных подвесок представлена в таблице 1.3.

Таблица 1.3 – Сравнительный анализ передних подвесок

Параметр	Тип подвески			
	Двухрычажная	МакФерсон	На продольных рычагах	Однорычажная
Кинематика управляемых колес	Гироскопическая связь между управляемыми колесами существенно уменьшается, а изменение колеи компенсируется эластичностью шины. Углы установки колес изменяются незначительно.	Гироскопический момент отсутствует. Изменение колеи компенсируется эластичностью шины. Углы установки колес изменяются значительно.	Гироскопический момент отсутствует. Изменение колеи отсутствует. Углы установки колес изменяются крайне мало.	Гироскопический момент отсутствует. При ходах подвески значительно изменяются колея и углы установки колес.
Минимизация массы	За счет большого количества деталей, имеет несколько большую массу.	Благодаря малому числу деталей, имеет минимальную массу.	Имеет большую массу в связи с высокой нагруженностью рычага и необходимостью его усиления	Благодаря малому числу деталей, имеет минимальную массу.
По наличию сухого и межмолекулярного трения	Сухое трение отсутствует, межмолекулярное имеет большее значение чем в остальных типах подвесок	Сухое трение отсутствует, межмолекулярного минимально.	Имеет место сухое и межмолекулярное трение.	Сухое трение отсутствует, межмолекулярного практически нет.
Стоимость изготовления при производстве малыми сериями	За счет простоты конструкции, не смотря на большое количество деталей является достаточно дешевой.	За счет малого количества деталей является более дешевой.	Имеет высокую стоимость за счет использования более прочных материалов и усиления элементов подвески	За счет малого количества деталей является самой дешевой среди представленных.
Трудоемкость в обслуживании	Несмотря на множество деталей, является довольно простой в обслуживании.	Обслуживание осложняется снятием амортизаторной стойки.	Обслуживание максимально упрощено.	Обслуживание максимально упрощено.
Ресурс и надежность	Является более надежной т.к. имеет больше упругих элементов, при выходе из строя одного из элементов может сохранять работоспособность.	При выходе из строя амортизаторной стойки следует ускоренное разрушение остальных частей.	В следствии большой нагруженности рычага надежность и ресурс относительно низкие.	В следствии большой нагруженности рычага надежность и ресурс относительно низкие.

1.2 Обзор существующих конструкций задних подвесок

1.2.1 Задняя зависимая подвеска

Типичным представителем такой конструкции может служить задняя подвеска с цилиндрическими винтовыми пружинами в качестве упругих элементов. Как пример можно привести конструкцию задних подвесок классических "Жигулей". В этом случае балка заднего моста "подвешивается" на двух винтовых пружинах и дополнительно крепится к кузову при помощи четырех продольных рычагов. Кроме этого, для улучшения управляемости, уменьшения крена кузова в поворотах и улучшения плавности хода устанавливается поперечная реактивная штанга.

Основным недостатком этого типа подвески является значительная масса балки заднего моста. Этот показатель особенно возрастает, когда мост выполняется ведущим: приходится "нагружать" балку весом картера главной передачи, редуктора и т.п. А приводит все это к возрастанию так называемых неподрессоренных масс, из-за чего значительно ухудшается плавность хода и появляются вибрации.

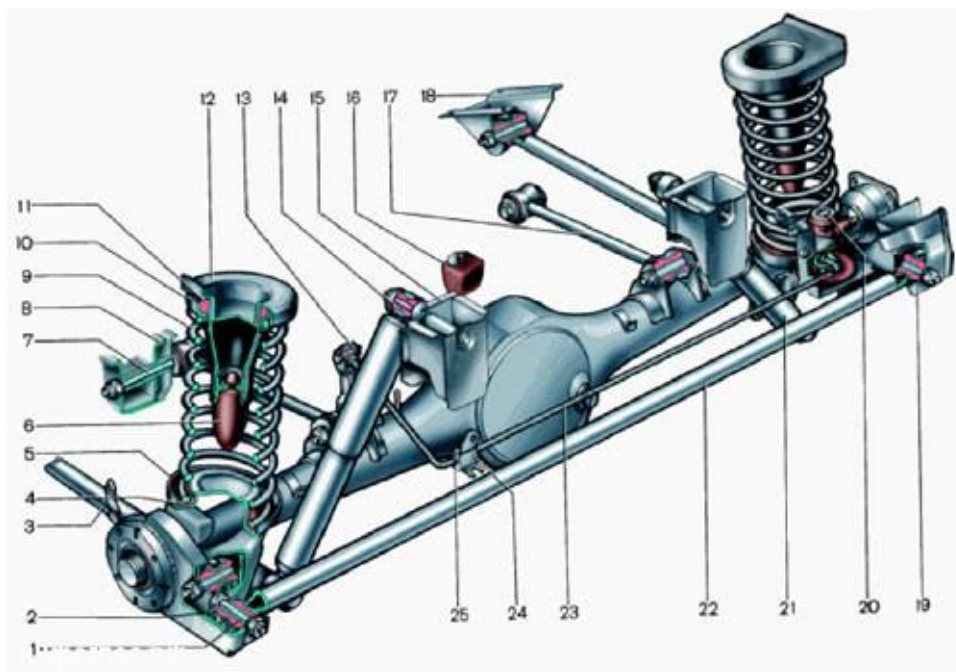


Рисунок 1.5– Задняя зависимая подвеска

Подвеска типа "Де Дион"

Стремясь как можно больше "облегчить" задний мост, инженеры многих автомобильных компаний начали применять подвеску типа "Де Дион", названную по имени своего изобретателя, француза Альберта Де Диона. Главное ее отличие - картер главной передачи теперь отделен от балки моста и прикреплен непосредственно к кузову. Теперь крутящий момент передается от двигателя автомобиля к ведущим колесам через полуоси, качающиеся на шарнирах равных угловых скоростей. Этот тип подвески может быть как зависимым, так и независимым.

Но несмотря на совершенствование конструкции, все зависимые подвески обладают одним и весьма существенным минусом: проявляется несбалансированное поведение автомобиля при старте и торможении. Машина начинает "приседать" при интенсивном разгоне и "клевать носом" во время торможения. Для устранения этого эффекта стали применять дополнительные направляющие элементы.



Рисунок 1.6 – Подвеска типа "Де Дион"

1.2.2 Полунезависимая задняя подвеска

Конструктивно она выполняется в виде двух продольных рычагов, которые соединены посередине поперечиной. Этот тип подвески применяется только сзади, но практически на всех переднеприводных автомобилях. Среди плюсов этой конструкции можно выделить легкость монтажа, компактность и небольшой вес, как следствие - уменьшение "неподдресоренных масс", и самое ее весомое досто-

инство - наиболее оптимальная кинематика колеса. Недостаток можно выделить всего один: такую подвеску можно применять только на неведущем заднем мосту.



Рисунок 1.7 – Полунезависимая задняя подвеска

1.2.3 Независимая подвеска

Независимая подвеска с косыми рычагами.

Ось качания расположена диагонально по отношению к продольной оси автомобиля и слегка наклонена к середине автомобиля. Подвеска этого типа не может устанавливаться на автомобилях с передним приводом, хотя доказала свою эффективность на автомобилях малого и среднего класса с задним приводом.

Этот тип независимой подвески прост, но несовершенен. При работе такой подвески в достаточно больших пределах меняется колёсная база автомобиля, правда колея при этом остаётся постоянной. При повороте колёса в ней наклоняются вместе с кузовом существенно больше, чем в других конструкциях подвесок. Косые рычаги позволяют частично избавиться от главных недостатков подвески на продольных рычагах, но при уменьшении влияние кренов кузова на наклон колёс появляется изменение колеи, что тоже сказывается на управляемости и стабильности.

Достоинства: простота, дешевизна, относительная компактность.

Недостатки: устаревшая конструкция.

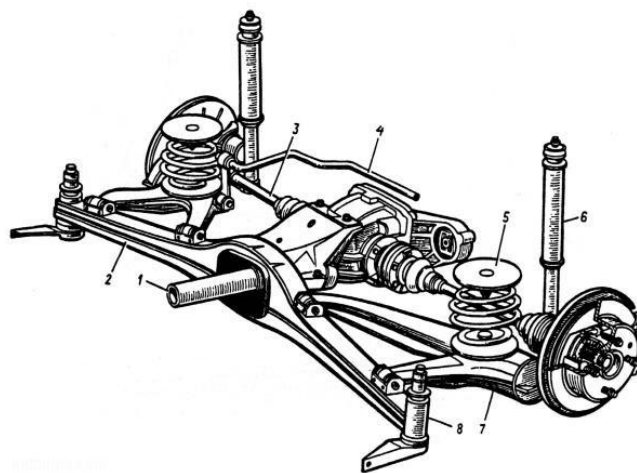


Рисунок 1.8 – Независимая подвеска с косыми рычагами

1.3 Обзор конструкций тормозных механизмов автомобилей

1.3.1 Требования предъявляемые к тормозным системам

Тормозные системы существенно влияют на безопасность движения автомобиля. Поэтому к тормозным системам, кроме общих требований к конструкции автомобиля, предъявляются повышенные специальные требования. В соответствии с этими требованиями тормозные системы должны обеспечивать:

- минимальный тормозной путь или максимальное замедление при торможении;
- сохранение устойчивости автомобиля при торможении;
- стабильность тормозных свойств при неоднократных торможениях;
- минимальное время срабатывания при торможении;
- пропорциональность между усилием на тормозной педали и тормозными силами на колесах автомобиля (силовое следящее действие);
- легкость управления.

Требования к тормозным системам регламентируются Правилами № 13 ЕЭК ООН, применяемыми в России.

Для уменьшения скорости или полной остановки автомобиля в любых условиях предназначена рабочая тормозная система. Её действие должно распростра-

няться одновременно на все колёса с рациональным распределением тормозного момента по мостам. Нормы максимально установившегося замедления представлены в таблице 1.4.

Таблица 1.4 – Нормы максимально установившегося замедления

Категория	Усилие на рукоятке	j , м/с ²	Время срабатывания, сек	Удельная тормозная сила
M1	≤ 50	$\geq 5,8$	$\leq 0,6$	$\geq 0,59$
M2 M3	≤ 70	$\geq 5,0$	$\leq 0,8$	$\geq 0,51$
N1 N2 N3	≤ 70	$\geq 5,0$	$\leq 0,8$	$\geq 0,51$
N+0	≤ 70	$\geq 5,0$	$\leq 0,9$	$\geq 0,51$

Наибольшее распространение получили следующие три типа дисковых тормозов:

- с фиксированной скобой;
- с плавающей скобой;
- с вентилируемым диском.

Подробно рассмотрим все три схемы.

Дисковый тормозной механизм с фиксированной скобой.

Схема данного тормоза изображена на рисунке 1.9.

В суппорте 1 расположен диск тормоза, прикрепленный к ступице. Место для диска тормоза обозначено цифрой 3. Две плоских колодки с фрикционными накладками 4 размещены по обе стороны тормозного диска. Прижатие колодок к диску осуществляется двумя поршнями 5 гидропривода, имеющими соответствующие уплотнения 6 и 7. Жидкость к цилиндрам тормозного цилиндра подводится по трубопроводу 2.

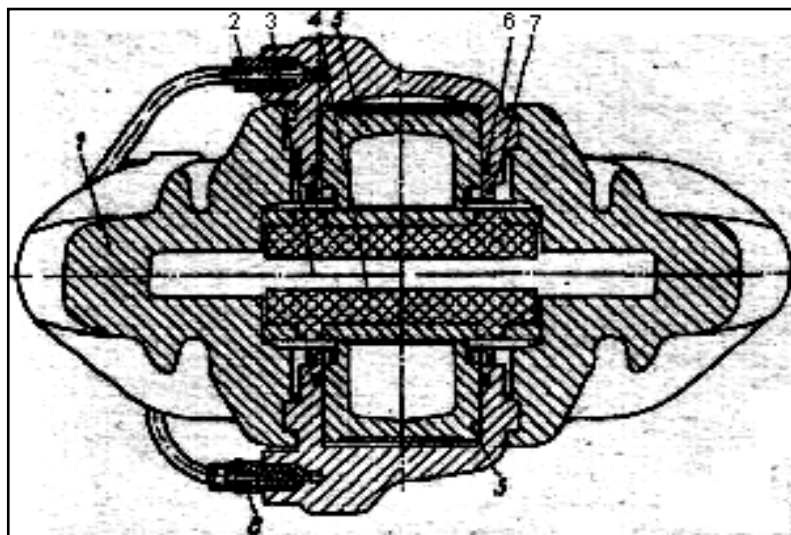


Рисунок 1.9 – колесный дисковый тормоз с фиксированной скобой

Действие механизма происходит следующим образом: при нажатии на педаль жидкость от главного тормозного цилиндра подается к рабочим, поршни перемещаются и перемещают колодки. Колодки в свою очередь «зажимают» вращающийся тормозной диск, в результате чего колесо затормаживается.

Преимущество данной схемы это простота конструкции, её надёжность. К недостаткам можно отнести большую массу, большие габариты, в связи с чем возникают сложности при компоновке данного тормозного механизма. Затрудненное охлаждение цилиндра расположенного со стороны колеса.

Дисковый тормозной механизм с плавающей скобой.

Данный тормозной механизм представлен на рисунке 1.10.

Так же как и в предыдущем механизме в суппорте 1 расположен тормозной диск 5, закрепленный жестко со ступицей. К суппорту с помощью направляющих пальцев 3, имеющих перемещение крепится скоба 2, которая благодаря направляющим пальцам способна перемещаться. В скобе устанавливается тормозной цилиндр 4. Колодки 6 располагаются в специальных направляющих расположенных в суппорте и охватываются скобой.

При поступлении рабочей жидкости в тормозной цилиндр поршень перемещает так называемую активную колодку. После того как колодка прижмется к

диску скоба перемещается в противоположную сторону перемещая реактивную колодку. В результате чего вращающийся диск зажимается и колесо затормаживается.

К достоинствам данной конструкции можно отнести меньшую массу, меньшие габариты. Плавающая скоба позволяет продвинуть тормозной механизм вглубь колеса и получить меньшее плечо обката, если механизм устанавливается на управляемой оси. Длина тормозного цилиндра вдвое больше по сравнению с цилиндрами в предыдущем тормозном механизме. Поэтому увеличивается поверхность охлаждения, приходящаяся на единицу поступающей к цилиндру теплоты.

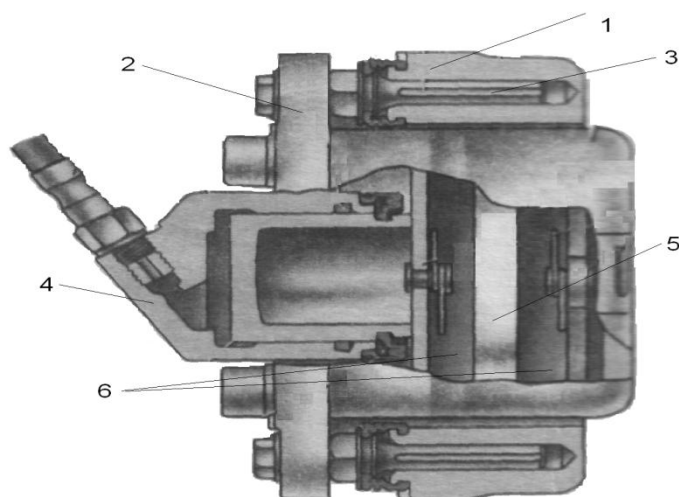


Рисунок 1.10 – Колесный дисковый тормоз с плавающей скобой

Основной недостаток данной схемы это склонность к засорению направляющего механизма, что может приводить к заеданию скобы.

Дисковый тормозной механизм с вентилируемым диском.

Данный тормозной механизм представлен на рисунке 1.11.

Принцип действия аналогичен предыдущей схеме. Принципиальное отличие заключается в устройстве тормозного диска 5. Внутри диска расположены радиальные каналы, в результате чего охлаждение диска происходит не только снаружи, но и изнутри. Данная схема позволяет значительно снизить температуру

тормозного диска. В связи с данным фактом тормозной механизм получил большое распространение на спортивных автомобилях.

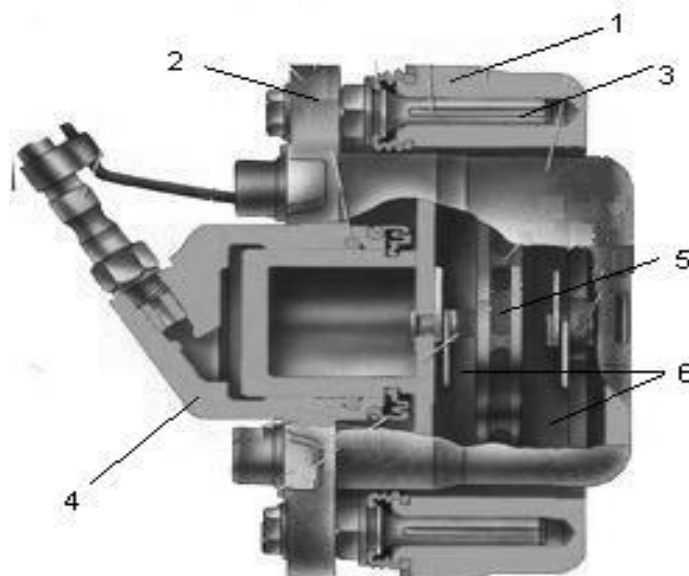


Рисунок 1.11 – Колесный дисковый тормоз с вентилируемым диском

Таблица 1.5 - Технические характеристики модернизируемого автомобиля

Показатель	Базовый вариант	Проектируемый вариант
Мощность ДВС, л/с	150	300
Снаряженная масса, кг	1380	1380
Максимальная скорость, км/ч	160	245
Передняя подвеска	МакФерсон	МакФерсон
Задняя подвеска	Независимая, двойные поперечные рычаги	Независимая с косыми рычагами
Тормозные механизмы передней оси	Плавающая скоба, вентилируемый диск	Неподвижная скоба, шесть поршней
Тормозные механизмы задней оси	Плавающая скоба	Неподвижная скоба, четыре поршня

Проанализировав данные представленные в таблице 1.5 видно, что у модернизируемого автомобиля увеличивается мощность ДВС, увеличивается максимальная скорость автомобиля, что соответственно требует изменения тормозной динамики, т.е. необходимо установить на автомобиль тормозные механизмы более высокой эффективности с целью повышения безопасности водителя. Установка в салон автомобиля каркаса безопасности изменяет распределение веса по

осям автомобиля, нагрузка на заднюю ось увеличивается, соответственно необходимо усилить или совсем изменить конструкцию задней подвески модернизируемого автомобиля.

Предлагаемая подвеска для модернизации на 10% процентов легче, чем базовая подвеска согласно табл. 1.3., но при этом способна воспринимать более высокие нагрузки.

Штатные тормозные механизмы не обеспечивают необходимой тормозной динамики, т.к. они рассчитаны под другую мощность двигателя и динамику автомобиля. Для получения необходимой тормозной динамики на модернизируемом автомобиле следует установить на переднюю ось тормозные механизмы с шестью цилиндрическими суппортами, а на заднюю ось с четырьмя цилиндрическими суппортами как было отмечено выше. Применение таких тормозных механизмов улучшит тормозные свойства автомобиля, его тормозную динамику.

Тема дипломного проекта является актуальной, более того по результатам проектирования есть возможность изготовить опытный образец в металле и провести его испытания.

Разработанное технико-экономическое обоснование подтверждает необходимость модернизации автомобиля в направлении повышения безопасности с целью перехода модернизируемого автомобиля в класс Turbo PRO.

В экономической части дипломного проекта следует выполнить расчет эффективности принимаемого конструкторского решения и цены модернизируемой конструкции.

2 Конструкторская часть

2.1 Разработка технического задания

2.1.1 Техническое задание на разработку тормозного управления транспортного средства категории М1 для участия в автоспорте

1. Наименование – тормозное управление транспортного средства.
2. Область применения – Транспортные средства категории М1.
3. Основание для разработки – Дипломное проектирование, актуальность темы, создание более простой и дешевой конструкции, чем существующие аналоги.
4. Функциональное и эксплуатационное назначение – Объект проектирования должен соответствовать требованиям статьи 253 "Оборудование безопасности" Приложения J к Международному Спортивному Кодексу FIA.
5. Требования и нормы, определяющие показатели качества.
 - 5.1 Правила ЕЭК ООН № 13
 - 5.2 Требования к тормозному управлению согласно ГОСТ Р 51709 – 2001
6. Тип производства – единичное.
7. Показатели уровня унификации и стандартизации – коэффициент стандартизации не менее 40%; коэффициент унификации по числу деталей не менее 50%.
8. Наименование, число и назначение основных составных частей тормозного управления - основные составные части: тормозной суппорт, тормозной диск, тормозная колодка.
9. Требования по обеспечению безопасности – Объект проектирования должен соответствовать требованиям по ГОСТ Р 51709-2001.
10. Требования к климатическим условиям эксплуатации – Разрабатываемое изделие может эксплуатироваться в климатических условиях от -35 °С до +40 °С.

2.2 Общая компоновка транспортного средства

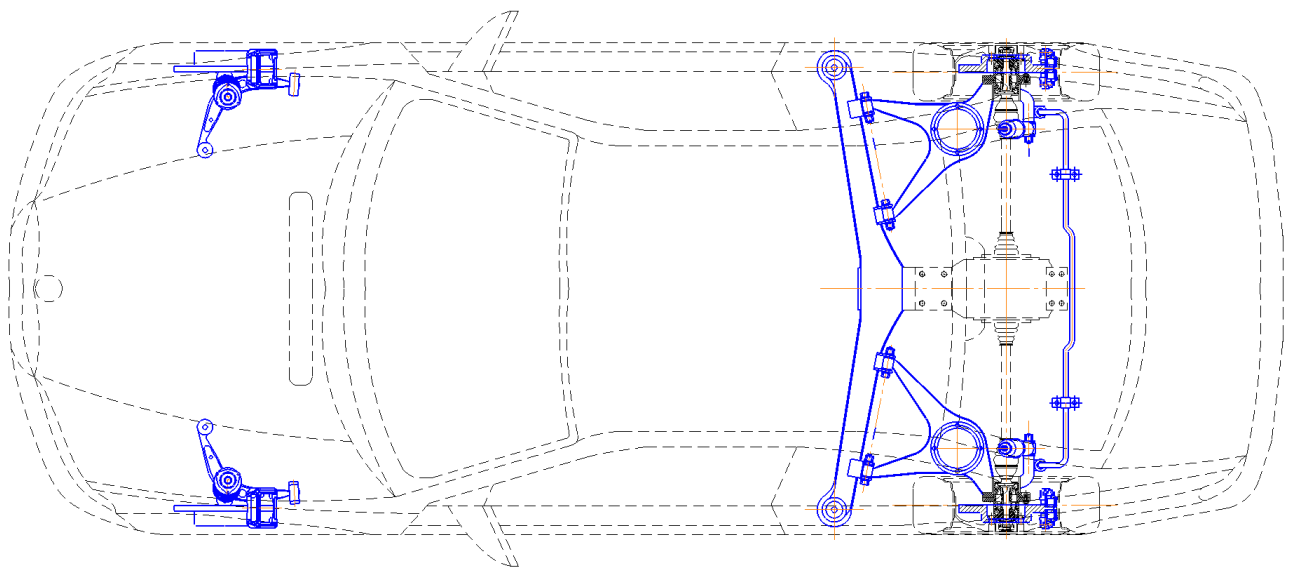
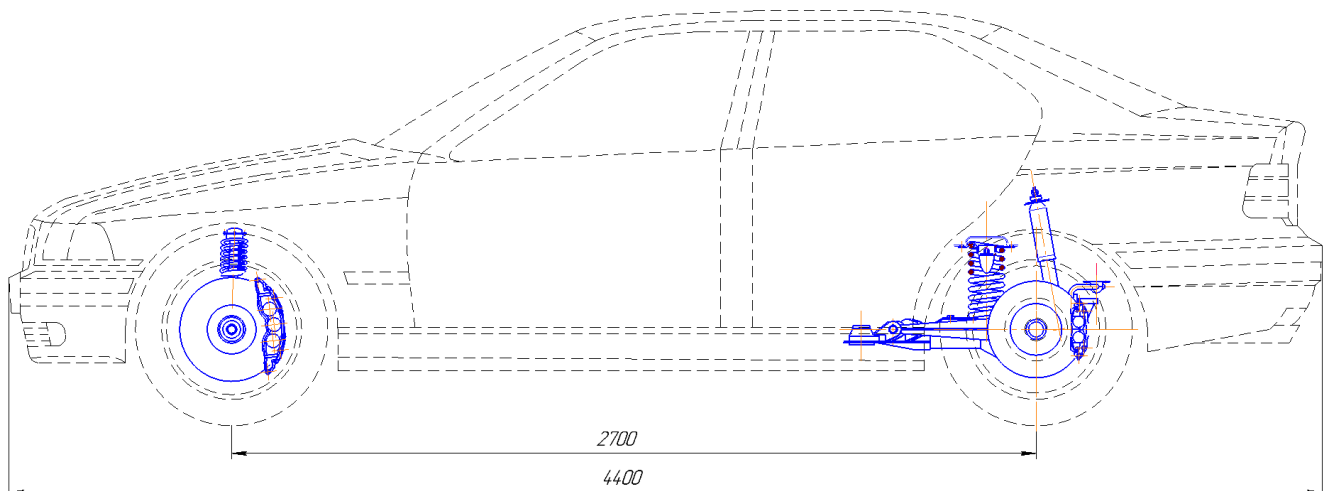


Рисунок 2.5 – Компоновка подвески и тормозных механизмов

2.3 Определение реакций опорной поверхности на колеса АТС

2.3.1 Координаты центра масс проектируемого АТС

Положение центра масс необходимо при расчете нормальных реакций дороги, силы сцепления ходовых колес с опорной поверхностью в тяговом и тормозном режимах движения, анализе устойчивости АТС [5].

Для определения координат центра масс (ЦМ) необходим массив исходных данных, представленный в таблице 2.2.

Таблица 2.2 - Массив исходных данных для расчета координат центра масс проектируемого ТС

Параметр АТС	Размерность	Значение
Собственная снаряженная масса, T_0	кг	1380
в т.ч. на переднюю ось, T_{01}	кг	820
в т.ч. на заднюю ось, T_{02}	кг	560
Полная масса, m_A	кг	1730
Масса багажа, m_B	кг	120
Масса каркаса безопасности, $m_{кар.без.}$	кг	80
Число посадочных мест, Z_n		2
Масса пассажиров, m_n	кг	150
Статический радиус колеса, r_k	мм	295
База автомобиля, L	мм	2700

Составим расчетную схему автомобиля для нахождения координат ЦМ. Относительно центра A составляем уравнения моментов для нахождения ЦМ порожнего АТС. Ординату h_0 в первом приближении принимаем равной

$$h_0 = 1,5 \cdot r_k, \quad (2.1)$$

где r_k - статический радиус колеса, $r_k = 295 \text{ мм}$;

$$h_0 = 1,5 \cdot 295 = 442,5 \text{ мм}.$$

Абсциссу порожнего автомобиля x_0 определяют из уравнения моментов, составленного относительно центра A (Рисунок 2.6).

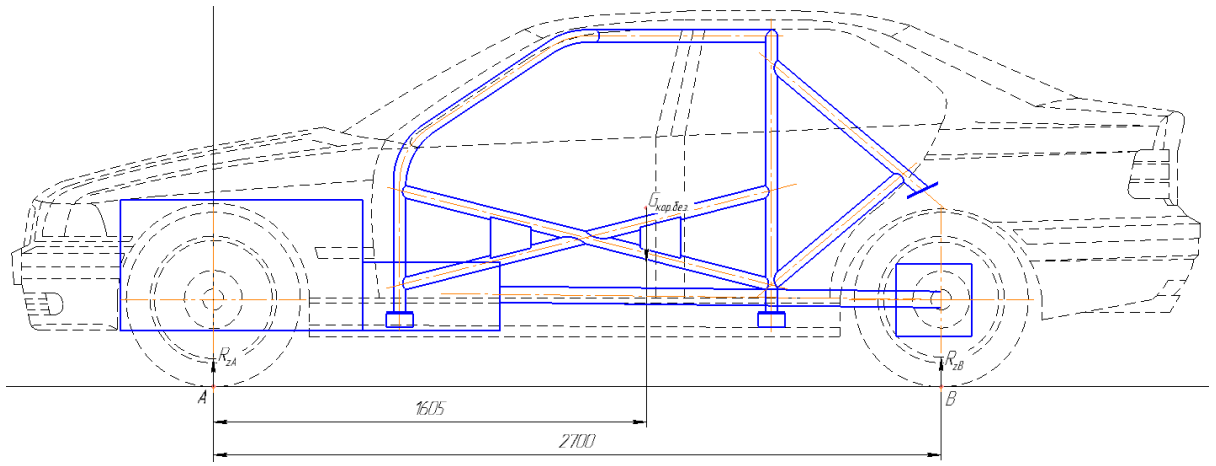


Рисунок 2.6 – Расчетная схема для определения координат ЦМ порожнего АТС

$$(m_1 \cdot l_1 + m_{02} \cdot L - m_0 \cdot x_{0n}) \cdot g = 0, \quad (2.2)$$

$$x_{0n} = \frac{m_1 \cdot l_1 + m_{02} \cdot L}{m_0} = \frac{80 \cdot 1605 + 560 \cdot 2700}{1380} = 1190 \text{ мм}$$

Составляем расчетную схему для нахождения координат ЦМ груженого автомобиля (Рисунок 2.7)

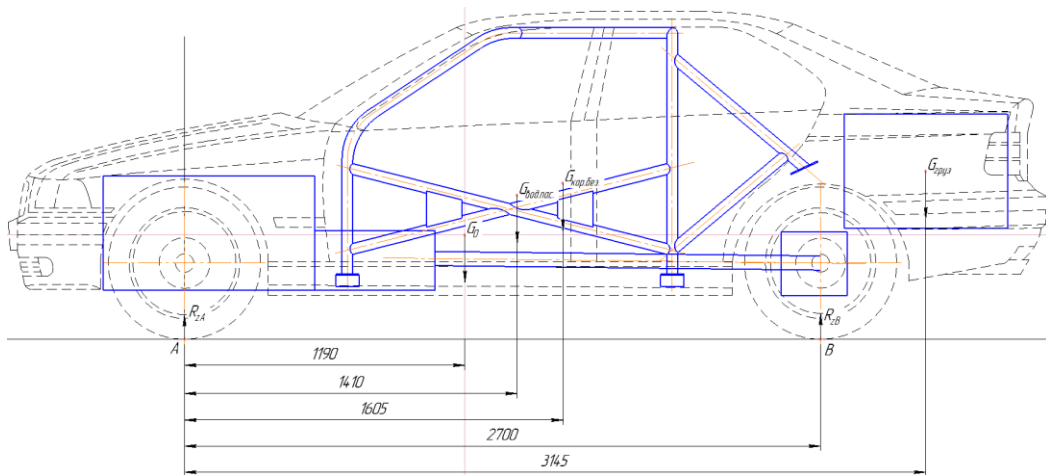


Рисунок 2.7 – Расчетная схема для определения координат ЦМ груженого АТС

Абсциссу груженого автомобиля x_0 определяют из уравнения моментов, составленного относительно центра А (Рисунок 2.7).

$$(m_0 \cdot l_1 + m_1 \cdot l_2 + m_2 \cdot l_3 + m_3 \cdot l_4 - m_a \cdot x_{0cp}) \cdot g = 0 \quad (2.3)$$

$$x_{0,cp} = \frac{m_0 \cdot l_1 + m_1 \cdot l_2 + m_2 \cdot l_3 + m_3 \cdot l_4}{m_a} =$$

$$= \frac{1380 \cdot 1190 + 150 \cdot 1410 + 80 \cdot 1605 + 120 \cdot 3145}{1730} = 1365 \text{ мм}$$

Ординату центра масс для полностью загруженного транспортного средства произведем другим расчетом, так как формулу 2.1 применяют только для расчета центра масс порожнего автотранспортного средства [5]. Для нахождения ординаты ЦМ загруженного АТС составим уравнения моментов относительно центра А. Для этого составим расчетную схему представленную на рис. 2.8.

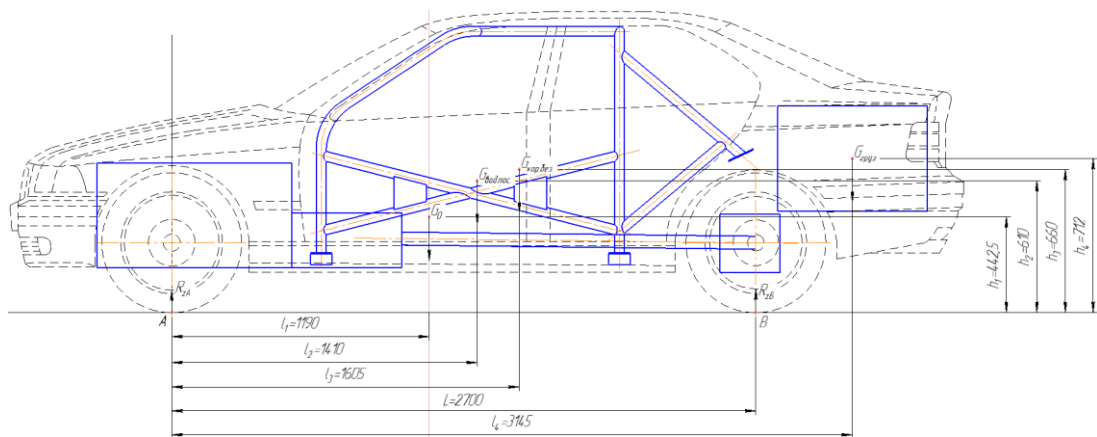


Рисунок 2.8 – Расчетная схема для определения координат ЦМ грузенного АТС

$$(m_0 \cdot h_1 + m_1 \cdot h_2 + m_2 \cdot h_3 + m_3 \cdot h_4 - m_A \cdot h_A) \cdot g = 0, \quad (2.4)$$

$$h_a = \frac{m_0 \cdot h_1 + m_1 \cdot h_2 + m_2 \cdot h_3 + m_3 \cdot h_4}{m_a} = 0$$

$$h_a = \frac{1380 \cdot 442,5 + 150 \cdot 610 + 80 \cdot 660 + 120 \cdot 712}{1730} = 485 \text{ мм}$$

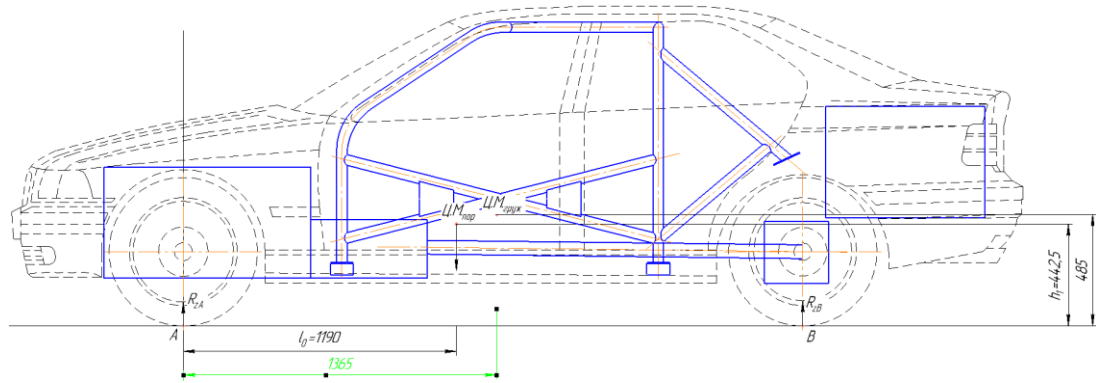


Рисунок 2.9 - Центры масс порожнего и загруженного автомобилей

2.4 Проектные расчеты тормозного управления

2.4.1 Определение вертикальных реакций автомобиля, суммарной тормозной силы

Величины вертикальных реакций на горизонтальной дороге при $\alpha=0$, на передних и задних осях машины определяем по формулам

$$R_1 = \frac{G_a}{L} (l_2 + \varphi_1 \cdot H), \quad (2.5)$$

$$R_2 = \frac{G_a}{L} (l_1 - \varphi_1 \cdot H), \quad (2.6)$$

где G_a - вес машины, $G_a=16955$ Н;

L – база машины, $L=2700$ мм;

H , a и b – расстояния, определяющие центр масс машины, $H=485$ мм, $l_1=1365$ мм, $l_2=L-l_1=2700-1365=1335$ мм;

φ_1 – коэффициент, определяющий эффективность торможения.

$$\varphi_1 = j / g, \quad (2.12)$$

$$\varphi_1 = 8/9,8 = 0,82.$$

где j – замедление принимаем равным 8 м/с^2 , руководствуясь нормативными данными.

Вертикальная реакция на переднюю ось, Н

$$R_1 = \frac{16955}{2,7} (1,335 + 0,82 \cdot 0,485) = 10880$$

Вертикальная реакция на заднюю ось, Н

$$R_2 = \frac{16955}{2,7} \cdot (1,365 - 0,82 \cdot 0,485) = 6075$$

Тормозная сила на передней оси, Н

$$P_{T1} = R_1 \cdot \varphi_2, \quad (2.13)$$

где φ_2 – коэффициент сцепления шин с дорогой, $\varphi_2 = 0,8$.

$$P_{T1} = 10880 \cdot 0,8 = 8704 \text{ Н}$$

Тормозная сила на задней оси, Н

$$P_{T2} = R_2 \cdot \varphi_2, \quad (2.14)$$

$$P_{T2} = 6075 \cdot 0,8 = 4860 \text{ Н}$$

Необходимая суммарная тормозная сила, Н

$$P_{T\Sigma} = P_{T1} + P_{T2}, \quad (2.15)$$

$$P_{T\Sigma} = 8704 + 4860 = 13564 \text{ Н}$$

2.4.2 Определяем тормозной момент, создаваемый тормозными механизмами передней оси M_T , Нм (рис. 2.14):

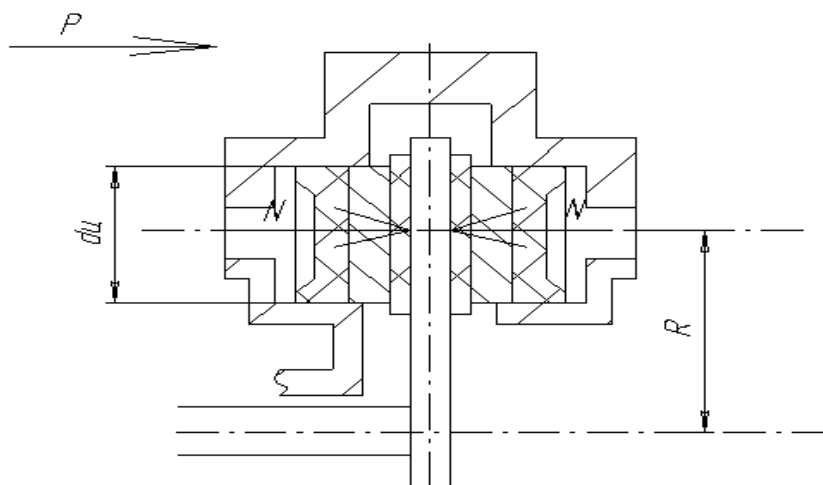


Рисунок 2.14 – Схема сил, действующих на колодки тормозного механизма

Определяем силу прижатия колодки, Н

$$N = \frac{P_n \cdot i \cdot d_2^2 \cdot m}{d_1^1}, (2.30)$$

где P_n - усилие на педали тормоза, $P_n = 600 \text{ Н}$;

i_n - передаточное отношение тормозной педали, $i_n = 3,5$;

m - число рабочих цилиндров, $m = 6$;

d_1 - диаметр главного тормозного цилиндра, $d_1 = 0,0238 \text{ м}$;

d_2 - диаметр рабочего цилиндра, $d_2 = 0,025 \text{ м}^2$.

$$N = \frac{600 \cdot 3,5 \cdot 0,025^2 \cdot 6}{0,0238^2} = 13903 \text{ Н}$$

Тормозной момент, развиваемый тормозными механизмами передней оси,
Нм

$$M_1 = m \cdot \mu \cdot N \cdot r_{cp} \cdot n, \quad (2.31)$$

где n – число тормозных механизмов, $n = 2$;

m – число пар трения, $m = 2$;

μ – коэффициент трения, $\mu = 0,4$;

r_{cp} – радиус приложения силы трения

$$r_{cp} = \frac{r_n + r_g}{2}, \quad (2.32)$$

где r_n, r_g – соответственно радиусы накладки наружные и внутренние,

$r_n = 0,174$ м; $r_g = 0,124$ м.

$$r_{cp} = \frac{0,174 + 0,124}{2} = 0,149;$$

$$M_1 = 2 \cdot 0,4 \cdot 13903 \cdot 0,149 \cdot 2 = 3315 \text{ Н}$$

Определим тормозную силу механизмов передней оси, Н

$$P_{T1} = M_1 / r_k, \quad (2.33)$$

$$P_{T1} = 3315 / 0,295 = 11235,6 \text{ Н}$$

Сравниваем тормозную силу, развиваемую тормозными механизмами передней оси с необходимой тормозной силой

$$P_{T1} \geq [P_{T1}], \quad (2.34)$$

$$[P_{T1}] = 8704 \text{ Н}, \quad P_{T1} = 11235,6 \text{ Н}.$$

Определим коэффициент запаса

$$\Delta P = P_{T1} / [P_{T1}], \quad (2.35)$$

$$\Delta P = 1,3.$$

2.4.3 Определяем тормозной момент, создаваемый тормозными механизмами задней оси M_T , Нм (рис. 2.14):

Определяем силу прижатия колодки, Н

$$N = \frac{P_n \cdot i \cdot d_2^2 \cdot m}{d_1^1},$$

где P_n - усилие на педали тормоза, $P_n=600$ Н;

i_n - передаточное отношение тормозной педали, $i_n = 3,5$;

m - число рабочих цилиндров, $m = 4$;

d_1 - диаметр главного тормозного цилиндра, $d_1 = 0,0238$ м;

d_2 - диаметр рабочего цилиндра, $d_2 = 0,032$ м².

$$N = \frac{600 \cdot 3,5 \cdot 0,032^2 \cdot 4}{0,0238^2} = 15185 \text{ Н}$$

Тормозной момент, развиваемый тормозными механизмами задней оси, Нм

$$M_2 = m \cdot \mu \cdot N \cdot r_{cp} \cdot n,$$

где n - число тормозных механизмов, $n = 2$;

m - число пар трения, $m = 2$;

μ - коэффициент трения, $\mu = 0,4$;

r_{cp} - радиус приложения силы трения

$$r_{cp} = \frac{r_n + r_e}{2},$$

где r_n, r_g – соответственно радиусы накладки наружные и внутренние,

$$r_n = 0,164 \text{ м}; r_g = 0,124 \text{ м}.$$

$$r_{cp} = \frac{0,164 + 0,124}{2} = 0,144;$$

$$M_2 = 2 \cdot 0,4 \cdot 15185 \cdot 0,144 \cdot 2 = 3499 \text{ Н}$$

Определим тормозную силу механизмов передней оси, Н

$$P_{T2} = M_2 / r_k,$$

$$P_{T2} = 3499 / 0,295 = 11861 \text{ Н}$$

Сравниваем тормозную силу, развиваемую тормозными механизмами передней оси с необходимой тормозной силой

$$P_{T2} \geq [P_{T2}],$$

$$[P_{T2}] = 4860 \text{ Н}, P_{T2} = 11861 \text{ Н}.$$

Определим коэффициент запаса

$$\Delta P = P_{T2} / [P_{T2}],$$

$$\Delta P = 2,44.$$

Таблица 2.3 – Характеристика тормозного управления

Ось	Замедление, j_n м/с ²	Необходимая тормозная сила на оси, Н	Давление в приводе, МПа	Полученная тормозная сила на оси, Н	Коэфф. запаса	Сила на педали, Н
Передняя	8	8704	11	11235,6	1,3	600
Задняя		4860		11861	2,44	
Сум-ная		13564		23096,6	1,7	

2.4.4 Проверочные расчеты тормозного механизма

Определим среднее удельное давление на колодку со стороны диска и сравним с допусковым, МПа

$$P_{y\partial} = \frac{R}{F_{\Sigma}} \leq [2,5], \quad (2.36)$$

где R_1 – реакция, приходящаяся на ось, исходя из формулы 2.5, 2.6;

F_{Σ} – суммарная поверхность фрикционных накладок, m^2 .

$$F_{\Sigma} = \frac{\pi \cdot (r_n^2 - r_s^2) \cdot \beta_0 \cdot n}{360^0},$$

где β_0 – угол охвата колодки, $\beta_0 = 75^0$ - передняя ось, $\beta_0 = 60^0$ - задняя ось;

n – число колодок, $n = 4$.

- для передней оси

$$F_{\Sigma_{перед}} = \frac{3,14 \cdot (0,174^2 - 0,124^2) \cdot 75^0}{360^0} \cdot 4 = 0,00975 \text{ м}^2$$

$$P_{перед}^{y\partial} = \frac{10880}{0,00975} = 1,12 \text{ МПа} \leq [2,5].$$

- для задней оси

$$F_{\Sigma_{зад}} = \frac{3,14 \cdot (0,164^2 - 0,124^2) \cdot 60^0}{360^0} \cdot 4 = 0,006 \text{ м}^2$$

$$P_{зад}^{y\partial} = \frac{6075}{0,006} = 1,01 \text{ МПа} \leq [2,5].$$

Определим нагрев тормозного диска при одном торможении с максимальной скорости 240 км/ч

$$\Delta\tau = L \frac{m}{z \cdot C \cdot q} \leq 25^{\circ} \text{C}, \quad (2.37)$$

где m – коэффициент перераспределения масс;

z – число колодок; $z = 2$;

C – теплоёмкость чугуна, $C = 482 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}$;

q – вес рабочей части тормозного диска;

L – удельная работа торможения.

$$m_1 = \frac{l_2 + \varphi_1 \cdot H}{L}, \quad (2.38)$$

$$m_2 = \frac{l_1 - \varphi_1 \cdot H}{L}$$

$$m_1 = \frac{1,335 + 0,82 \cdot 0,485}{2,7} = 0,64$$

$$m_2 = \frac{1,365 - 0,82 \cdot 0,485}{2,7} = 0,36$$

$$L = \frac{M_a \cdot V_a^2}{2}, \quad (2.39)$$

$$L = \frac{1730 \cdot 66,5^2}{2} = 3,825 \text{ МДж}$$

$$q = \gamma \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{cp} \cdot b \cdot (r_n - r_e), \quad (2.40)$$

где γ – плотность материала тормозного диска, $\gamma = 7800 \text{ кг/м}^3$;

b – толщина тормозного диска, $b = 0,02 \text{ м}$.

$$q = 7000 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 0,1445 \cdot 0,02 \cdot (0,174 - 0,115) = 7,5$$

$$\Delta\tau_1 = 3,825 \cdot 10^6 \frac{0,64}{2 \cdot 482 \cdot 7,5} = 339^{\circ} \text{C}.$$

2.4.5 Расчёт на прочность элементов дискового тормоза

Проверочный расчет болтов крепления суппорта к кронштейну на напряже-
ния среза

$$\tau_{cp} = \frac{M}{4 \cdot r_{cp} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right)} \leq [\tau_{cp}],$$

где M - момент среза;

d - диаметр болта, $d = 12$ мм;

r_{cp} - средний радиус приложения силы, $r_{cp} = 0,144$ м.

$$M = P_{T2} \cdot r_k, \quad (2.50)$$

$$M = 11861 \cdot 0,295 = 3499 \text{ Нм};$$

$$\tau_{cp} = \frac{3499}{4 \cdot 0,144 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 0,012^2}{4} \right)} = 53,7 \text{ МПа}$$

$$\tau_{cp} \approx 53,7 \text{ МПа} \leq 164 \text{ МПа}.$$

Проверочный расчёт болтового соединения ступицы и тормозного диска

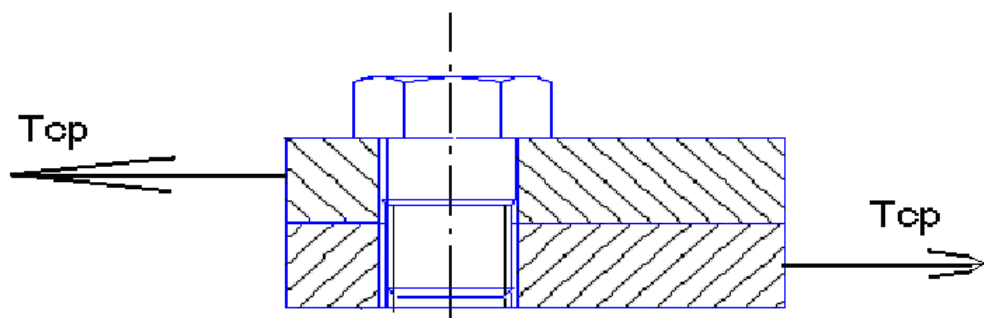


Рисунок 2.17 – Силы, действующие на болтовое соединение

$$\tau_{cp} = \frac{3499}{5 \cdot 0,1 \cdot \left(\frac{3,14 \cdot 0,01^2}{4} \right)} = 89 \text{ МПа}.$$

5 – количество болтов

$$[\tau_{cp}] = 0,4 \div 0,5 [\sigma_{\sigma}]_{8KII} \approx 164 \text{ МПа.}$$

$$\tau_{cp} \approx 89 \text{ МПа} \leq 164 \text{ МПа.}$$

В результате проведенных расчётов на прочность было установлено полное соответствие всех деталей и узлов тормозной системы прочностным характеристикам.

2.5 Расчет тормозных свойств автомобиля

2.5.1 Расчет тормозных свойств прототипа

Тормозным режимом называют движение с подведенными тормозными моментами ко всем или некоторым колесам. Тормозные свойства оценивают по значениям замедления, времени и пути торможения.

Уравнение силового баланса при торможении имеет вид:

$$P_{II} = P_{TOP} + P_{СК} + P_{II} + P_B + P_{ДВС} + P_{TP}, \quad (2.51)$$

В общем случае (с учетом уклонов, перераспределения нагрузки по осям и не на всех заторможенных колесах) тормозная сила АТС:

$$P_{TOP} = R_{Z(mop)} \cdot \varphi = m_{mop} \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \varphi, \quad (2.52)$$

где $R_{Z(mop)}$ - нормальные реакции опорной поверхности, действующие на заторможенные колеса;

m_{mop} - масса, приходящиеся на заторможенные колеса;

g - ускорение свободного падения;

α - угол продольного наклона дороги;

φ - коэффициент сцепления.

Таблица 2.4 – Массив исходных данных для расчета показателей тормозных свойств

Параметр	Обозначение	Прототип	Проектируемый
Фактическая масса АТС, кг	m_A	1730	1730
Масса приходящиеся на заторможенные колеса, кг	$m_{тор}$	1730	1730
Статический радиус колеса, м	r_K	0,295	0,295
Момент инерции колеса, $кг \cdot м^2$	J_K	0,89	0,89
Число вращающихся колес	z_k	4	4
Коэффициент учета вращающихся масс	δ	1,0236	1,0236
Лобовая площадь АТС, $м^2$	F_A	2,36	2,36
Коэффициент лобового сопротивления	C_X	0,31	0,31
Плотность воздуха, $кг/м^3$	ρ	1,205	1,205
Коэффициент сцепления	φ	0,7	0,8
Продольный уклон дороги	i	0,1	0,1
Угол продольного наклона дороги, град	α	4,57	4,57
Скорость торможения АТС, м/с	V_{max}	16,5	16,5

Для анализа режима экстренного торможения, реализуемого с сохранением устойчивости движения, примем следующие допущения:

- нормальные реакции дороги соответствуют значениям R_z неподвижного АТС;
- заторможенные колеса реализуют максимальную тормозную силу при качении с 20% скольжением;
- двигатель отключен от ведущих колес, сопротивление трансмиссии и качению колес мало ($P_{двс}$, $P_{СК}$, $P_{ТР}$ равны 0).

С учетом принятых допущений, уравнение силового баланса:

$$m_a \cdot J_3 \cdot \delta = m_{тор} \cdot g \cdot \cos \alpha \cdot \varphi + m_a \cdot g \cdot \sin \alpha + P_B, \quad (2.53)$$

откуда замедление при торможении

$$J_3 = [g \cdot (m_{\text{мор}} \cdot \cos \alpha \cdot \varphi + m_a \cdot g \cdot \sin \alpha) + P_B] / (m_a \cdot \delta), \quad (2.54)$$

где m_a - фактическая масса АТС;

P_B - сила сопротивления воздуха.

Коэффициент учета вращающихся масс:

$$\delta = 1 + \left(\frac{z_k \cdot J_k}{m_a \cdot r_k^2} \right) = 1 + \left(\frac{4 \cdot 0,89}{1730 \cdot 0,295^2} \right) = 1,0236 \quad (2.55)$$

Расчет тормозного пути

Основной составляющей остановочного пути в тормозном режиме движения является тормозной путь, т.е. путь при максимальном замедлении.

Массив исходных данных, достаточный для расчета показателей тормозных свойств, представлен в таблице 2.4.

Начальную скорость V_H определим как разность максимально возможной скорости АТС V_{max} на горизонтальном участке дороги при заданном значении f и снижения скорости ΔV_H за время нарастания тормозных сил:

$$\Delta V_H = 0,5 \cdot j_T \cdot t_H, \quad (2.56)$$

где t_H - время нарастания тормозных сил (и замедления) составляет 0,2...0,25с для гидравлического, 0,3...0,9с для пневматического привода.

Начальная скорость;

$$V_H = V_{\text{max}} - \Delta V_H, \quad (2.57)$$

Замедление при торможении:

$$j_T = \frac{g \cdot (m_{\text{мop}} \cdot \cos \alpha \cdot \varphi + m_a \cdot \sin \alpha) + P_B}{m_a \cdot \delta}, \quad (2.58)$$

Сила сопротивления воздуха:

$$P_B = \frac{Cx \cdot \rho \cdot F_A \cdot V_A^2}{2}, \quad (2.59)$$

$$P_B = \frac{0,31 \cdot 1,205 \cdot 2,36 \cdot 16,5^2}{2} = 120 \text{ H};$$

$$j_T = \frac{9,8 \cdot (1730 \cdot \cos 4,57 \cdot 0,7 + 1730 \cdot \sin 4,57) + 120}{1730 \cdot 1,0236} = 7,73 \text{ м/с}^2;$$

$$\Delta V_H = 0,5 \cdot 7,73 \cdot 0,25 = 0,97 \text{ м/с};$$

$$V_H = 16,5 - 0,97 = 15,53 \text{ м/с}$$

С учетом нелинейности зависимости замедления от скорости АТС, при расчете времени и пути торможения используем приближенный метод интегрирования. В частности, задав число интервалов варьирования скорости, следует определить:

1. Задаем число интервалов варьирования скорости: $n = 7$, далее для каждого интервала определяем следующие параметры:

2. Ширина интервала:

$$\Delta V = \frac{V_H}{n}, \quad (2.60)$$

$$\Delta V = \frac{V_H}{n} = \frac{15,53}{7} = 2,2 \text{ м/с}$$

3. Скорость в начале каждого интервала:

$$V_i = V_{(i-1)} - \Delta V, \quad (2.61)$$

$$V_1 = V_H = 15,53 \text{ м/с}$$

(здесь и далее будем определять параметры только для первого интервала, для остальных они рассчитываются аналогично).

4. Переводим скорость в км/ч для графических построений:

$$V_1 = \frac{15,53 \cdot 3600}{1000} = 55,9 \text{ км/ч};$$

5. Сила сопротивления воздуха:

$$P_B = \frac{Cx \cdot \rho \cdot F_A \cdot V_i^2}{2}, \quad (2.62)$$

$$P_{B1} = \frac{0,31 \cdot 1,205 \cdot 2,36 \cdot 15,53^2}{2} = 106,3 \text{ Н}.$$

6. Замедление на подъеме ($\alpha=4,57$ град):

$$j_{3П} = \frac{g \cdot (m_{мор} \cdot \cos \alpha \cdot \varphi + m_a \cdot \sin \alpha) + P_B}{m_a \cdot \delta}, \quad (2.63)$$

$$j_{3П} = \frac{9,81 \cdot (1730 \cdot \cos 4,57^\circ \cdot 0,7 + 1730 \cdot \sin 4,57^\circ) + 106,3}{1730 \cdot 1,0236} = 7,73 \text{ м/с}^2.$$

7. Замедление на горизонтальной дороге:

$$j_{3Г} = \frac{m_{мор} \cdot g \cdot \varphi + P_B}{m_a \cdot \delta}, \quad (2.64)$$

$$j_{3Г1} = \frac{m_{мор} \cdot g \cdot \varphi + P_{B1}}{m_a \cdot \delta} = \frac{1730 \cdot 9,81 \cdot 0,7 + 106,3}{1730 \cdot 1,0236} = 6,77 \text{ м/с}^2.$$

8. Замедление на спуске:

$$j_{3С} = \frac{g \cdot (m_{мор} \cdot \cos \alpha \cdot \varphi + m_a \cdot \sin \alpha) + P_B}{m_a \cdot \delta}, \quad (2.65)$$

$$j_{3С} = \frac{9,81 \cdot (1730 \cdot \cos(-4,57^\circ) \cdot 0,7 + 1730 \cdot \sin(-4,57^\circ)) + 106,3}{1730 \cdot 1,0236} = 5,81 \text{ м/с}^2.$$

9. Среднее замедление на горизонте:

$$J_{\text{сред}i} = 0,5 \cdot (J_{\text{сг}(i)} + J_{\text{сг}(i+1)}), \quad (2.66)$$

10. Средняя скорость на горизонте:

$$V_{\text{сред}i} = 0,5 \cdot (V_i + V_{(i+1)}), \quad (2.67)$$

11. Время торможения Δt в каждом интервале на горизонте:

$$\Delta t = \frac{\Delta V}{J_{\text{сред}}}, \quad (2.68)$$

12. Путь торможения ΔS в каждом интервале на горизонте:

$$\Delta S_{\text{сред}} = V_{\text{сред}} \cdot \Delta t_i, \quad (2.69)$$

13. Путь торможения (нарастающий итог):

$$S_{Ti} = \sum_{i=1}^i \Delta S_i, \quad (2.70)$$

14. Время торможения:

$$t_T = \sum_{i=1}^n \Delta t_i, \quad (2.71)$$

15. Тормозной путь (конечное значение):

$$S_T = \sum_{i=1}^n \Delta S_i \quad (2.72)$$

Шаги 9-15 повторяем для торможения на подъеме и спуске, рассчитывается аналогично с использованием замедления на подъеме и спуске соответственно.

Результаты расчета представляем в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Результаты расчета тормозного пути

1	Число интервалов	n	7							
2	Ширина интервала, м/с	ΔV	5,7							
3	Скорость автомобиля в интервалах	V_a	15,5	13,3	11,1	8,9	6,7	4,4	2,2	0,0

	ла, м/с									
4	Скорость автомобиля в интервале, км/ч	V_a	55,9	47,9	39,9	31,9	24,0	16,0	8,0	0,0
5	Сила сопротивления воздуха, Н	P_B	106,3	78,1	54,2	34,7	19,5	8,7	2,2	0,0
6	Замедление на подъеме, м/с ²	$J_{3П}$	7,73	7,71	7,70	7,69	7,68	7,67	7,67	7,67
7	Замедление на горизонте, м/с ²	$J_{3Г}$	6,77	6,75	6,74	6,73	6,72	6,71	6,71	6,71
8	Замедление на спуске, м/с ²	$J_{3С}$	5,81	5,79	5,78	5,77	5,76	5,75	5,75	5,75

Продолжение табл. 2.5

Подъем										
Номер интервала			1	2	3	4	5	6	7	
9	Среднее замедление в интервале, м/с ²	$J_{сред}$	7,72	7,70	7,69	7,68	7,67	7,67	7,67	7,67
10	Средняя скорость в интервале, м/с	$V_{сред}$	14,4	12,2	10,0	7,8	5,5	3,3	1,1	0,0
11	Время движения в интервале, с	Δt	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29
12	Путь движения в интервале, м	ΔS	4,1	3,5	2,9	2,2	1,6	1,0	0,3	0,0
13	Путь (нарастающий итог), м	S_T	0,0	4,1	7,7	10,5	12,8	14,4	15,3	15,7
14	Время торможения, с	t_T	2							
15	Тормозной путь, м	S_T	15,7							
Горизонталь										
Номер интервала			1	2	3	4	5	6	7	
16	Среднее замедление в интервале, м/с ²	$J_{сред}$	6,99	6,91	6,84	6,78	6,74	6,71	6,70	6,69
17	Средняя скорость в интервале, м/с	$V_{сред}$	6,76	6,75	6,73	6,72	6,72	6,71	6,71	6,71
18	Время движения в интервале, с	Δt	14,4	12,2	10,0	7,8	5,5	3,3	1,1	0,0
19	Путь движения в интервале, м	ΔS	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33

20	Путь (нарастающий итог), м	S_T	4,7	4,0	3,3	2,6	1,8	1,1	0,4	0,0
21	Время торможения, с	t_T	2,3							
22	Тормозной путь, м	S_T	17,9							
Спуск										
Номер интервала				1	2	3	4	5	6	7
23	Среднее замедление в интервале, м/с ²	$J_{сред}$	5,80	5,79	5,78	5,77	5,76	5,75	5,75	5,75

Продолжение табл. 2.5

24	Средняя скорость в интервале, м/с	$V_{сред}$	14,4	12,2	10,0	7,8	5,5	3,3	1,1	0,0
25	Время движения в интервале, с	Δt	0,38	0,38	0,38	0,38	0,39	0,39	0,39	0,39
26	Путь движения в интервале, м	ΔS	5,5	4,7	3,8	3,0	2,1	1,3	0,4	0,0
27	Путь (нарастающий итог), м	S_T	0,0	5,5	10,2	14,0	17,0	19,2	20,4	20,9
28	Время торможения, с	t_T	2,7							
29	Тормозной путь, м	S_T	20,9							

На основе полученных данных строим график зависимости замедления от скорости движения АТС и скоростную характеристику тормозного режима движения.

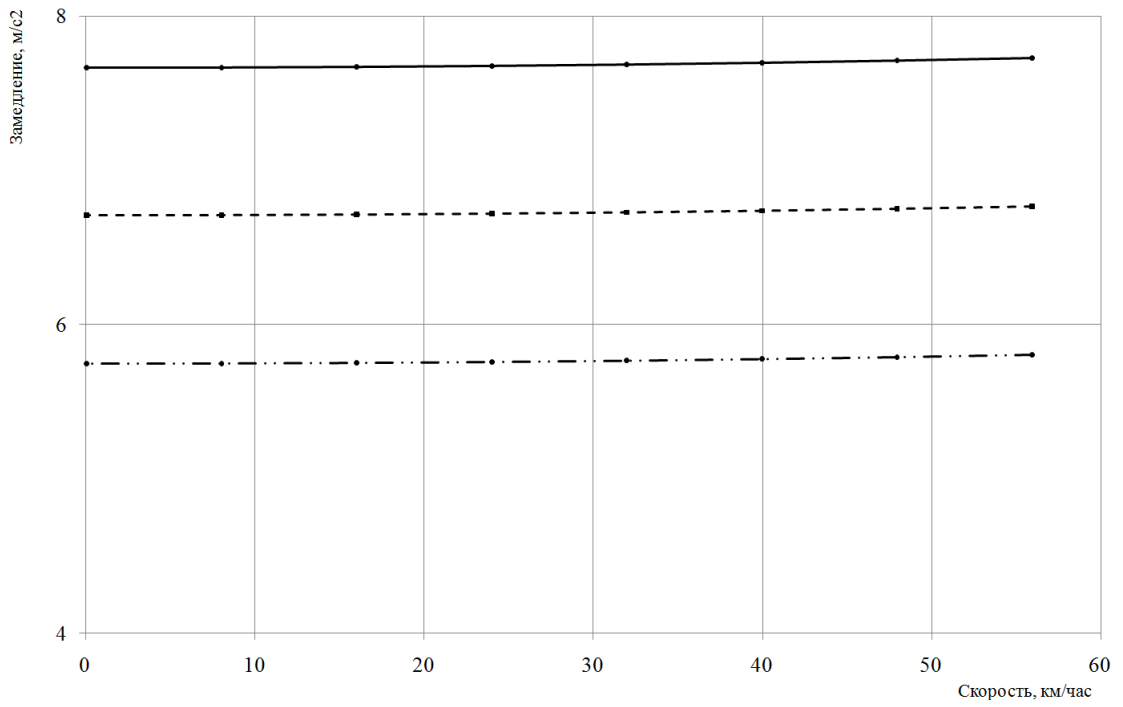


Рисунок 2.18 – Зависимость замедления от скорости движения АТС

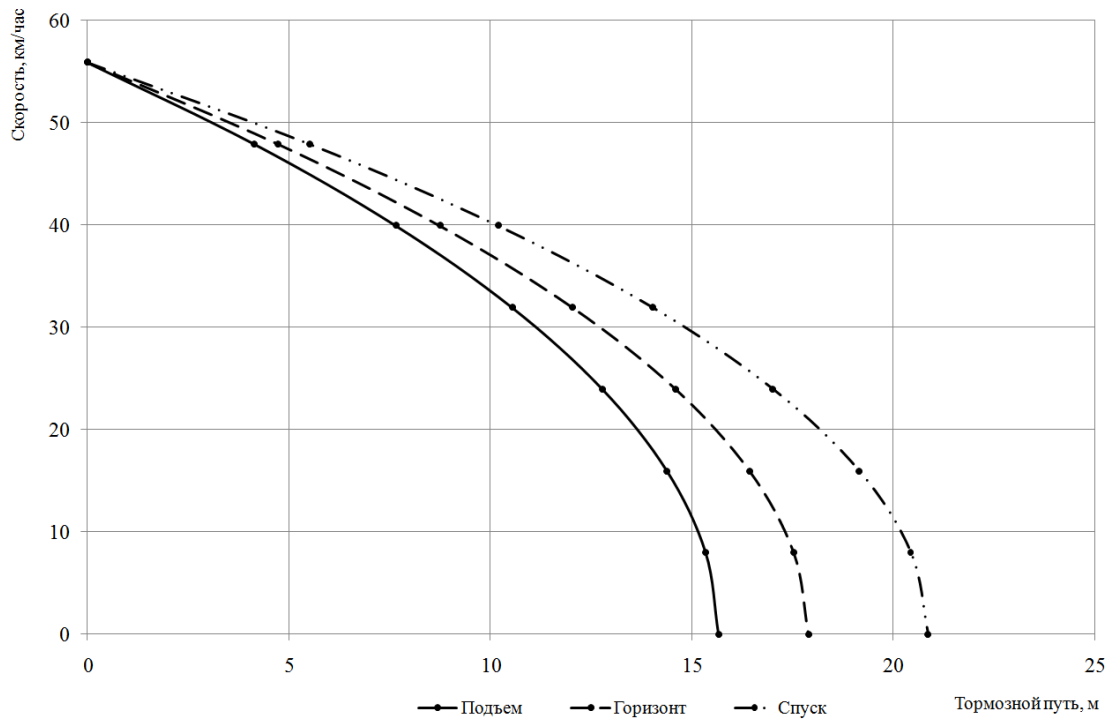


Рисунок 2.19 – Скоростная характеристика тормозного режима движения

2.5.2 Расчет тормозных свойств автомобиля после модернизации

Расчеты производим по формулам 2.55-2.72, результаты расчетов сводим в таблицу 2.6

Таблица 2.6 – Результаты расчета тормозного пути после модернизации тормозного управления

1	Число интервалов	n	7							
2	Ширина интервала, м/с	ΔV	5,7							
3	Скорость автомобиля в интервала, м/с	V_a	15,5	13,3	11,1	8,9	6,7	4,4	2,2	0,0

Продолжение табл. 2.6

4	Скорость автомобиля в интервала, км/ч	V_a	55,9	47,9	39,9	31,9	24,0	16,0	8,0	0,0
5	Сила сопротивления воздуха, Н	P_B	106,3	78,1	54,2	34,7	19,5	8,7	2,2	0,0
6	Замедление на подъеме, м/с ²	$J_{3П}$	8,69	8,67	8,66	8,64	8,64	8,63	8,63	8,63
7	Замедление на горизонте, м/с ²	$J_{3Г}$	7,73	7,71	7,70	7,69	7,68	7,67	7,67	7,67
8	Замедление на спуске, м/с ²	$J_{3С}$	6,77	6,75	6,74	6,73	6,72	6,71	6,71	6,71
Подъем										
Номер интервала				1	2	3	4	5	6	7
9	Среднее замедление в интервале, м/с ²	$J_{сред}$	8,68	8,66	8,65	8,64	8,63	8,63	8,63	8,63
10	Средняя скорость в интервале, м/с	$V_{сред}$	14,4	12,2	10,0	7,8	5,5	3,3	1,1	0,0
11	Время движения в интервале, с	Δt	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26	0,26
12	Путь движения в интервале, м	ΔS	3,7	3,1	2,6	2,0	1,4	0,9	0,3	0,0
13	Путь (нарастающий итог), м	S_T	0,0	3,7	6,8	9,4	11,4	12,8	13,6	13,9
14	Время торможения, с	t_T	1,8							

15	Тормозной путь, м	S_T	13,9							
Горизонталь										
Номер интервала				1	2	3	4	5	6	7
16	Среднее замедление в интервале, м/с ²	$J_{сред}$	7,72	7,70	7,69	7,68	7,67	7,67	7,67	7,67
17	Средняя скорость в интервале, м/с	$V_{сред}$	14,4	12,2	10,0	7,8	5,5	3,3	1,1	0,0
18	Время движения в интервале, с	Δt	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29	0,29
19	Путь движения в интервале, м	ΔS	4,1	3,5	2,9	2,2	1,6	1,0	0,3	0,0

Продолжение табл. 2.6

20	Путь (нарастающий итог), м	S_T	0,0	4,1	7,7	10,5	12,8	14,4	15,3	15,7
21	Время торможения, с	t_T	2							
22	Тормозной путь, м	S_T	15,7							
Спуск										
Номер интервала				1	2	3	4	5	6	7
23	Среднее замедление в интервале, м/с ²	$J_{сред}$	6,76	6,75	6,73	6,72	6,72	6,71	6,71	6,71
24	Средняя скорость в интервале, м/с	$V_{сред}$	14,4	12,2	10,0	7,8	5,5	3,3	1,1	0,0
25	Время движения в интервале, с	Δt	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33	0,33
26	Путь движения в интервале, м	ΔS	4,7	4,0	3,3	2,6	1,8	1,1	0,4	0,0
27	Путь (нарастающий итог), м	S_T	0,0	4,7	8,7	12,0	14,6	16,4	17,5	17,9
28	Время торможения, с	t_T	2,3							
29	Тормозной путь, м	S_T	17,9							

На основе полученных данных строим график зависимости замедления от скорости движения автомобиля и скоростную характеристику тормозного режима движения после модернизации тормозного управления.

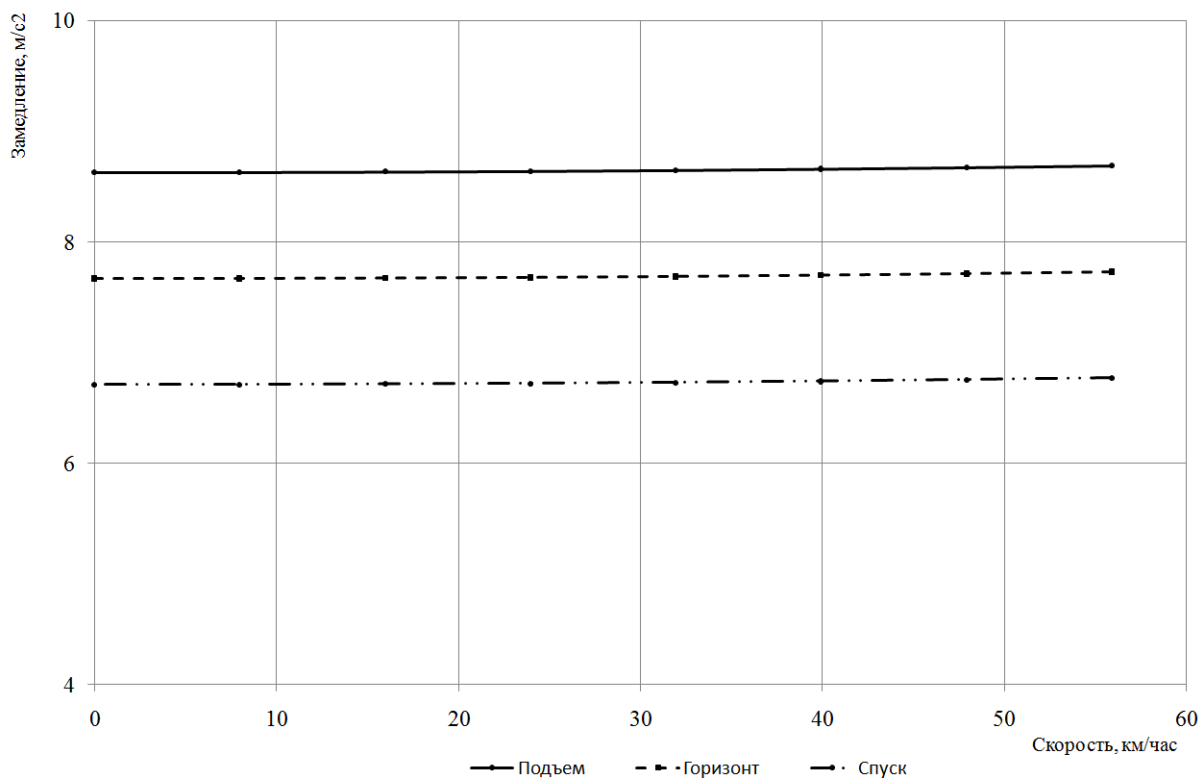


Рисунок 2.20 – Зависимость замедления от скорости движения

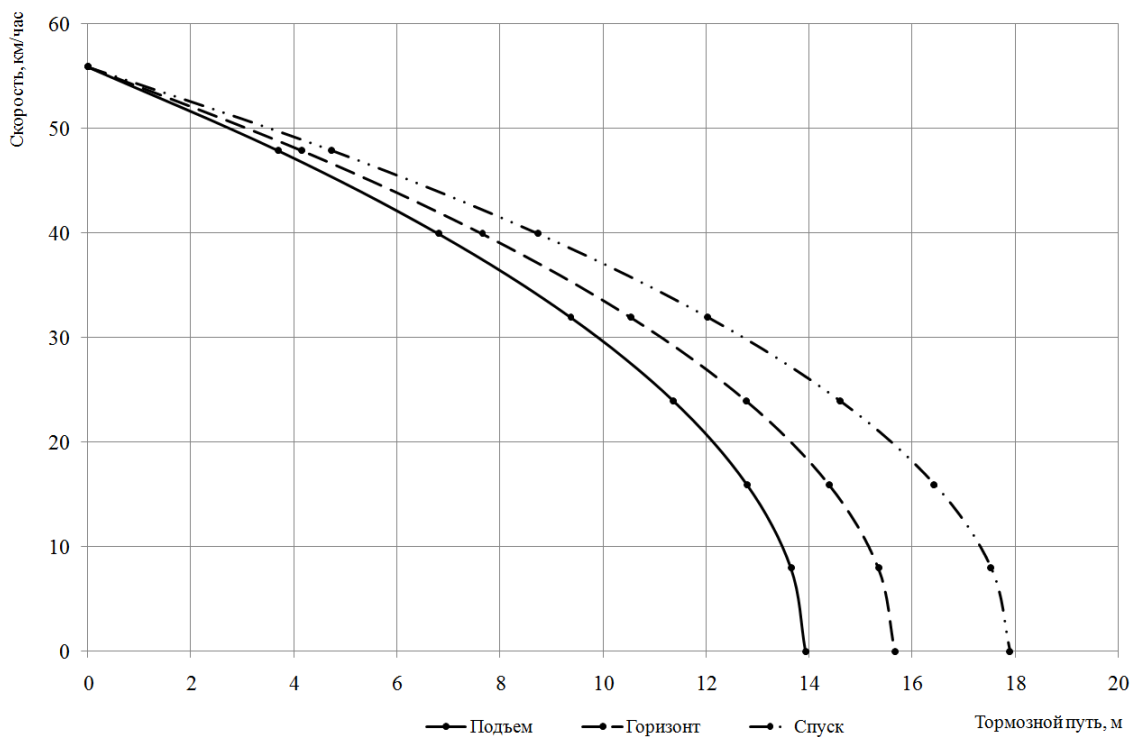


Рисунок 2.21 – Скоростная характеристика тормозного режима движения

2.6 Техническое задание на разработку задней подвески транспортного средства категории М1 для участия в автоспорте

1. Наименование – задняя подвеска транспортного средства категории М1.

2. Область применения – Транспортные средства категории М1.

3. Основание для разработки – Дипломное проектирование, актуальность темы, создание более эффективной конструкции для участия в автоспорте.

4. Функциональное и эксплуатационное назначение – Объект проектирования должен соответствовать нормам плавности хода автомобилей, установленные ОСТ 37.001.291 – 84 и ГОСТ 12.1.012 предназначено для использования в умеренном климате.

5. Требования и нормы, определяющие показатели качества.

5.1 Наименование, число и назначение основных составных частей задней подвески – 1) колесо; 2) ступица; 3) поворотный кулак; 4) направляющий элемент; 6) упругий элемент; 7) резинометаллический шарнир.

5.2 Требование массы и габаритных размеров – Полная масса проектируемых узлов не должна превышать 30 кг, по габаритным размерам проектируемая подвеска не должна выходить за пределы кузова автомобиля.

5.3 Требования взаимозаменяемости составных частей – в проектируемом транспортном средстве должны применяться уже используемые узлы и агрегаты.

5.4 Основные параметры:

Тип подвески – независимая;

Ход подвески – не менее 220мм;

Колея передних колес – 1470 мм;

Колея задних колес – 1483 мм;

Плавность хода отвечающая требованиям ОСТ 37.001.291 – 84;

Хорошая ремонтпригодность;

Минимизация неподрессоренных масс.

5.5 Требования к долговечности – межремонтный пробег 30000км.

5.6 Тип производства – единичное.

5.7 Показатели уровня унификации и стандартизации – коэффициент стандартизации не менее 15%; Коэффициент унификации по числу деталей не менее 30%.

5.8 Требования по обеспечению безопасности – Объекты проектирования должны соответствовать нормам плавности хода автомобилей, установленные ОСТ 37.001.291 – 84 и ГОСТ 12.1.012.

5.9 Требования технической эстетики и эргономики – Проектируемое узлы должны отвечать требованиям технической эстетики, а именно обладать композиционной целостностью, информативностью.

5.10 Требования к климатическим условиям эксплуатации – Разрабатываемое ТС может эксплуатироваться в умеренных климатических условиях от -30°C до $+35^{\circ}\text{C}$.

2.6.1 Анализ подвески автомобиля на косых рычагах

Подвеска на косых рычагах представляет собой своего рода компромисс между подвеской на продольных рычагах и двух шарнирной подвеской с качающимися полуосями. В ней стараются объединить технические преимущества обеих названных конструкций, одновременно отказавшись от их недостатков.

Подвеска на косых рычагах в двух своих вариантах используется исключительно в качестве задней подвески. Один из этих вариантов более обоснован экономическими соображениями, а другой применяется из-за его благоприятных ки-

нематических качеств и обеспечивает поэтому технические преимущества. В новых конструкциях находит применение только последний вариант.

Описание кинематической схемы, как можно видеть на рис. 2.22, оси EG качания рычагов расположены таким образом, что они пересекают шарниры С, соединяющие полуоси с ведомыми элементами главной передачи, в результате чего с каждой стороны достаточно лишь одного шарнира. Косые рычаги, которые без осложнений могут воспринимать и пружины подвески, при ходе колес совершают пространственные перемещения, обусловленные положением их оси качания. Этому варианту еще присущи два основных недостатка двухшарнирной подвески с качающимися полуосями: высокий центр крена и большое изменение колеи, но он имеет и определенные преимущества. Наружное колесо при быстром прохождении поворота «подламывается» в несколько меньшей степени, а имеющиеся полюсы продольного крена обеспечивают уменьшение продольного крена при торможении.

Для получения достаточного дорожного просвета под поддоном двигателя или картером главной передачи внутренние шарниры полуосей должны быть расположены выше центра колес. При этом полуоси получают наклонное положение, а находящиеся к ним под прямым углом колеса - положительный развал. В статическим расчетом доказано, что описанное положение способствует подламыванию наружного колеса при движении на повороте. Замеры на более старых моделях фирмы «Фиат» выявили развал от +1 до +2' при нагрузке в два человека.

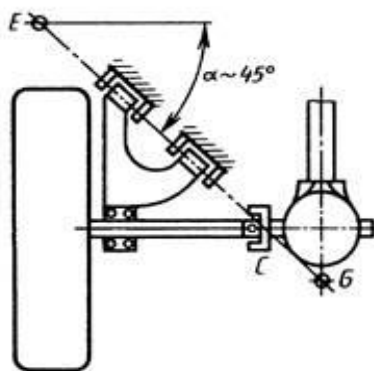


Рисунок 2.22 - Схема подвески на косых рычагах

С технической точки зрения более благоприятен угол α от 10 до 25 градусов, к которому может еще добавиться небольшой наклон на виде сзади на угол ската β рисунок 2.23. Оси таких рычагов расположены косо в пространстве и уже не пересекают внутренние шарниры полуосей по обе стороны от главной передачи. Между колесом и главной передачей возникают в этом случае не только угловые перемещения, но и линейные, так что с каждой стороны требуется по два шарнира, способных компенсировать изменение длины.

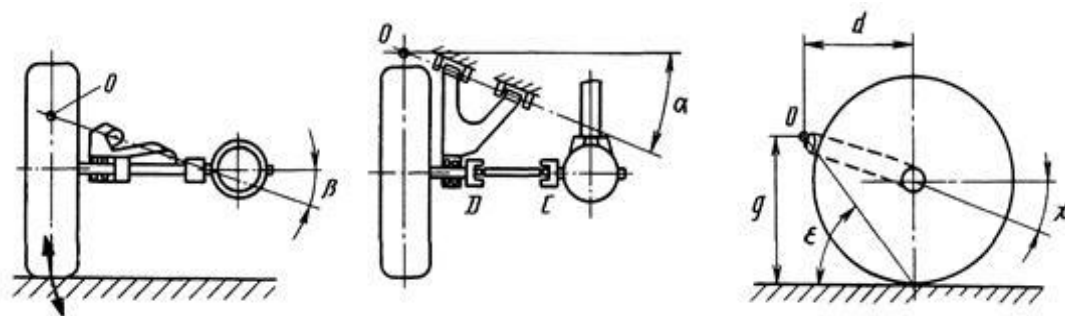


Рисунок 2.23 - Кинематика подвески на косых рычагах

При отсутствии угла ската β ось колеса M , продолженная до полюса $P1$, перемещается при ходах подвески по боковой поверхности конуса, осью которого является ось качания рычага EG . Как видно в плане на рис.2.24, угол при вершине этого конуса составляет 2α . Там же, на виде сзади, показано, что при наличии дополнительного угла ската β продолжение оси M колеса в конструктивном положении автомобиля не пересекается с прямой $EGP2$. Эти прямые проходят в про-

странстве одна мимо другой, а точка М перемещается по гиперboloиду вращения. Если кузов переместился вниз настолько, что отрицательный развал колеса $- \gamma$ совпадает по величине с углом β , т. е. когда выполняется условие нейтрального положения $\beta + \gamma = 0$, полюсы P1 и P2 располагаются на одинаковой высоте и продолжения оси М колеса и прямой EG пересекаются в одной точке.

Если же угол ската отрицательный ($-\beta$), то, наоборот, для достижения нейтрального положения требуется положительный развал $+\gamma$ на колесах приходе отбоя. При заданной длине l рычагов можно сочетанием углов α и β согласовать друг с другом желаемые кинематические характеристики. В этом отношении подвеска на косых рычагах схожа с подвеской на двойных поперечных рычагах где играют роль как угол α на верхнем рычаге и угол β на нижнем, так и длина и взаимное положение обоих рычагов. Однако с учетом эластокинматики двумя рычагами можно достичь большего, чем одним с каждой стороны. Это является одной из причин того, что двойные поперечные рычаги начали вытеснять подвеску на косых рычагах в случае ведущих задних колес. Ниже рассматриваются основные кинематические характеристики.

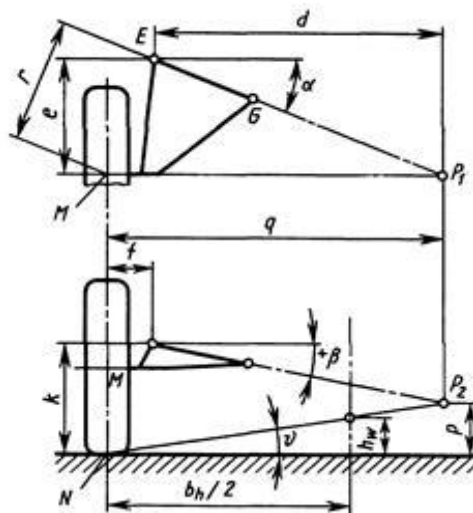


Рисунок 2.24 - Кинематика подвески на косых рычагах

Центр крена. Увеличение угла стреловидности α на виде сверху приводит к повышению центра крена W (см. рис.25), который, однако, снова может быть опущен за счет угла β . Малая длина l рычага допускает лишь ограниченные ходы

подвески, но приводит к повышению центра крена. Длинный же рычаг позволил бы отодвинуть полюс Р от колеса, в результате чего опустится точка W и уменьшится изменение колеи (см. рис. 2.24). Осуществляя согласование с передней подвеской, с помощью косых рычагов можно получить почти любую высоту центра крена. Имеющиеся податливости при этом не учитывались.

Изменение колеи. Кривизна кривой изменения колеи определяется длиной отрезка NP2 (см. рис. 2.24), а для отклонения от вертикали касательной к этой кривой в нулевой точке решающим является угол ν . Длина отрезка NP2 зависит, в первую очередь, от величины угла стреловидности α , а угол ν - как от α , так и от β . Для упрощения при определении мгновенного значения указанного изменения можно использовать отношение высоты h_w центра крена к половине колеи $(0,5b)$.

Эта высота h_w при ходе сжатия уменьшается, а при ходе отбоя увеличивается; вместе с ней изменяется и угол ν . Поэтому можно рассматривать лишь небольшие хода и рассчитывать для них мгновенную величину изменения: $tg\nu = h_w/0,5b$ и $\Delta b = \Delta s h_w/0,5b$.

Центр продольного крена. Уменьшение угла α , точно так же, как увеличение угла β влияет на противодействие продольному крену при торможении. Оба эти изменения обуславливают более благоприятное положение показанного на рис. 2.23 центра продольного крена O, а значит, и более сильное подтягивание вниз задней части кузова при торможении. Определяющий степень указанного противодействия опорный угол ϵ увеличивается, а если точка O находится выше оси колес, то дополнительно возникает опорный угол при разгоне χ , который определяет одновременно величину продольного смещения колеса при ходе подвески. Однако в отличие от угла ϵ , угол χ изменяется значительно сильнее; если задняя часть кузова опускается при разгоне (или при загрузке), то точка O перемещается ниже оси колес, и вместо противодействия (опоры) возникает дополнительное подтягивание кузова вниз.

Преимущества противодействия крену при торможении могут быть использованы, однако, лишь при расположении тормозов в колесах. По этой причине, в частности, ни на одной легковом автомобиле с подвеской на косых рычагах не применяются внутренние тормоза (на главной передаче).

Изменение развала. Чем больше значения угла стреловидности α , тем меньше расстояние q до полюса, определяющее изменение развала, и тем больше изменение развала при ходах подвески.

Угол ската β практически не оказывает влияния на длину q , тогда $\sin \Delta\gamma = s_{12}/q$. Отрезок q может быть определен по соотношениям, приведенным на рис. 2.24. К величине $\Delta\gamma$ нужно прибавить значение развала γ_0 для автомобиля без нагрузки или в рассматриваемом конструктивном положении. При определенном ходе сжатия фактический развал $\gamma_1 = \gamma_0 + \Delta\gamma$.

Слишком большое изменение развала при ходе сжатия подвески вместе с установленным отрицательным развалом при малой нагрузке может привести к неблагоприятному положению колес при полной нагрузке автомобиля.

В зависимости от хода подвески устанавливаются углы γ от -3^0 до $4,5^0$, при которых должны работать шины, да еще с полной нагрузкой. Высокие скорости движения, летние температуры и, возможно, пониженное давление легко могут привести к износу протектора, грозящему аварией. Вероятно, в связи с этим последние модели легковых автомобилей имеют значение $\Delta\gamma$ не более $3,30$ при ходе сжатия 100 мм, а развал без нагрузки составляет около -3^0 .

Изменение схождения. При наличии только угла стреловидности α колесо как при ходе сжатия, так и при ходе отбоя немного поворачивается в направлении положительного схождения. Если к этому добавляется еще положительный угол ската β , то кривая поворачивается против часовой стрелки, тогда при ходе сжатия колесо поворачивается в направлении отрицательного схождения, а при ходе отбоя усиливается положительное схождение. Такая подвеска на повороте способствовала бы избыточной поворачиваемости автомобиля под действием крена и при быстрой смене полосы движения осуществляла бы нежелательное « подруливание». И наоборот, отрицательный угол $-\beta$ способствовал бы недостаточной по-

ворачиваемости. Наименьшее изменение испытывает схождение при нейтральном положении рычага; в этом случае касательная к кривой - если пренебречь всеми податливостями - будет проходить вертикально.

Благоприятнее располагать рычаги таким образом, чтобы наружное колесо при ходе сжатия поворачивалось в сторону положительного схождения, а внутреннее при ходе отбоя - в сторону отрицательного. Достижимая за счет этого недостаточная поворачиваемость под действием крена ослабляет эластокинематическую избыточную поворачиваемость под действием боковых сил, которой едва ли можно избежать.

2.6.2 Проверочные расчеты модернизируемой подвески

Расчет амортизатора на теплонагруженность

Наилучшую характеристику эффективного гашения колебаний ТС дает относительный коэффициент затухания колебаний подвески. При относительном коэффициенте затухания $\psi_{\text{п}} = 0,15 \dots 0,30$ обеспечивается эффективное гашение колебаний кузова и колес, а также высокая плавность хода ТС.

Примем $\psi_{\text{п}} = 0,2$, $M = 250$ кг, $h_{\text{ст}} = 125$ мм.

Определим частоту колебаний подвески

$$\nu_0 = \frac{1}{2 \cdot \pi} \sqrt{\frac{g}{h_{\text{ст}}}} = 1,4 \text{ Гц}$$

$$\omega_0 = 2 \pi \cdot \nu_0 = 2 \cdot 3,14 \cdot 1,4 = 8,79$$

$$\omega_0^2 = \frac{C}{M}$$

$$C = \omega_0^2 \cdot M = 77,2 \cdot 490 = 37876$$

$$\psi = \frac{K_a}{2\sqrt{CM}}$$

$$K_a = 2\psi\sqrt{CM} = 2 \cdot 0,2 \cdot \sqrt{37876 \cdot 490} = 1723,2$$

Генерируемая мощность

$$N_a = K_a \cdot V_{cp}$$

где $V_{cp}=0,03$ м/с – средняя скорость перемещения поршня.

$$N_a = 1723,2 \cdot 0,03 = 51,7$$

Обдуваемая площадь поверхности амортизатора

$$S_0 = D \cdot l = 24 \cdot 300 = 0,0072 \text{ м}^2$$

$$\Delta T = \frac{N_a}{k_\tau \cdot S_0}$$

$$k_\tau = \frac{4 \cdot V_a^{0,7}}{D^{0,3}} = \frac{4 \cdot 22,2^{0,7}}{24^{0,3}} = 109$$

$$\Delta T = \frac{N_a}{k_\tau \cdot S_0} = \frac{51,7}{109 \cdot 0,0072} = 64^\circ \text{C}$$

Максимально допустимый нагрев трубы амортизатора –100-120 °С

Следовательно амортизатор удовлетворяет требованию по теплонагруженности.

Расчет карданного вала привода колес

Карданный вал рассчитывается на кручение.

$$\tau = \frac{M_{kp}}{W_p} \leq [\tau]_{kp}$$

$$W_p = \frac{\pi D^3}{16} (1 - c^4)$$

$$c = \frac{d}{D} = \frac{35}{45} = 0,78$$

$$W_p = \frac{3,14 \cdot 0,045^3}{16} (1 - 0,78^4) = 11,26 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

$$\tau = \frac{4690}{8,6 \cdot 10^{-6}} \approx 380 \text{ МПа} \leq 400 \text{ МПа}$$

Следовательно вал удовлетворяет допускаемым значениям прочности.

3 Технологическая часть

3.1 Расчет припусков

Тормозной диск изготавливают литьём. Материал диска серый чугун ГОСТ. Перед токарной обработкой просверлено 6 отверстий диаметром 10 мм. Наружный диаметр диска равен 328мм.

Выбираем обработку: точение. Обработка проводится с установкой заготовки в приспособление.

Для упрощения и наглядности расчетов используем специальные формы (таблица 3.1).

Справочные данные для заполнения граф 2,3 для литой заготовки взяты из /6, с.182/, для механической обработки – из /6, с.185/. Данные графы 8 для заготовки принимают по /6, с.245/, а данные для обработки резанием – по /5, с.8/.

Расчет отклонений расположения поверхности графа 4.

Для литой заготовки при обработке в центрах отклонения определяются по /5, с.187/.

$$\Delta_{\Sigma} = \sqrt{\Delta_{\Sigma n}^2 + \Delta_y^2} \quad (3.1)$$

где $\Delta_{\Sigma n}$ – общее отклонение оси от прямолинейности, мкм;

Δ_y – смещение оси заготовки в результате погрешности центрирования, мкм.

$$\Delta_{\Sigma n} = 2\Delta_k \cdot l_k, \quad (3.2)$$

где l_k – размер от сечения, для которого определяется кривизна до торца,

мм, $l_k = 35$ мм;

Δ_k – удельная кривизна, мкм, на 1 мм длины, мкм/мм, $\Delta_k = 0,8$ мкм/мм /6, с.186/.

$$\Delta_{\Sigma n} = 2 \cdot 35 \cdot 0,8 = 56,$$

$$\Delta_y = 0,25\sqrt{T^2 + 1} \quad (3.3)$$

где T – допуск на диаметральный размер базы заготовки, используемый при центрировании /7, с. 234/, $T = 1,9$ мм.

$$\Delta_y = 0,25\sqrt{1,9^2 + 1} = 530$$

$$\Delta_{\Sigma} = \sqrt{56^2 + 530^2} = 532$$

Обтачивание. Величину остаточных пространственных отклонений определяют по уравнению, мкм

$$\Delta_r = K_y \cdot \Delta_{\Sigma}, \quad (3.4)$$

где K_y - коэффициент уточнения /6, с. 190/;

$K_y = 0,06$ - при черновом точении;

$K_y = 0,04$ - при чистовом точении;

$K_y = 0,03$ - при черновом шлифовании;

$K_y = 0,02$ - при чистовом шлифовании.

$$\Delta_r = 532 \cdot 0,06 = 31,9,$$

$$\Delta_r = 31,9 \cdot 0,04 = 1,28,$$

$$\Delta_r = 1,28 \cdot 0,03 = 0,038,$$

$$\Delta_r = 0,038 \cdot 0,02 = 0,00076$$

Таблица 3.1– Результаты расчета припуска на обработку и предельных размеров по технологическим переходам

Маршрут обработки поверхности диаметром 328мм	Элемент припуска, мкм				Расчетная величина		Допуск на выполняемые размеры, мкм	Принятые размеры заготовки по переходам		Предельный припуск, мм	
	Rzi-1	hi-1	$\Delta \Sigma i-1$	Eyi	Припуска zi, мкм	Минимального диаметра, Dmin, мкм		max	min	Zmax	Zmin
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Литьё	200	300	532	-	-	330,418	1900	332,32	330,42	-	-
Точение черновое	50	50	31,9	0	2064	328,354	890	329,24	328,35	3,074	2,06
Точение чистовое	20	20	1,3	0	264	328,090	230	328,32	328,09	0,924	0,26
Шлифование черновое	10	20	0,04	0	83	328,007	140	328,14	328	0,173	0,08
Шлифование чистовое	5	15	0	0	60	327,947	57	328,027	327,97	0,143	0,06
Шероховатость поверхности: шлифование черновое - Ra1,25; шлифование чистовое - Ra 0,36											

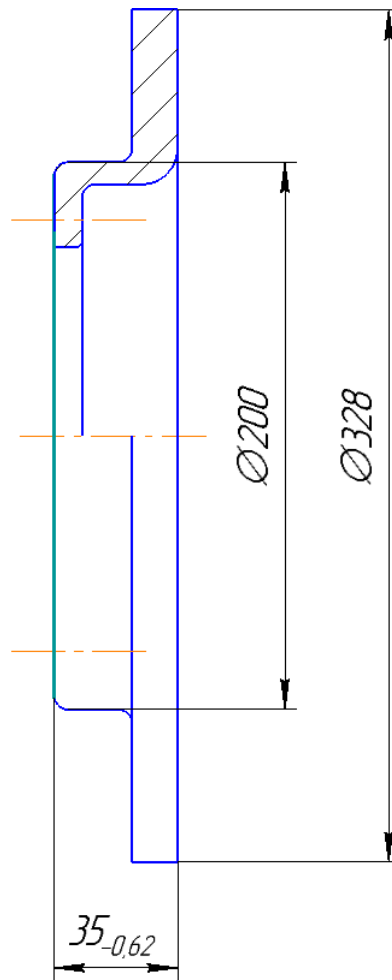


Рисунок 3.1 - Тормозной диск

Расчет минимального припуска /графа 6/ на диаметральный размер ведем по уравнению, мкм

$$2Z_{\min} = 2 \cdot (R_{zi-1} + h_{i-1} + \Delta_{\Sigma i-1} + E_{yi}), \quad (3.5)$$

где R_{zi-1} – высота неровностей профиля на предшествующем переходе, мкм;

h_{i-1} – глубина дефектного слоя на предшествующем переходе, мкм;

$\Delta_{\Sigma i-1}$ – суммарные отклонения расположения поверхности на предшествующем переходе, мкм;

E_{yi} – погрешность установки заготовки на выполняемом переходе, мкм.

Расчет наименьших расчетных размеров по технологическим переходам производим, складывая значения наименьших предельных размеров, соответствующих предшествующему технологическому переходу, с величиной припуска на выполняемый переход, мм.

Наименьшие расчетные размеры заносим в графу 7, а наименьшие предельные размеры в графу 10.

Расчет наибольших предельных размеров по переходам, мм.

Учитываем фактические максимальные и минимальные припуски по переходам, вычитая последовательно значения наибольших и наименьших предельных размеров, соответствующих выполняемому и предшествующему технологическим переходам.

Максимальный и минимальный припуски, мм заносим результаты в графы 11 и 12.

3.2 Расчет режимов обработки и технического нормирования операций

Обработка наружной поверхности диска точением, снятие слоя металла с детали на глубину $t = 3,3$ мм, обработка под диаметр 328мм.

Подбираем необходимый станок. По предъявляемым требованиям и виду обработки наиболее подходит токарно–винторезный станок 16Л20 с характеристиками:

- наибольший диаметр заготовки над станиной	400 мм;
над суппортом	210 мм;

- наибольшая длина обрабатываемой заготовки	1500 мм;
- частота вращения шпинделя	16 – 1600 об/мин;
- число скоростей шпинделя	21;
- мощность электродвигателя	3,8 кВт;
- масса	2050 кг.

Эмпирическая формула для расчета скорости резания при точении, м/мин

$$V_p = (C_v / T^m \cdot t^x \cdot S^y) \cdot K_v, \quad (3.6)$$

где C_v – Показателей степени стойкости инструмента, $C_v=243$;

T – Показатель периода стойкости инструмента /7, с. 261/, мин,

$T=60$ мин;

$y = 0,4$;

$m = 0,2$;

$x = 0,15$;

$K_v = 1,3$.

Величину подачи выбираем для высокопрочного чугуна из интервала $S = 0,8-1,9$, принимаем $S = 1,3$; также выбираем материал режущей части резца, принимаем ВК6.

$$V_p = (243 / 60^{0,2} \cdot 3,3^{0,15} \cdot 1,3^{0,4}) \cdot 1,3 = 105,4.$$

Для токарной обработки частота вращения шпинделя, об/мин

$$n_p = 1000 \cdot V_p / \pi D, \quad (3.7)$$

где D - диаметр заготовки, мм, $D= 328$ мм.

$$n_p = 1000 \cdot 105,4 / 3,14 \cdot 328 = 105,6.$$

По расчетному значению частоты вращения определяем соответствующую ступень станка

$$m_p = (\lg(n_{\text{расч}} \cdot n_{\text{min}}) / \ln \varphi) + 1, \quad (3.8)$$

где φ – является стандартизованной величиной связывающей между собой частоту вращения шпинделя и ступень станка, принимаем $\varphi = 1,26$.

$$m_p = (\lg(105,6 \cdot 16) / \ln 1,26) + 1 = 9.$$

По найденному значению m_p принимаем меньшее целое значение m_d и определяем фактическое число оборотов, об/мин.

$$n_d = n_{\text{min}} \cdot \varphi^{m_d-1}, \quad (3.9)$$

$$n_d = 16 \cdot 1,26^{9-1} = 101,6.$$

Фактическая скорость резания, м/мин

$$V_d = \pi D \cdot n_d / 1000, \quad (3.10)$$

$$V_d = 3,14 \cdot 101,6 \cdot 50,8 / 1000 = 104.$$

Норма штучного времени, мин

$$t_{\text{шт}} = t_{\text{он}} \cdot (1 + (\alpha + \beta + \gamma) / 100), \quad (3.11)$$

где t_{on} - оперативное время, мин.

$$t_{on} = t_o + t_b, \quad (3.12)$$

где t_o – основное технологическое время, мин;

t_b – вспомогательного времени, мин, $t_b = 1,2$ мин /9, с. 352/;

α, β, γ – коэффициенты, определяющие соответственно время технического, организационного обслуживания и время регламентированных перерывов, $\alpha = 6\%$, $\beta = 4\%$, $\gamma = 2,5\%$, /5, с.66/.

Основное время находим по уравнению, мин

$$t_o = L / S_M, \quad (3.13)$$

где L – расчетная длина перемещения инструмента, $L=20$ мм;

S_M – минутная подача, мм/мин.

$$S_M = S \cdot n_d, \quad (3.14)$$

$$S_M = 1,3 \cdot 101,6 = 132,$$

$$t_o = 20 / 132 = 0,15,$$

$$t_{on} = 0,15 + 1,2 = 1,35.$$

$$t_{шт} = 1,35 \cdot (1 + ((6 + 4 + 2,5) / 100)) = 1,5.$$

Значения параметров оставшихся операций приведены в технологическом процессе (приложение).

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Конструирование и расчет автомобиля. Подвеска автомобиля:

- Учебное пособие. Кузнецов В.А, Дьяков И.Ф. – Ульяновск: УлГТУ, 2003. – 64 с.
2. Острецов А.В., Красавин П.А., Воронин В.В., Павлова Л.А.
Автомобильные подвески: Учебное пособие по дисциплине «Конструкция автомобиля и трактора» для студентов вузов, обучающихся по специальности 190201 (150100) «Автомобиле – и тракторостроение». Часть I. – М.: МГТУ «МАМИ», 2011. – 162 с.
3. Методические указания к курсовому проекту по дисциплине «Автомобили»/ Сост. В.Н. Торлин, Т.А. Рогозина, А. Г. Остренко. – Севастополь: Изд-во СевНТУ, 2007. – 64
4. Эксплуатационные свойства автомобиля : учебное пособие для студентов направления «Наземные транспортно-технологические комплексы» по профилю 190100.62 – Автомобиле- и тракторостроение / А. Ш. Хусаинов. – Ульяновск :УлГТУ, 2011. – 109 с.
5. Раймпель Й. Шасси автомобиля./Сокр. пер. 1 тома 4 нем. изд. П. Агапова; Под ред. И. Н. Зверьева. М.: Машиностроение, 1983. – 356 с., ил.
6. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Элементы подвески/Пер. с нем. А.Л. Карпухина; Под ред. Г. Г. Гридасова. –Машиностроение, 1987. – 288с.:ил.
7. Проектирование полноприводных колесных машин: Учебник для вузов: П79 В 3 т. Т. 3 / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Л.Ф. Жеглов, и др.; Под ред. А.А. Полунгина. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. – 432 с.: ил.
8. Ларин В.В. Теория движения полноприводных колесных машин : учебник / В. В. Ларин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. – 391, [1] с. :ил.
9. Adam Theander. Design of a Suspension for a Formula Student Race Car. 2004.
10. Race car vehicle dynamics/ William F. Milliken, Douglas L. Milliken. 1995.
11. The Automotive Chassis: Engineering Principles. Second edition. Jornsens Reimpell. 2001.
12. Конструирование и расчет автомобиля: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности "Автомобили и тракторы"/ П.П. Лукин, Г.А. Гаспарянц, В.Ф. Родионов. - Машиностроение, 1984. - 376 с., ил.

13. Проектирование подвески автомобиля [Текст] / И. Н. Успенский, А. А. Мельников. - М. : Машиностроение, 1976. - 168 с. : ил. - 8000 экз.. - 0.57 р. Библиогр.: с. 165-167
14. Рудман Л.И. Справочник конструктора штампов [Текст]/ Л.И. Рудман, В.Л. Марченко. – М.: Машиностроение, 1988 г.
15. Романовский В.П. Справочник по холодной листовой штамповки [Текст]/ В.П. Романовский. - Л.: Машиностроение, 1979 г.
16. Смеляков Е.П. Технология листовой штамповки в производстве летательных аппаратов [Текст]: метод.указания/ Е.П. Смеляков, Ю.В. Федотов, В.П. Самохвалов. - СГАУ, Самара, 2004. - 65 с.
17. Смеляков Е.П. Технология листовой штамповки в производстве летательных аппаратов [Текст]: метод.указания/ Е.П. Смеляков, П.Я. Пытьев. - СГАУ, Самара, 2002. - 65 с.
18. Смеляков Е.П. Основы конструирования штамповочной оснастки для изготовления листовой детали ЛА [Текст]: метод.указания/ Е.П. Смеляков, Ю.В. Федотов. - СГАУ, Самара, 2002. - 105 с.
19. ГОСТ 13125-83. Штампы для листовой штамповки. Блоки штампов с задним расположением направляющих узлов скольжения [Текст] – Введ. 1984-07-01. – М.: Издательство стандартов, 2001. - 18 с.
20. ГОСТ 13112-83. Штампы для листовой штамповки. Плиты-заготовки для штампов с задним расположением направляющих узлов. Конструкция и размеры [Текст] – Введ. 1984-07-01. – М.: Издательство стандартов, 2001.
21. ГОСТ 13118-83. Штампы для листовой штамповки. Втулки направляющие гладкие. Конструкция и размеры [Текст] – Введ. 1984-07-01. – М.: Издательство стандартов, 2001. – 11 с.
22. Программное обеспечение САПР SolidWorks 2009.
23. Родикова Л. Н. Организация конструкторской подготовки производства: Учебное пособие. Красноярск: КГТУ, 2003 – 233 с.

24. Родикова Л. Н. Организация и планирование работы портов и транспортных терминалов: Учебное пособие / Л. Н. Родикова. – Красноярск: Сиб. федер. ун-т; Политехн. ин-т, 2007. – 156 с.
25. Базовые и текущие часовые тарифные ставки, установленные с учетом фонда оплаты труда одного рабочего основного производства и одного рабочего, обслуживающего машины и механизмы, по виду экономической деятельности «строительство» на первый квартал 2015 года. Норма рабочего времени при 40-часовой неделе 161,33 часов [Электронный ресурс] - Режим доступа <http://www.sibstat.ru/?hash=fcf2f5b48372d181a0&dl=c3aed347d253593777>.
26. ООО "СибМеталлТорг" [Электронный ресурс] – Режим доступа <http://24sibmt.ru>.
27. Программное обеспечение Reent.
28. СНИП 31-06-2008. Общественные здания и сооружения.
29. ГОСТ 12.0.003-74. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация. – Введен впервые; дата введ 01.01.1974. – М.: Госстандарт СССР, 1986. – 16 с.
30. ГОСТ 12.1.003-83. Шум. Общие требования безопасности. – Введен впервые; дата введ 03.04.1985. – М.: Госстандарт СССР, 1985. – 10 с.
31. ГОСТ 12.1.004-85. Пожарная безопасность. Общие требования. – Введен впервые; дата введ 01.07.1986. – М.: Госстандарт СССР, 1986. – 12 с.
32. ГОСТ 19358-74. Пожарная безопасность. Общие требования. – Введен впервые; дата введ 06.05.1974. – М.: Госстандарт СССР, 1974. – 10 с.
33. Стандарт организации. Система менеджмента качества. Общие требования к построению изложению и оформлению документов учебной деятельности. СТО 4.2-07-2014 – Красноярск: СФУ 2014.-60с.