

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

Институт машиностроения

(наименование института полностью)

Кафедра «Проектирование и эксплуатация автомобилей»

(наименование)

23.05.01 Наземные транспортно-технологические средства

(код и наименование направления подготовки, специальности)

Автомобили и тракторы

(направленность (профиль) /специализация)

ВЫПУСКНАЯ КВАЛИФИКАЦИОННАЯ РАБОТА (ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ)

на тему Проект тормозного стенда для легковых автомобилей

Обучающийся

А.В. Хруленко

(Инициалы Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

канд. техн. наук И.В. Турбин

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

Консультанты

канд. техн. наук А.В. Бобровский

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

канд. техн. наук А.Н. Москалюк

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

канд. экон. наук Л.Л. Чумаков

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

Тольятти 2024

Аннотация

Название дипломной работы: «Проект тормозного стенда для легковых автомобилей».

Выпускная работа состоит из введения, шести глав, заключения, таблиц, списка литературы, включая зарубежные источники, и графической части на 10 листах формата А1.

Ключевым вопросом дипломной работы является разработка проекта стенда для испытаний тормозов легковых автомобилей [4] при условии осуществления деятельности при 3 категории эксплуатации в умеренных климатических условиях.

Целью дипломной работы является разработка проекта стенда для испытаний тормозов, предназначенного для легковых автомобилей.

Дипломная работа разделена на следующие логически взаимосвязанные части: технологический расчет стенда, по результатам которого были определены размеры, форма конструкции: разработка планировочного места для размещения оборудования в производственном корпусе, предназначенного для выполнения работ по сборке и ремонту.

В конструкторской части выполнен проект стенда для испытаний тормозов легковых автомобилей.

В конце исследования проведен анализ вредных и опасных производственных факторов, определен перечень мероприятий по» [1] минимизации издержек производства. Рассмотрены вопросы техники безопасности по осуществлению действий законодательства в сфере охраны труда и здоровья персонала.

Подводя итоги, необходимо отметить, что результаты выполненной квалификационной работы имеют не только теоретическое, но также обладают и практическим значением. Разработанная конструкция может быть реализована в рамках серийного производства и использована для испытаний тормозов легковых автомобилей.

Abstract

The title of the thesis: "The project of a brake stand for passenger cars."

The final work consists of an introduction, six chapters, a conclusion, tables, a list of references, including foreign sources, and a graphic part on 10 sheets of A1 format.

The key issue of the thesis is the development of a design for a test bench for passenger car brakes [4], provided that activities are carried out under 3 categories of operation in temperate climatic conditions.

The purpose of the thesis is to develop a design for a brake test bench designed for passenger cars.

The thesis is divided into the following logically interrelated parts: technological calculation of the stand, according to the results of which the dimensions and shape of the structure were determined: development of a planning place for placing equipment in a production building designed to perform assembly and repair work.

A design of a test bench for passenger car brakes has been completed in the design department.

At the end of the study, an analysis of harmful and dangerous production factors was carried out, and a list of measures was determined to " [1] minimize production costs. The issues of safety measures for the implementation of legislation in the field of occupational safety and health of personnel are considered.

Summing up, it should be noted that the results of the completed qualification work are not only theoretical, but also have practical significance. The developed design can be implemented as part of mass production and used for testing passenger car brakes.

Содержание

Введение	6
1 Технический проект	9
1.1 Торможение автомобиля	9
1.2 Тормозные силы, действующие на автомобиль	13
2 Тяговый расчет автомобиля.....	17
2.1 Общие положения	17
2.2 Масса автомобиля	19
2.3 Анализ поступательного движения автомобиля	21
2.4 Сила сопротивления подъему	24
2.5 Сила инерции автомобиля	27
2.6 Подготовка исходных данных для тягового расчета.....	29
2.7 Тяговый расчет автомобиля.....	32
2.8 Сравнение тягово-скоростных свойств автомобилей.....	33
2.9 Тяговые характеристики автомобиля.....	37
3 Проектирование стенда для проверки тормозов	42
3.1 Техническое задание на разработку	42
3.2 Техническое предложение на разработку конструкции стенда	43
3.3 Расчет основных элементов конструкции	47
3.3.1 Определение базовых размеров конструкции проектируемого стенда	47
3.3.2 Выбор сечения подвижной рамы	48
3.3.3 Выбор необходимого пневмоцилиндра	51
3.3.4 Выбор насоса для привода гидроцилиндра	54
3.4 Оценка технико-экономических характеристик проекта	55
4. Технологический процесс операций проверки тормозов	58
4.1 Общие положения	58
4.2 Требования к исполнителям операции	58
4.3 Разработка технологической карты на диагностику	59

5	Безопасность и экологичность технического объекта	63
5.1	Конструктивная и технологическая характеристика объекта	63
5.2	Движение автомобиля при повороте	65
5.3	Идентификация производственно-технологических и эксплуатационных профессиональных рисков.....	69
5.4	Технические меры, применяемые для снижения рисков профессионального характера	70
5.5	Функционирование объекта в чрезвычайных и аварийных ситуациях.....	72
6	Экономический раздел дипломного проекта.....	75
6.1	Технико-экономическое обоснование объекта разработки дипломного проекта	75
6.2	Расчет затрат и экономической эффективности	76
6.3	Расчет экономического эффекта от разработанной конструкции	83
	Заключение	87
	Список используемых источников.	88
	Приложение А Спецификация	92

Введение

На автомобилях с приводом на передние колеса ввиду отсутствия заднего ведущего моста задние колеса можно сместить в зону багажного отделения, что позволяет разместить заднее сиденье перед багажниками в широкой части кузова, а значит увеличить пассажироместимость и комфортабельность салона. Однако база автомобилей при этом получается несколько больше, чем у автомобилей других компоновочных схем.

Компактность и комфортабельность – важные свойства автомобиля – находятся в обратной зависимости между собой, что вызывает необходимость рассматривать их во взаимосвязи. Автомобили с минимальными размерами обычно не обеспечивают необходимой комфортабельности, поэтому приходится увеличивать размеры салона и, соответственно автомобиля.

Для автомобилей с продольным последовательным расположением силового агрегата возможности создания безопасных зон ограничены и могут быть реализованы при увеличении длины подкапотного пространства, они обладают наиболее благоприятными условиями для обеспечения безопасных деформируемых зон при малых размерах подкапотной части.

Для определения реакций, возникающих от дороги на колесо, на все двенадцать балочек равного сопротивления наклеиваются тензометрические датчики, соединяемые в измерительные мосты. Градуировка тензометрических балочек проводится перед установкой на плиту. Затем в процессе испытаний выполняются контрольные градуировки с помощью образцовых динамометров и грузов.

Пассажироместимость легкового автомобиля оценивается максимальным числом одновременно перевозимых пассажиров с обеспечением необходимой комфортабельности и определяется размерами салона и расчетной прочностью автомобиля. Пассажироместимость на отдельных сидениях, включая переднее, зависит от ширины салона в зоне их

расположения. Пассажировместимость заднего сиденья связана с расположением его по длине базы относительно колесных ниш задней оси.

В процессе испытаний отдельной шины или шин, установленных на автомобиле, тензометрическая платформа погружается в дорожное полотно таким образом, чтобы поверхность плиты совпадала с поверхностью дороги, а зазоры между стенками углубления и сварной рамой отсутствовали. При такой установке исключается удар колес.

Из массивной и жесткой сварной рамы, где на шариках установлена площадка, зафиксированная в боковом направлении четырьмя консольными тензометрическими балочками равного сопротивления и имеющая свободный ход в продольном направлении. Для исключения трения между балочками и площадкой при продольном перемещении на концы балочек надеты шариковые подшипники.

Для сопоставительного анализа автомобилей различных компоновочных схем за основу оценки выбрана степень использования объема двигателя, а степени использования длины и площади рассматриваются как вспомогательные. При сравнительных испытаниях автомобилей обычно определяют объемы их багажных отделений, которые включают в общие оценки. Следует отметить, что автомобили классической компоновки и с задним расположением двигателя отличаются небольшими объемами багажных отделений, в то время как у автомобилей с приводом на передние колеса имеются возможности для увеличения объемов салонов и багажных отделений. Следует отметить, что единая методика определения объема багажного отделения отсутствует

Известно, что дорожные испытания в большей мере приближены к реальным условиям эксплуатации, их результаты отражают реальное поведение шин на дороге, соответствующей данному участку. Следует отметить, что точность измерений в дорожных испытаниях обычно несколько ниже, чем в лабораторных. Поэтому в процессе исследований характеристик шин проводят как дорожные, так и лабораторные испытания.

Для дорожных испытаний может быть использован шинный тестер и тензометрическая платформа.

Статистические исследования загрузки легковых автомобилей в городских условиях эксплуатации показали, что 75% времени эти автомобили эксплуатируются с одним водителем, 12% - с водителем и одним пассажиром и 13% - с водителем и несколькими пассажирами. Кроме того, в городских условиях в среднем на один легковой автомобиль приходится 1,2– 1,5 пассажира, и на такси – 1,75-1,8 пассажира. При загородных поездках легковые автомобили индивидуальных владельцев эксплуатируются с нагрузкой, близкой к номинальной, а иногда и с перегрузкой. При использовании специализированных автомобилей-фургонов особо малой, малой и средней грузоподъемности на внутригородских перевозках (торговая сеть, бытовое обслуживание и др.) нагрузка в течение примерно 50% общего пробега составляет 10-20% принятой номинальной нагрузки, в течение 30% пробега – 30-50% и в течение 5-15% пробега автомобиль работает с полной нагрузкой. Во всех нагрузочных режимах распределение нагрузки по осям изменяется.[19]

Известно, что дорожные испытания в большей мере приближены к реальным условиям эксплуатации, их результаты отражают реальное поведение шин на дороге, соответствующей данному участку. Следует отметить, что точность измерений в дорожных испытаниях обычно несколько ниже, чем в лабораторных. Поэтому в процессе исследований характеристик шин проводят как дорожные, так и лабораторные испытания. Для дорожных испытаний может быть использован шинный тестер и тензометрическая платформа.

1 Технический проект

1.1 Торможение автомобиля

«Чем быстрее может быть произведено торможение автомобиля, то есть чем на меньшем расстоянии он может быть остановлен, тем выше безопасная максимальная скорость движения и тем выше, получается его средняя скорость; поэтому быстрота (или скорость) торможения автомобиля также должна быть отнесена к динамическим, или тяговым его качествам. Для торможения автомобиля необходимо иметь опору, внешнюю по отношению к автомобилю. К этой опоре и должна быть приложена тормозная сила сопротивления движения автомобиля. Такую опору в процессе торможения представляет собой дорога, а тормозной силой является сила трения между колесами и дорогой.

Второй опорой при торможении автомобиля является воздух. Однако сила сопротивления воздуха значительно меньше, чем та максимальная сила трения, которая может быть получена между колесами автомобиля и дорогой. В соответствии с этим сила сопротивления воздуха мало влияет на процесс торможения. Согласно схемы автомобильного колеса, на который установлен тормоз, тормозной барабан укреплен на колесе. Тормозные колодки установлены на оси, жестко укрепленной во фланце задней оси или передней оси автомобиля. Колодки разводятся посредством тормозного кулака. При повороте кулака колодки раздвигаются и прижимаются к барабану. Вследствие этого на тормозном барабане создается момент трения, а между колесом и дорогой возникает реакция силы трения. Кроме того, от поверхности качения на колесо действует момент, обусловленный потерей на качение колеса. Для того чтобы найти точное соотношение между тормозной силой и тормозным моментом, для случая ведущей оси, необходимо учесть еще момент, подводимый к колесу через полуось. При торможении автомобиля дроссель всегда прикрывается, в соответствии с этим момент

двигателя имеет весьма малое значение. Но одновременно с этим на процесс»[1] «торможения оказывает влияние, во-первых, трение в отдельных механизмах автомобиля, в частности, в двигателе и замедленное движение вращающихся частей двигателя, что в результате создает определенный инерционный момент на полуосях.

Если учесть этот инерционный момент и момент трения M_T , то в результате для момента M_K , передаваемого от полуоси к тормозному колесу, получим выражение:

$$M_K = \sum J \cdot \frac{d\omega_r}{dt} \cdot -M_T \quad (1)$$

Первый член в правой части уравнения представляет собой инерционный момент всех вращающихся частей, связанных с полуосью колеса. Этот момент действует в направлении вращения колеса. Второй член в правой части уравнения представляет собой момент трения отдельных механизмов автомобиля (главным образом двигателя), приведенный к полуоси. Этот момент действует против направления вращения колеса. На рисунке 1 представлена схема роликового стенда для замеров тормозных сил.

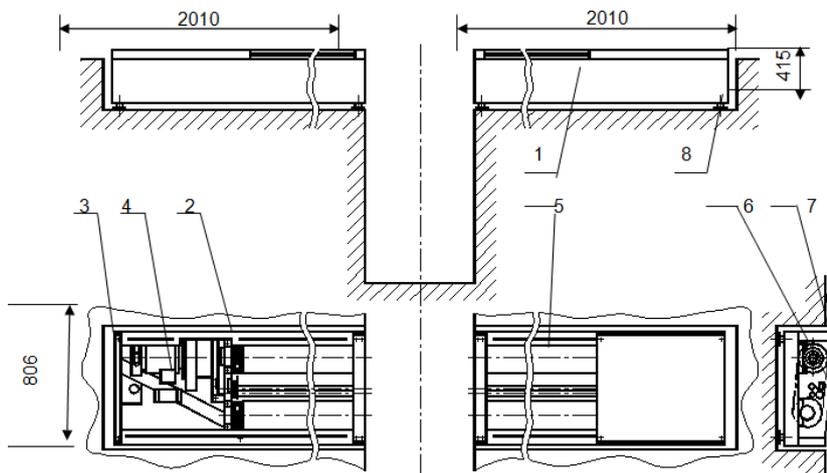


Рисунок 1 – Схема стенда роликового типа

Влияние момента инерции всех вращающихся частей трансмиссии сравнительно мало и проявляется лишь при очень резком торможении

автомобиля. Наибольшее значение имеет инерция маховика, которую и надо»[1] учитывать в том случае, когда торможение производится с не выключенным сцеплением. Момент трения M_T обуславливается главным образом трением частей двигателя. В автомобилях современной конструкции (при многоцилиндровых двигателях) при плавном и не очень резком их торможении момент трения M_T получается больше инерционного момента $\sum J \cdot \frac{d\omega_r}{dt}$, поэтому плавное торможение автомобиля (притормаживание) следует производить без выключения сцепления. Это же следует делать при торможении автомобиля на скользкой дороге, так как торможение без выключения сцепления, во-первых, обеспечивает более равномерное распределение приводного усилия к тормозам, расположенным на правых и левых колесах (что, правда, важно лишь при механическом приводе к тормозам) и, во-вторых, предотвращает резкое возрастание приводного усилия. Кроме того, в этом случае не получается блокировки колес, что при пользовании тормозами на скользкой дороге почти неизбежно.

Однако при очень интенсивном торможении автомобиля инерционный момент $\sum J \cdot \frac{d\omega_r}{dt}$ может быть больше момента M_T и в этом случае при торможении автомобиля целесообразно сцепление выключить. Его, конечно, следует выключать также при торможении автомобиля до полной остановки. Если рассматривать этот случай торможения автомобиля, то уравнение 2:

$$P_{KT} \cdot r_D = M_{KT} + M_J = M_{KT} + j \cdot Z_K \cdot r_D \quad (2)$$

Максимальное значение тормозной силы определится из выражения (3):

$$P_{KT} = \varphi \cdot Z_K \quad (3)$$

где Z_K - радиальная реакция, приходящаяся на данное колесо;

φ - коэффициент сцепления.»[1]

Помимо возникающей при воздействии на педаль тормозной силы P_{KT} ,

получающейся на радиусе колеса r_d , на скорость торможения автомобиля влияет уклон дороги, определяемый величиной i . Наконец, на быстроту торможения автомобиля влияет еще сила сопротивления воздуха, P_w , равная $W \cdot v^2$. В дальнейшем при исследовании процесса торможения автомобиля вводим коэффициент γ_T удельной тормозной силы, определяющий собой отношение тормозной силы на ободе всех тормозных колес к полному весу G автомобиля. [27]

Так как ΣM_{KT} прямо пропорциональна приводному усилию, то коэффициент γ_T определяет интенсивность торможения автомобиля водителем. Этот коэффициент аналогичен коэффициенту γ_P тяговой силы. Если дополнительно учесть тот путь, который проходит автомобиль за время разгона или, как его называют, путь разгона. Подобно этому может быть определено и время разгона автомобиля и на других передачах. Получим выражение для полной тормозной силы:

$$P_T = \gamma_T \cdot G + j \cdot G \pm i \cdot G + W \cdot v^2 \quad (4)$$

Под влиянием полной тормозной силы автомобиль получает отрицательное ускорение $\frac{dv}{dt}$, которое приближенно (без учета влияния вращающихся масс) может быть определено:

$$\frac{dv}{dt} = g \frac{P_T}{G} = \left(\gamma_T + f \pm i + \frac{W \cdot v^2}{G} \right) \cdot g \quad (5)$$

Сила $W \cdot v^2$ сопротивления воздуха при торможении автомобиля со средних скоростей движения является весьма малой. Коэффициент сопротивления качению f точно также является малой величиной, если движение автомобиля происходит по хорошей дороге. Если пренебречь указанными выше величинами, то получим выражение для отрицательного ускорения при торможении автомобиля.»[1]

$$\frac{dv}{dt} = (\gamma_T + f \pm i) \cdot g \quad (6)$$

Коэффициент γ_T в уравнении (6) определяется величиной полной

тормозной силы на тормозных колесах автомобиля. Выражение для этой силы в случае одного колеса и с учетом коэффициента f приведено выше [уравнение 3]. Выражение для максимального значения коэффициента γ_T (без учета коэффициента сопротивления качению f) имеет вид:

$$\gamma_{T \max} = \frac{mG_{cw}}{G} \varphi \quad (7)$$

где G_{cw} - вес автомобиля, приходящийся на тормозные колеса;

m - коэффициент изменения веса автомобиля, приходящегося на тормозные колеса.

В современных двухосных автомобилях тормозными выполняются все четыре колеса. Однако бывают случаи, когда тормоза установлены только на задних колесах автомобиля.

1.2 Тормозные силы, действующие на автомобиль

В случае установки тормозов на все четыре колеса, коэффициент $\gamma_{T \max}$ В ределится из уравнения (7) , если величину $m \cdot G_{cw}$ в числителе принять равной $G \cdot \cos \alpha$, т.е. в этом случае:

$$\gamma_{T \max} = \varphi \cdot \cos \alpha \quad (8)$$

На основании уравнений (7) и (8) определяются максимальные значения отрицательных ускорений автомобиля в случае расположения тормозов только на задних колесах, или»[1] «на всех четырех колесах. Обозначая соответственно, при определении максимальных значений тормозной силы $P_{T \max}$ и максимальных значений отрицательного ускорения $\frac{dv}{dt}$, уравнения, предполагалось, что все тормозные колеса автомобиля достигают предельного сцепления с дорогой. При задних тормозных колесах (и прямолинейном движении автомобиля) оба колеса одновременно достигают предельного сцепления с дорогой,»[8] «если только тормозной привод равномерно распределяет приводные силы между правыми и левыми

колесами и если для обоих этих колес коэффициент сцепления φ имеет одинаковое значение. При всех тормозных колесах для одновременной блокировки передних и задних колес необходимо соответственно распределить приводную силу к этим колесам. Конечно, после того как заблокированы колеса одной оси, можно при дальнейшем нажатии на тормозную педаль вызвать блокировку колес и другой оси. Но это будет сопровождаться нарушением устойчивости движения автомобиля, поэтому при торможении автомобиля рекомендуется не доводить колеса передней и задней осей до блокировки. Поэтому же максимальная тормозная сила P_T , допустимая по условию устойчивости автомобиля, зависит от распределения приводных усилий между передними и задними тормозами и достигает своего максимального значения и в том случае, когда блокировка передних и задних колес происходит одновременно.»[21]

«Максимальное значение отрицательного ускорения при торможении автомобиля является измерителем быстроты торможения автомобиля, однако этот измеритель не дает достаточно полного представления о скорости торможения автомобиля, поэтому дополнительно приняты следующие измерители:

- время торможения автомобиля от некоторой скорости v до полной остановки;
- путь торможения автомобиля от некоторой скорости v до полной остановки.

Определение быстроты торможения автомобиля длиной пути, необходимой для остановки автомобиля, а не временем, является практически более удобным и заслуживает наибольшего внимания, так как при торможении автомобиля водителю обычно приходится соизмерять интенсивность торможения с имеющимся перед автомобилем»[2] «свободным расстоянием.

Произведение пути S_T торможения на тормозное усилие P_T определяет работу торможения. Эта работа примерно равна живой силе, затраченной

автомобилем за процесс торможения. Живая сила автомобиля при некоторой скорости v равна $\frac{\sigma \cdot G \cdot v^2}{2g}$, где коэффициент σ учитывает влияние вращающихся масс автомобиля. Если торможение происходит при включенном сцеплении, то для коэффициента σ сохраняется то же выражение, которое было приведено выше. Если же торможение происходит при выключенном сцеплении, то коэффициент σ определится уравнением:

$$\sigma = 1 + \sigma_2 \quad (9)$$

В этом случае коэффициент σ может быть приближенно принят равным единице. В дальнейшем рассмотрен этот случай.

Приравняв работу торможения потерянной живой силе автомобиля, получим для случая»[2] «движения автомобиля по горизонтальной дороге: ,»[3]

$$S_T \cdot \gamma_T \cdot G = G \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \quad (10)$$

или

$$S_T \cdot \gamma_T = \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} \quad (11)$$

где v_1 – «скорость автомобиля в момент начала торможения;

v_2 – скорость автомобиля в конце торможения.

Если принять, что торможение производится до полной остановки автомобиля, то скорость $v_2=0$. В этом случае получим выражение для пути торможения:

$$S_T \cdot \gamma_T = \frac{v_1^2}{2g} \quad (12)$$

где скорость v выражена в м/сек.

Выражения (11) и (12) определяют путь торможения без учета подъема»[1] «дороги i . При учете сопротивления подъема дороги, но без учёта сопротивления воздуха вместо коэффициента γ_T в уравнение (12) необходимо подставить сумму $\gamma_T \pm i$. При этом получаем

$$S_T = \frac{v_1^2}{2g \cdot (\gamma_T \pm i)} \quad (13)$$

Это уравнение дает общее выражение для определения пути торможения без учета сопротивления воздуха, которое оказывает весьма малое влияние на путь торможения, если только торможение автомобиля не производится с очень высокой скорости. Перед i следует брать знак плюс в том случае, когда автомобиль движется на подъем, и минус – когда автомобиль движется под уклон. При помощи полученных уравнений может быть найдена зависимость между путем торможения S_T и скоростью v автомобиля при различных уклонах дороги. Кроме того, при помощи этих же уравнений можно определить величину уклона дороги i , на котором автомобиль уже не может быть заторможен, и значение начальной скорости автомобиля, при которой на заданном уклоне дороги он может остановиться на определенном расстоянии.

Упрощенная схема нагруженного колеса при торможении на роликах стенда приведена на рисунке 2.»[1, 3]

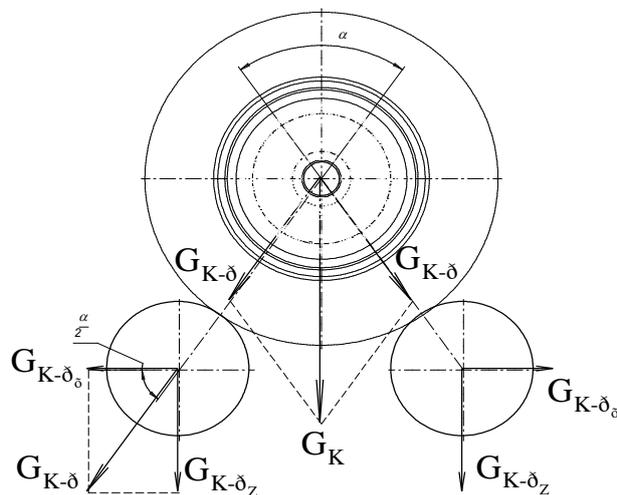


Рисунок 2 – «Расчетная схема сил в контакте колеса» [17]

2 Тяговый расчет автомобиля

2.1 Общие положения

Для обеспечения разгона с максимальным ускорением без буксования ведущих колес на «автомобилях с приводом на передние колеса особого малого, малого и среднего классов»[1] статическое распределение нагрузки по осям должно быть в пределах $b/L = 0,52 \div 0,54$. Оптимальное распределение нагрузки по осям применительно к режиму разгона для конкретного автомобиля определяется решением уравнения (1). Используя аналогичную методику применительно к режиму разгона автомобилей классической компоновки, можно получить статическое распределение нагрузки по осям, обеспечивающее разгон с максимальным ускорением без буксования задних ведущих колес. Для таких автомобилей в таблице 1 приведены некоторые значения b/L .

Таблица 1 – Соотношение базовых размеров автомобилей

Параметр	Значения ускорений			
j_{amax}	2,5	2,5	2	2
δ_u	1,5	1,3	1,5	1,3
b/L	0,65	0,66	0,685	0,73

Компактность автомобилей в нашей стране оценивается с помощью коэффициентов (измерителей) компактности $\eta_{zn} = L_a B_c / n$ использования длины $\eta_{lc} = L_c / L_a$. Эти же коэффициенты можно применять при сопоставлении автомобилей одной компоновочной схемы (близких по размерам). Измеритель характеризует удельную общую площадь, приходящуюся на одного пассажира, но он отражает полезной площади автомобиля, обуславливающей его комфортабельность и компактность. Так при одинаковых удельных площадях салона у двух автомобилей длина больше, а багажное отделение

меньше у первого. Измеритель является удельным показателем длины салона (по отношению к общей длине автомобиля). Такой измеритель, хотя и является важным для оценки комфортабельности и компактности, однако недостаточно полно отражает использование общей длины и особенно компактности автомобиля. Измеритель не учитывает размеров багажного отделения и других размеров, важных для оценки автомобилей различных компоновочных схем. Например, у автомобиля коэффициент $\eta_{LC} = 0,438$, а у другого $\eta_{LC} = 0,47$. При использовании этого измерителя следовало бы отдать предпочтение второму автомобилю. Однако объем багажного отделения, не учитываемый этим измерителем, у первого автомобиля составляет $0,28 \text{ м}^3$, а у второго – $0,106 \text{ м}^3$. Для сопоставления легковых автомобилей различных компоновочных схем, а тем более разных размеров, следует использовать большее число измерителей. Наиболее простым и доступным измерителем комфортабельности салона является коэффициент $\eta_{\Pi} = F_c/n$ (F_c - площадь салона в горизонтальной плоскости; n - число пассажиров). Однако этот коэффициент не учитывает удобство размещения сидений и приборов управления, соотношений между отдельными частями автомобиля и его габаритных размеров.

На рисунке 3 представлена «схема сил, действующих на автомобиль».

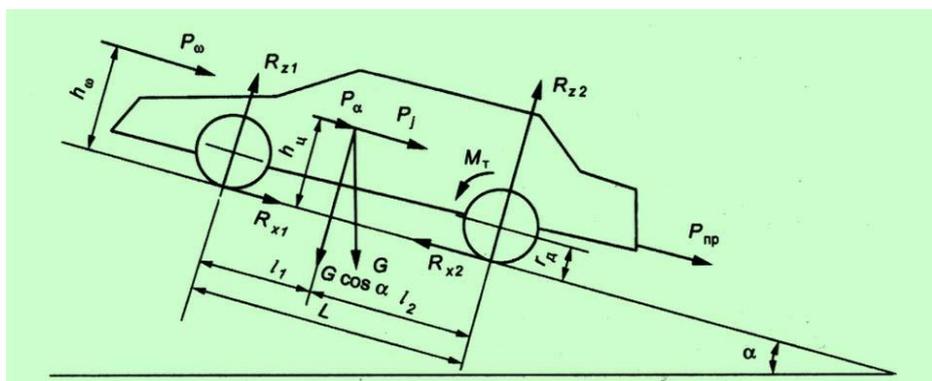


Рисунок 3 – Схема действия сил при прямолинейном движении

Сила сопротивления качению P_f ; и сила сопротивления воздуха P_w , всегда действуют на автомобиль при его движении, а силы сопротивления подъему P_i и сила инерции P_j автомобиля могут отсутствовать (равномерное движение автомобиля по горизонтальной дороге) или изменять свой знак на обратный (движение под гору, замедленное движение.»[1] Для оценки комфортабельности автомобиля при испытании широко используются измерительные карты с различным числом измерений. В настоящее время в нашей стране и за рубежом широко распространена карта с двадцатью измерениями. Также результаты измерения некоторых легковых автомобилей с приводом на передние колеса могут быть представлены по карте с шестью измерениями.

2.2 Масса автомобиля

«Масса сухого автомобиля m_c - масса автомобиля без снаряжения, т.е. без инструмента, запасного колеса, дополнительного оборудования (например, радиоприемника, кондиционера и др.) и заправки (топлива. Жидкого смазочного материала и воды). Сухая масса автомобиля включает массу жидкости в амортизаторах, смазочного материала в агрегатах и шарнирах, а также электролита в аккумуляторной батарее. [37]

Масса снаряженного автомобиля m_0 - масса автомобиля с заправкой и снаряжением, но без водителя и пассажиров.»[20]

«Полная масса m_a - суммарная масса снаряженного автомобиля, полезной нагрузки (m_r), снаряжения, водителя и пассажиров.

Масса автомобильного поезда ($m_{a.n}$) – суммарная полная масса тягача,»[9] «и прицепа (полуприцепа). Полную массу легкового автомобиля можно найти по формуле:

$$m_a \cdot = m_0 + m_q \cdot n + m_g \quad (14)$$

где $m_{\text{ч}}$ - масса водителя или пассажира.

При расчетах принимают $m_{\text{ч}} = 75$ кг; n – число мест для сидения пассажиров; $m_{\text{б}}$ - масса багажа.» [1]

В «число мест для сидения в легковых автомобилях включается место водителя. Массу багажа водителя и пассажира,»[8] легковых автомобилей принимают равной 10 кг на одного человека.

Масса автомобиля в значительной степени определяет стоимость его изготовления и экономические затраты при эксплуатации. При увеличении массы снаряженного автомобиля и неизменной полной массы уменьшается масса груза, возрастают металлоемкость и стоимость перевозок. Однако снижение массы снаряженного автомобиля не должно отражаться на его прочности, надежности и других свойствах. Масса автомобиля непосредственно зависит от размеров автомобиля.

В качестве измерителя для сравнительной оценки масс автомобилей обычно используют коэффициенты: массы снаряженного автомобиля (коэффициент тары) $\eta_{qm} = m_c / m_q$ и удельной массы снаряженного автомобиля, приходящейся на одного пассажира $\eta_{nm} = m_c / n$.

Для сравнительной оценки масс легковых автомобилей можно использовать оба измерителя, а грузовых – только η_{qm} .

Однако оба измерителя не связаны с общими размерами автомобиля, его комфортабельностью и компактностью, поэтому не позволяют провести глубокий анализ различных автомобилей по комплексному параметру использования массы и геометрических параметров. Так, на грузовом автомобиле груз с низким удельным объемом может занимать малый объем (следовательно низкий коэффициент η_{qm}). При перевозке грузов с большим удельным объемом номинальная нагрузка по вместимости не будет обеспечена и коэффициент η_{qm} нельзя использовать для анализа.

«При исследовании использования массы автомобилей различных компоновочных схем приняты дополнительные измерители. Измеритель

η_{nm} . пересчитан на измеритель η_{qm} . с учетом массы одного пассажира (70 кг) и массы багажа, приходящейся на одного пассажира (10 кг). Для удобства комплексной оценки использования массы снаряженного автомобиля коэффициент η_{qm} . был заменен коэффициентом η_q . При этом»[1] $\eta_{qm} = m_c / m_{cn}$.

После преобразований получены следующие комплексные измерители: коэффициенты использования объема и снаряженной массы, для грузовых автомобилей и фургонов $\eta_{nm} = \eta_{vm} \eta_{qm}$.

В качестве частных измерителей могут использоваться другие функциональные зависимости, например $m_{cn} = f(V_a)$.

2.3 Анализ поступательного движения автомобиля

Современные легковые автомобили при разгоне с места достигают максимальной скорости на пути 1 – 1,2 км и последние 800 м практически проходят с максимальной скоростью. По этой же причине теряет смысл скоростная характеристика (разгон-выбег). В дальнейшем сопоставительном анализе три эти измерителя не рассматриваются. Другие измерители имеют прямую связь с компоновочной схемой автомобиля и рассматриваются ниже.

Движение автомобиля «обеспечивается силой тяги, подведенной от двигателя к ведущим колесам: »[8]

$$P_K = P_f \pm P_n \pm P_B \pm P_U \quad (15)$$

где P_f , P_n , P_B , и P_U – силы сопротивления соответственно качению, подъему, воздуху и инерции.

Для обеспечения движения должно выполняться условие по сцеплению ведущих колес.

Динамический радиус колеса r_d не зависит от компоновочной схемы. Суммарные передаточные числа u_{TP} трансмиссии, как показали исследования автора, также не зависят от компоновочной схемы автомобиля, за

исключением высшей или предшествующей передач двухвальных коробок передач, устанавливаемых на автомобилях с приводом на передние колеса.

На автомобилях с приводом на передние колеса и поперечным расположением двигателя главная передача цилиндрическая, а на автомобилях классической компоновки – гипоидная с более низким КПД, поэтому суммарный КПД η_{TP} трансмиссии первых автомобилей на 1-2% выше, чем вторых.

Основным входным параметром большинства измерителей «тягово-скоростных свойств автомобиля является»[42] крутящий момент M_k при соответствующей частоте (или угловой скорости ω_e) вращения коленчатого вала, определяемый по внешней или частичным характеристикам автомобиля, а выходными – параметры, характеризующие тягово-скоростные свойства автомобиля. Взаимосвязь входных и выходных параметров должна быть не только количественной, но и функциональной, вследствие чего и форма внешней скоростной характеристики двигателя не должна быть стабильной для большинства автомобилей, а должна соответствовать назначению отдельных групп автомобилей. Поэтому в настоящее время многие исследователи при рассмотрении тягово-скоростных свойств автомобилей и их расчете обращаются к выражению характеристики двигателя через момент M_e . Для этого используется формула, выражающая функцию тягово-скоростных свойств автомобиля M_e от ω_e через квадратичный трехчлен:

$$M_e = a_M \cdot \omega_e^2 + b_M \cdot \omega_e + c_M \quad (16)$$

При необходимости мощностная характеристика двигателя может быть определена через момент M_e и угловую скорость ω_e :

$$N_e = M_e \cdot \omega_e \quad (17)$$

У такой характеристики соотношение $\omega_{eN} / \omega_{eM} = 2$. Однако анализ карбюраторных двигателей легковых автомобилей показал, что такое

соотношение имеет место на 7 – 10% двигателей. Среднее значение $\omega_{eN}/\omega_{eM}=1,67$.

Использовать формулу (4) трудно из-за выбора динамических коэффициентов a_m ; b_M ; $+c_M$, обеспечивающих соответствующие выходные характеристики одного проектируемого автомобиля или группы автомобилей, так как значения этих коэффициентов колеблются в широких пределах.

Для предварительного выбора таких коэффициентов удобно использовать автомобили-аналоги, находящиеся в эксплуатации и наиболее полно отвечающие требованиям, предъявляемым к проектируемому автомобилю. В технических характеристиках автомобилей обычно указываются две исходные точки внешней скоростной характеристики двигателя с координатами N_N , ω_N и M_M , ω_M , используя которые, можно с достаточной степенью точности воспроизвести полные зависимости $Ne = f(\omega_e)$; $Me = f(\omega_e)$.

Уравнение второй степени (24) в системе координат ω_e , Me представляет собой симметричную параболу с вершиной в точке А, имеющей координаты ω_M , M_M , вторая точка В этой параболы имеет координаты ω_N , M_N . При этом если характеристика асимметричная, ее следует рассматривать как симметричную относительно правой рабочей ветви, а при построении левой ветви – вносить коррективы.

Все силовые факторы, действующие на автомобиль-тягач, можно разделить на три группы: движущие; сопротивления движению; нормальные к направлению движения.

«К первой группе относится окружная сила на ведущих колесах F_K .

Вторую группу составляют M_{f1} , M_{f2} – моменты сопротивления качению колес автомобиля; F_K – сила сопротивления воздуха; F_i – продольная составляющая силы тяжести автомобиля; F_{jx} – сила сопротивления поступательному ускорению масс автомобиля; F_{nx} – продольная составляющая силы сопротивления прицепа. У одиночного автомобиля сила сопротивления прицепа отсутствует.

К третьей группе относятся: R_{z1} , R_{z2} - нормальные реакции дороги; $G_a \cdot \cos \alpha$ - нормальная составляющая веса автомобиля; F_{nz} - нормальная составляющая силы сопротивления прицепа (крюковая нагрузка). Силы, входящие в эту группу, направлены перпендикулярно к вектору скорости автомобиля. Поэтому их влияние не непосредственное, а косвенное.

Окружная сила на ведущих колесах возникает в результате того, что к ведущим колесам подводится через трансмиссию крутящий момент от двигателя, установленного на автомобиле.

В настоящее время на автомобилях в основном применяют двигатели внутреннего сгорания. Их мощностные свойства принято оценивать скоростными характеристиками, представляющими зависимость эффективной мощности или крутящего момента на коленчатом валу при установившемся режиме работы от частоты вращения двигателя. Скоростная характеристика, полученная при полной подаче топлива, называется внешней скоростной характеристикой, а полученные при неполной подаче топлива – частичными. Скоростные характеристики определяют на специальных стендах. При этом обычно непосредственно находят зависимости эффективного момента двигателя от частоты его вращения, а мощность определяют расчетом.»[4]

2.4 Сила сопротивления подъему

Сила сопротивления подъему P_{Π} возникает при движении автомобиля на подъем, а при движении на спуске ее значение становится отрицательным. Сила сопротивления подъему

$$P_{\Pi} = G_a \cdot \sin \alpha_{\Pi} \quad (18)$$

Крутизна дороги характеризуется углом α_{Π} подъема или величиной уклона i , выражаемой через отношение вертикальной проекции участка дороги к горизонтальной, т.е.

$$i = \operatorname{tg} \alpha_{\Pi} \quad (19)$$

На дорогах с твердым покрытием угол уклона подъема обычно не превышает $5-7^\circ$, что позволяет приближенно принимать $\sin \alpha_{\Pi} \approx \operatorname{tg} \alpha_{\Pi}$. Таким образом, силы сопротивления подъему и качению зависят от состояния дороги. Обычно эти две составляющие рассматриваются совместно, т.е. суммарная сила сопротивления дороги:

$$P_{\psi} = G_a (f_0 \cos \alpha_{\Pi} + \sin \alpha_{\Pi}) \quad (20)$$

Под действием силы P_{Π} происходит перераспределение нормальных реакций по осям. Реакция на передних колесах уменьшается, а следовательно, снижаются сила тяги и сцепление колес с поверхностью дороги автомобилей с приводом на передние колеса.

Сила сопротивления воздуха, возникающая при движении автомобиля,

$$P_B = 0,5 \cdot c_x \cdot \rho \cdot F_L \cdot V^2, \quad (21)$$

где c_x – безразмерный коэффициент лобового сопротивления воздуха;

ρ – плотность воздуха;

F_L – площадь лобового (миделева) сечения, определяемая по фронтальной проекции автомобиля на плоскость.

Площадь лобового сечения автомобиля находится приближенно: для грузовых $F_L = B \cdot H_a$ и для легковых $F_L = 0,78 \cdot B_a \cdot H_a$.

По данным исследований, с изменением угла атаки в пределах $\pm 2^\circ$ сила сопротивления воздуха меняется в пределах $+9 \div -7\%$, значительно меняется и подъемная сила. При увеличении угла атаки обе силы возрастают. «Удовлетворительным считается увеличение сопротивления воздуха до 5% при росте угла обдува на 10° , а неудовлетворительным – примерно на 20% .

С увеличением нагрузки на передние колеса уменьшаются угол атаки и

сила сопротивления воздуха. » [22] В связи с этим «автомобили с приводом на передние колеса имеют меньшее сопротивление воздуха, чем автомобили классической компоновки. Кроме того, благодаря поперечному расположению двигателя» [1] у этих автомобилей проще получить форму кузова с меньшими значениями c_x . Обтекающие кузов автомобиля потоки воздуха представлены на рисунках 4 и 5.

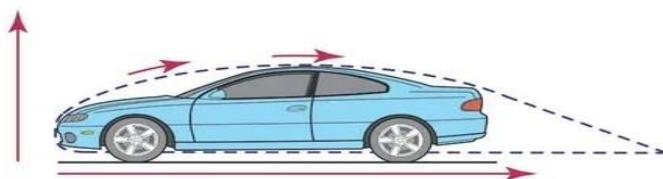


Рисунок 4 – Направление потоков воздуха

«Для современных легковых автомобилей нормального типа коэффициент сопротивления воздуха K колеблется примерно от 0,025 до 0,04, а для грузовых автомобилей – от 0,05 до 0,07 $кг \cdot сек^2 / м^4$. Фактор же сопротивления воздуха W для легковых автомобилей может быть принят в среднем равным 0,05 – 0,1, а для грузовых – 0,15-0,3 $кг \cdot сек^2 / м^4$.

Сила сопротивления воздуха, представляющая собой равнодействующую элементарных сил, действующих на отдельные элементы поверхности автомобиля, приложена к последнему на определенной высоте от опорной плоскости. Точка приложения этой силы часто называется центром парусности.» [32]

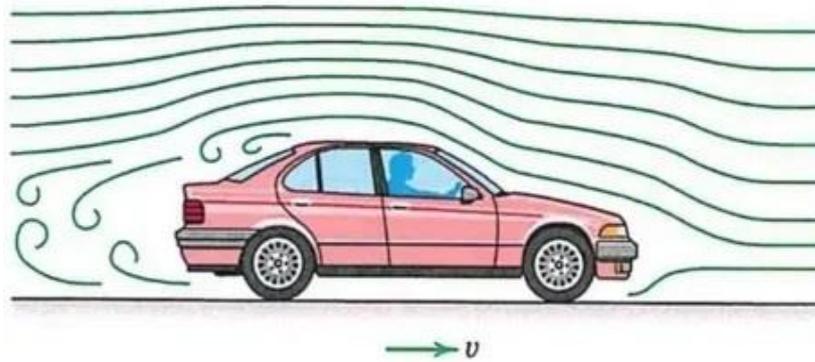


Рисунок 5 – Обтекание кузова потоками воздуха

«Поэтому для максимального уменьшения сопротивления воздуха целесообразно перекрывать всю переднюю часть автомобиля кожухом так, чтобы зазор между ним и землей был минимальным. Все выступающие части, как, например, колеса и крылья, создают дополнительное сопротивление и вызывают значительное завихривание воздуха; поэтому целесообразно и их также перекрывать одним общим кожухом. При этом определяется специальная наиболее выгодная в смысле «автомобильная» форма, которая с нижней стороны должна быть ограничена плоскостью, возможно близко подходящей к земле.» [4]

2.5 Сила инерции автомобиля

Сила инерции автомобиля складывается из трех составляющих сил инерции: $P_{ИМ}$ массы автомобиля, $P_{ИК}$ вращения колес и $P_{ИД}$ частей двигателя.

При этом

$$P_{j0} = M \frac{d\omega}{dt} = \frac{G}{g} \frac{d\omega}{dt} \quad (22)$$

Суммарный момент инерции колес автомобиля, определяется из выражения $2J_{R1} \frac{d\omega_K}{dt}$, где J_{K1} – момент инерции колеса относительно его оси,

$\frac{d\omega_K}{dt}$, - угловое ускорение колеса.

«Окружная сила, необходимая для создания этого момента, равна $2 \frac{1}{r_K} J_{R1} \frac{d\omega_K}{dt}$, где r_K - радиус качения колес.

Угловое ускорение колеса $\frac{d\omega_K}{dt}$ может быть выражено через линейное ускорение автомобиля $\frac{d\omega}{dt}$. Принимая радиус качения r_K примерно постоянным, получаем: $v = r_K \cdot \omega_K$; $\frac{d\omega_K}{dt} = \frac{1}{r_K} \cdot \frac{dv}{dt}$.

В результате сила P_j , инерции автомобиля определится из выражения (без учета влияния вращающихся деталей двигателя и трансмиссии автомобиля)

$$P_j = \left(\frac{G}{g} + 2 \frac{1}{r_K^2} \cdot J_{K1} \right) \frac{d\omega}{dt} \quad (23)$$

Результаты определения сил, действующих в трансмиссии, представлены в виде таблиц и графиков.» [2]

«Сила инерции вызывает перераспределение нормальных реакций по осям. При разгоне на передних колесах они уменьшаются, » [6] а следовательно понижается сила тяги по сцеплению.

Таблица 2 - Исходные данные для проведения тягово-динамического расчета

Параметр	Значение
Колесная формула	4x2
Количество мест	1
Снаряженная масса m_0 , кг	225
Максимальная скорость V_{max} , км/ч» [6] (м/с)	268(74,42)
«Угловая скорость коленчатого вала ω_e^{max} , рад/с (об/мин)	837,76 (8000)
Максимальная мощность двигателя N_e^{max} , кВт	43
Максимальный крутящий момент двигателя M_e^{max} , Н·м	52,2
Тип и размерность колеса	200/75R13
Коэффициент аэродинамического сопротивления C_x	0,32
Величина максимального преодолеваемого уклона i	0,34

Продолжение таблицы 2

Параметр	Значение
КПД трансмиссии $\eta_{тр}$	0,85
Габаритная ширина автомобиля В, мм	1456
Габаритная высота автомобиля Н, мм	1140
Коэффициент сопротивления качению f_0	0,045
Передаточные числа:	
– первой передачи коробки передач U_1	2,5»[1]
– второй передачи коробки передач U_2	1,75
– третьей передачи коробки передач U_3	1,33
– четвертой передачи коробки передач U_4	1,095
– пятой передачи коробки передач U_5	0,956
шестой передачи коробки передач U_6	0,869
главной передачи U_0	3,46»[3]

«Исходные данные для проведения тягово-динамического расчета заднеприводного легкового автомобиля (таблица 2). Расчет производился в соответствии с методикой, описанной в источнике [3].

2.6 Подготовка исходных данных для тягового расчета

Полная масса автомобиля:

$$m_a = m_0 + m_{ч} \cdot n + m_б \cdot n, \quad (24)$$

где: m_0 – снаряженная масса автомобиля, кг;

« $m_{ч} = 75$ кг – масса одного человека;

n – число пассажиров;

$m_б$ – вес багажа.

$$m_a = 225 + 75 \cdot 1 = 300 \text{ кг}$$

Полный вес автомобиля:

$$G_a = m_a \cdot g, \quad (25)$$

где: g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

$$G_a = 300 \cdot 9,81 = 2943\text{Н}$$

«Автомобиль имеет заднеприводную компоновку (задние колеса ведущие), принимаем распределение веса по осям в соотношении: 46% на передние колеса и 54% - на задние. »[6]

«Вес, приходящийся на ведущие колеса: »[4]

$$G_1 = 0,50 \cdot G_a = 0,46 \cdot 2943 = 1471,5\text{Н};$$

Вес, приходящийся на ведомые колеса:

$$G_2 = 0,50 \cdot G_a = 0,54 \cdot 2943 = 1471,5\text{Н}$$

Параметры обтекаемости автомобиля

Коэффициент обтекаемости

$$k = \frac{C_x \cdot \rho}{2}, \quad (26)$$

«где: $\rho = 1,293$ – плотность воздуха в нормальных условиях, »[3] кг/м^3 .

$$K = \frac{0,32 \cdot 1,293}{2} = 0,206$$

«Лобовая площадь автомобиля

$$F = 0,8 \cdot B \cdot H, \quad (27)$$

где: B – габаритная ширина автомобиля, м;

H – габаритная высота автомобиля, м.

$$F = 0,8 \cdot 1,46 \cdot 1,14 = 1,332 \text{ м}^2$$

Согласно выбранной ширине 200/75R13, радиус качения данной шины рассчитывается по формуле: [15]

$$r_k = 0,5 \cdot d + \lambda_z \cdot H, \quad (28)$$

где: d – посадочный диаметр шины, дюйм;

$\lambda_z = 0,85$ – коэффициент вертикальной деформации;

H – высота профиля шины. »[4]

У снаряженных автомобилей классической компоновки распределение нагрузки между передней и задней осями $M_1/M_A=0,53 \div 0,56$, а при полной

нагрузке $M_I/M_A=0,50\div 0,52$. В дальнейшем примем для этих автомобилей $M_I/M_A=0,5$.

На автомобилях с приводом на передние колеса сначала принималось распределение нагрузки по осям $M_I/M_A=0,48\div 0,6$. Так, автомобиль Рено-4 имел распределение нагрузки $M_I/M_A=0,49$, а Рено-16 выпускался с $M_I/M_A=0,51$. Проводятся экспериментальные и теоретические исследования, направленные на обоснование выбора оптимального распределения нагрузки по осям автомобилей с приводом на передние колеса, в которых рассматриваются экстремальные случаи движения автомобиля:

- разгон без буксования ведущих колес при максимальном ускорении на горизонтальном участке дороги с сухим асфальтированным или цементным покрытием;
- установившееся, с максимальным подъемом без буксования ведущих колес по сухому асфальтированному или цементированному покрытию;
- установившееся, с максимальным подъемом без буксования ведущих колес по сухому плотному травяному грунту.

Результаты показали, что при «выборе оптимального распределения нагрузки по осям для автомобиля с приводом на передние колеса следует стремиться к достижению тягово-скоростных свойств таких же, как у автомобилей классической компоновки.

Для определения оптимального распределения нагрузки» [9] по осям для автомобиля с приводом на передние колеса принимаем равенство сил тяги, определяемых по моменту двигателя и по сцеплению ведущих колес с дорогой, для трех рассматриваемых случаев. Сила тяг по моменту может быть определена из уравнений (18) и (20) или по максимальному динамическому фактору для современных автомобилей $D=0,25\div 0,35$. Сила тяги по сцеплению определяется по формулам (21) и (22).

Для режима разгона с максимальным ускорением в уравнении (23) принимаем $P_f=0$, $P_w=0$. Тогда после совместного решения уравнений, получим:

$$P_p = P_f + P_w + P_i + P_j \quad (29)$$

$$f + \delta_{II} \cdot j_{umax}/g = (\varphi + f) \cdot (b - \delta_{II} \cdot h_{д} \cdot j_{umax} / g) / L \quad (30)$$

Левая часть равенства характеризует динамический фактор, а правая – условия сцепления ведущих колес с поверхностью дороги. Принимая для случая разгона на хороших дорогах $\varphi > f$, после некоторых преобразований получим^

$$b/L = \delta_{II} \cdot j_{umax} (1/\varphi + h_{д}/L) / g \quad (31)$$

Величины, входящие в правую часть формулы (21), отличаются для различных автомобилей, однако незначительно. Так, для современных легковых автомобилей $j_{umax} = 2 \div 2,5$ м/с², меньшие значения относятся к автомобилям особо малого класса, а большие – к автомобилям среднего класса.

Значения $\delta_{II} = 1,2 \div 1,5$, $h_{д} = 0,5 \div 0,55$ м и $L \approx 2,2 \div 2,5$ м, коэффициент сцепления ведущих колес с дорогой можно принимать для сухих асфальтированных дорог постоянным: $\varphi = 0,8$.

Из расчетных зависимостей относительного распределения нагрузки автомобиля с приводом на передние колеса по осям (b/L) от максимального ускорения следует, что при сравнительно небольшом изменении максимального ускорения j_u и коэффициентов δ_{II} учета вращающихся масс значения b/L изменяются в широких пределах.

Графики изменения крутящего момента и мощности двигателя в функции изменения частоты вращения представлены на рисунке 6.

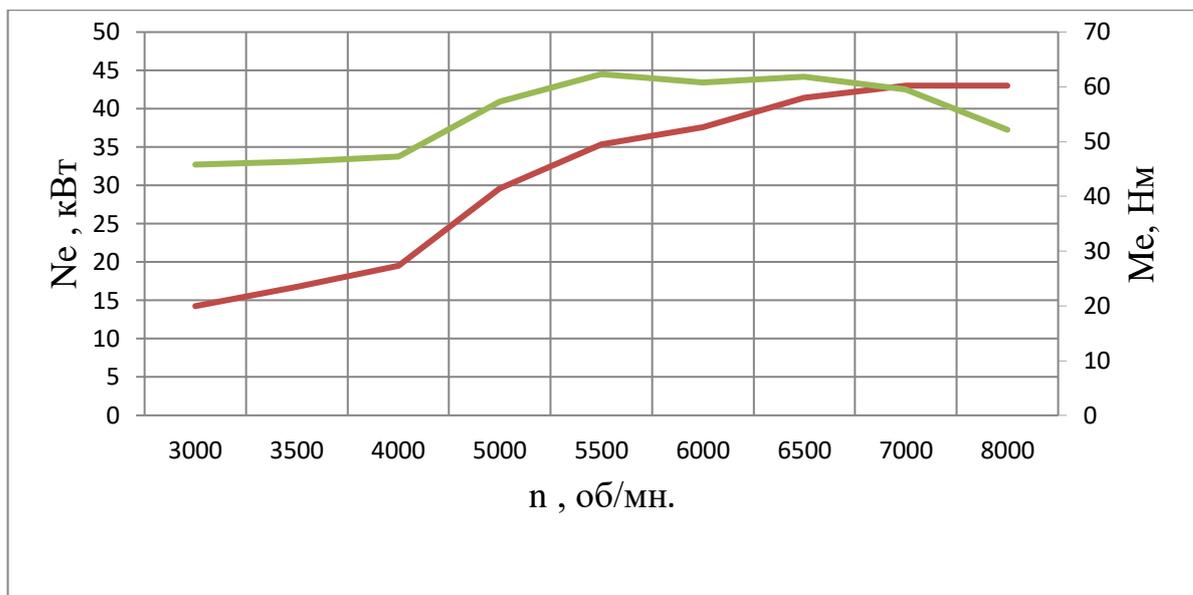


Рисунок 6 – Внешняя скоростная характеристика»[1] двигателя

«Силы P_f и P_w всегда являются положительными, сила P_i положительна при движении автомобиля на подъем и отрицательна при движении под уклон; сила P_j положительна при ускоренном движении автомобиля и отрицательна при замедленном его движении. [33]

2.7 Тяговый расчет автомобиля

«Тяговый расчет автомобиля с прицепом или полуприцепом производится на основании тех же уравнений, которые приведены были выше для случая тягового расчета двухосного автомобиля. Так как динамическая характеристика для автомобиля с прицепом или полуприцепом отличается от такой характеристики для двухосного автомобиля только масштабом, то, очевидно, выводы, полученные выше для двухосного автомобиля, остаются справедливыми и для автомобиля с прицепом или полуприцепом. Необходимо лишь во все уравнения вместо веса автомобиля G вставить полный вес агрегата $G + G'$, где G' - вес прицепа или полуприцепа. Однако при тяговом расчете автомобиля с прицепом или могут

быть поставлены новые вопросы, которые требуют дополнительного решения. К таким вопросам надо отнести:

- определение максимального полного веса прицепа или полуприцепа G , который допустим при заданном автомобиле-тягаче;
- определение нового передаточного числа в главной передаче i_0 или в редукторе i_p , которые надо выбрать для того, чтобы имеющийся автомобиль снабдить прицепом или полуприцепом.

Предельное значение допустимого веса G' прицепа или полуприцепа определяется той максимальной тяговой силой, которая может быть получена на ведущих колесах автомобиля-тягача. Так как всегда можно подобрать необходимое передаточное число, обеспечивающее должную тягу на ведущих колесах при том вращающем моменте двигателя M_T , то максимальное значение веса G' прицепа или полуприцепа ограничивается величиной сцепления ведущих колес с дорогой.

Для упрощения задачи пренебрегаем изменением радиальных реакций, происходящим при передаче через автомобиль-тягач тяговой силы. При этом весь расчет упрощается, а ошибка получается весьма небольшой. На рисунке 10 представлена схема автомобиля, снабженного прицепом. Предельное значение тяговой силы P_{fmax} на задних ведущих колесах автомобиля-тягача определяется из выражения:»[21]

$$P_{fmax} \approx \phi \cdot G_2 = \phi \cdot G \frac{a}{L} \quad (32)$$

где G – полный вес автомобиля.

«Принимая во внимание, что при установке первой передачи скорость автомобиля очень мала, и пренебрегая, поэтому сопротивлением воздуха, получаем:

$$P_{Pmax} = G_a = \varphi \cdot G_a = \varphi(G + Gi) \cdot \quad (33)$$

где G' - полный вес прицепа.

2.8 Сравнение тягово-скоростных свойств автомобилей

При использовании на автомобиле с приводом на передние колеса такого же двигателя, что и на автомобиле классической компоновки, сила тяги на ведущих колесах может быть определена из уравнения (24). Решением этого уравнения в пределах возможных скоростей движения находится тяговая характеристика автомобиля.

Для удобства сопоставления автомобилей различных компоновочных схем по тягово-скоростным свойствам обычно используют динамический фактор D , для определения которого уравнение (24) преобразуется к виду:

$$D = [(\alpha_M a_m \cdot 0,5 c_x \cdot \rho \cdot F_{\text{л}}) \cdot v^2 + b_M \cdot b_v \cdot v + c_M \cdot c_v] / G_a \quad (34)$$

С помощью уравнения (27) можно получить динамическую характеристику. Ускорение, развиваемое автомобилем в процессе разгона

$$J_a = (a_j \cdot v^2 + b_j \cdot v + c_j) / (\delta_{\text{И}} \cdot M_a) \quad (35)$$

Уравнение (28) в графическом виде выражается для каждой передачи своей параболой. Вершины парабол определяются координатами v , $J_{a \max}$.

Аналогичные уравнения могут быть получены и через первую производную правой части уравнения, приравненную нулю. Коэффициенты a_j во всем диапазоне скоростей и ускорений отрицательные. Хотя ускорение является скоростным показателем автомобиля, в качестве оценочного параметра оно обычно не применяется вследствие неудобства использования. Наибольшее распространение в качестве измерителя динамики разгона получили время t и путь S разгона автомобиля.

Распределение тяговой силы по отдельным видам сопротивления движению называется тяговым балансом автомобиля. Аналогично этому» [21] «может быть распределена по отдельным видам сопротивления движению автомобиля и развиваемая двигателем мощность N_m . Такое распределение мощности двигателя по отдельным видам сопротивления называется мощностным балансом автомобиля.»[40]

$$N_m = N_t + N_f + N_w + N_i + N_j \quad (36)$$

$$N_m = N_t + N_f + N_w \quad (37)$$

$$N_T = (1 - \eta_m) \cdot Nm \quad (38)$$

где η_m – коэффициент нагруженности.

Уравнения мощностного баланса описывают потенциальные тягово-скоростные свойства по характеристикам двигателя и трансмиссии, однако использование этих свойств должно быть обеспечено сцеплением ведущих колес с дорогой, а следовательно, статическим распределением нагрузки по осям. Для сопоставительной оценки рассматриваемых автомобилей по скоростной характеристике на дороге с переменным продольным профилем и при преодолении подъемов на высшей передаче следует рассмотреть динамику движения автомобиля на подъем. При движении происходит перераспределение нормальных реакций: с увеличением угла подъема реакции вырастают «на задних колесах и уменьшаются на передних. При достижении определенного угла подъема у автомобилей с задними ведущими колесами наблюдается потеря сначала управляемости, а затем продольной устойчивости (при достаточном моменте на ведущих колесах сцепления этих колес»[48] с дорогой). Если ведущими являются передние колеса, то продольная устойчивость сохраняется, так как во всех ведущих режимах движения потеря сцепления ведущих колес опережает опрокидывание.

При «проектировании автомобилей с приводом на передние колеса, для обеспечения силы тяги по сцеплению ведущих колес с дорогой обычно нагрузку на передние колеса в статическом состоянии принимают больше, чем на задние. С увеличением нагрузки на передние колеса улучшается сцепление колес»[7] с дорогой, но возникает некоторая перегрузка передних колес при движении по горизонтальной дороге.

В качестве оцениваемых параметров, характеризующих способность автомобиля двигаться на подъем, рассмотрим зависимость скорости движения от угла подъема и максимального угла подъема дороги, по которой

«может двигаться автомобиль с установившейся скоростью на низшей передаче. Свойства автомобиля двигаться на подъем определяются силой P_K тяги, выражаемой через момент двигателя по формуле (39).

Со стороны дороги на ведущих колесах автомобилей с приводом [13] на передние колеса определяются нормальные реакции применительно к установившемуся движению на подъем:

$$R_{z1} = G_a (f_0 \cos \alpha_{\Pi} + \sin \alpha_{\Pi})/L \quad (39)$$

И на задних колесах автомобилей классической компоновки:

$$R_{z2} = G_a (a \cos \alpha_{\Pi} + h_D \sin \alpha_{\Pi})/L \quad (40)$$

Сила сцепления ведущих колес с дорогой пропорциональна нормальной реакции, действующей на эти колеса, и коэффициенту сцепления шин с дорогой. В процессе разгона по горизонтальной дороге (сопротивлением качению и воздуха пренебрегаем) нормальная реакция на передних ведущих колесах уменьшается.

$$N_m \cdot \eta_m = \psi G v^2 + W \cdot v^2 + \delta \frac{G}{g} v \cdot \frac{dv}{dt} \quad (41)$$

$N_f = F_f \cdot V$ – мощность, затраченная на преодоление сил сопротивления качению колес, Вт; »[3]

« $N_T = F_T \cdot V$ – мощность, затраченная на преодоление сил сопротивления подъему ($N_T=0$), Вт;

$N_B = F_B \cdot V$ – мощность, затраченная на преодоление сил сопротивления воздуха, Вт;

$N_D = F_i \cdot V$ – мощность, затраченная на преодоление силы инерции автомобиля» [9] ($N_B = 0$), Вт.

При рассмотрении экстремального случая, когда разгон осуществляется с полным использованием возможностей двигателя и сцепления колес с дорогой, в уравнения (40), (41) следует подставлять максимальные ускорения.

Для создания одинаковых условий разгона по сцеплению автомобилей обеих компоновочных схем с разными массами и одним и тем же двигателем необходимо обеспечить равенство нормальных реакций передних и задних колес.

$$\eta_m = \frac{M_p}{M_m \cdot i_K \cdot i_o} \quad (42)$$

$$P_p = \frac{M_m \cdot i_K \cdot i_o \cdot \eta_m}{r_K} \quad (43)$$

«На рисунке 7 приведены результаты испытания коробки передач автомобиля при включении передач.»[2]

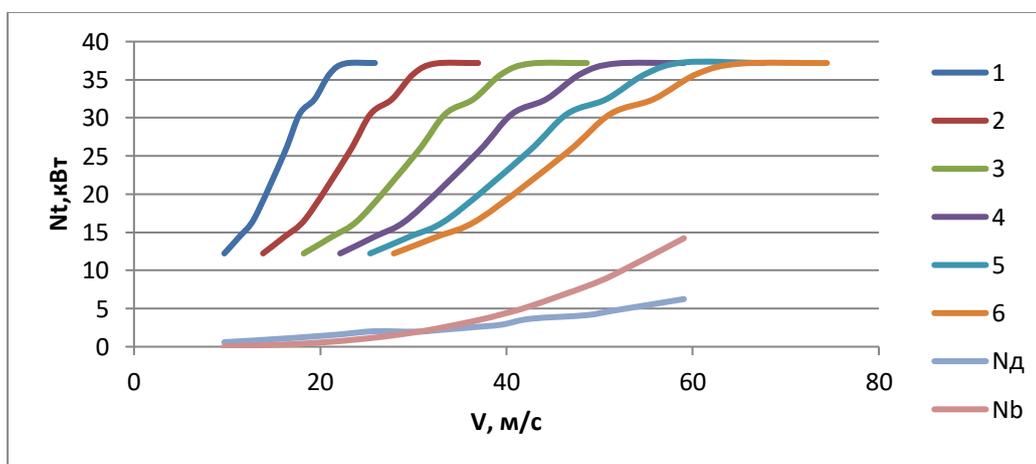


Рисунок 7 – Мощностной баланс

2.9 Тяговые характеристики автомобиля

При одинаковых силах тяги, подведенных от двигателя к ведущим колесам, автомобили с приводом на передние ведущие колеса преодолевают такие же максимальные подъемы, как и автомобили классической компоновки, только если центр масс у первых смещен к оси передних колес.

Для определения величины смещения центра масс и степени влияния компоновочной схемы автомобиля на величину максимального угла подъема приравниваем правые части уравнений (21) и (22). Если автомобиль с приводом на задние колеса имеет равномерное распределение нагрузки по осям, т.е. в уравнении (23) $a=0,5 L$. После преобразований получим координату центра масс автомобилей с «приводом на передние колеса, преодолевающих такие же максимальные подъемы, как и автомобили с задними ведущими колесами при равномерном распределении нагрузки по осям»[13] в виде:

$$b = 0,5L + \varphi \cdot h_{д} + 2f \cdot r_{д} - f \cdot h_{д} \quad (44)$$

Для достижения одинаковых максимальных углов подъема по условию сцепления для рассматриваемых автомобилей необходимо, чтобы «центр масс автомобиля с приводом на передние колеса был смещен вперед на величину $\Delta a = \varphi \cdot h_{д} + 2f \cdot r_{д} - f \cdot h_{д}$. Из этого уравнения следует, что максимальный угол подъема по условию сцепления ведущих колес»[10] зависит от конструктивных параметров $L, b, h_{д}, r_{д}$ и дорожных условий, характеризующихся величинами φ и f . Проведенные расчеты показали, что с достаточной степенью точности уравнение может быть представлено как $b = 0,5L + \varphi \cdot h_{д}$.

При $\varphi = 0,4$ сцепные свойства автомобилей двух рассматриваемых компоновочных схем приблизительно равны, а максимальные углы подъема для обоих автомобилей составляют примерно 10° . При больших коэффициентах сцепления зависимости $\alpha_{п} = f(\varphi)$ рассматриваемых автомобилей отличаются существенно. Проведенный анализ движения на подъем правомерен для автомобилей с полной нагрузкой. Однако легковые автомобили значительную часть времени эксплуатируются с частичной нагрузкой и большой интерес представляет исследование тягово-динамических свойств при движении автомобилей на подъем при неполной нагрузке.

Максимальный угол подъема при неполной нагрузке и заданной скорости движения с учетом возможностей двигателя $\alpha_{ПДМАХ}$ может быть определен из отношения правой и левой частей формулы (17) при полной и частичной нагрузках, в которое следует подставлять при полной нагрузке массу M_a , а при частичной – массу $M_{и}$ автомобиля при неполной нагрузке. При частичной нагрузке у автомобилей обеих компоновочных схем обычно оказываются не полностью загруженными задние сиденья и багажное отделение, при этом «уменьшается нагрузка (абсолютная и относительная) на задних колесах и возрастает (относительная) нагрузка на передних колесах, т.е. происходит смещение центра масс у обоих автомобилей к оси передних колес,»[37] а следовательно, выравниваются возможности преодоления подъемов этими автомобилями.

Результаты расчетов сводим в таблицу 3 и строим графики и на рисунке 8.

Таблица 3 – Результаты расчета топливно-экономической характеристики автомобиля

ω_e , рад/с	V_a , м/с	Q_s , л/100 км
314,16	27,91	0,53
366,52	32,56	0,81
418,88	37,21	1,17
523,60	46,51	2,38
575,96	51,16	3,28
628,32	55,82	4,31
680,68	60,47	5,72
733,04	65,12	7,54»[14]
837,76	74,42	15,98

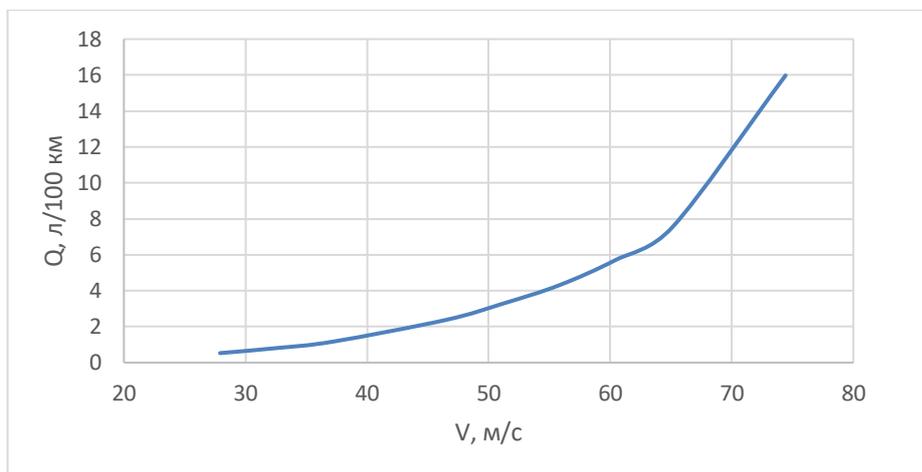


Рисунок 8 – Путь расход топлива» [1]

Вывод:

Распределение нагрузки по осям для автомобилей всех компоновочных схем зависит от компоновки узлов и агрегатов, обеспечивающих удобство размещения пассажиров в салоне, их посадки и выхода, управляемости и устойчивости, а также тягово-сцепных свойств, особенно для автомобилей с приводом на передние колеса.

3 Проектирование стенда для проверки тормозов

3.1 Техническое задание на разработку

«Согласно задания выпускной квалификационной работы, необходимо провести конструкторскую разработку стенда для диагностики тормозов легковых автомобилей. Проведем конкретизацию ограничений, которых необходимо придерживаться при проектировании стенда.

Во-первых, проектирование надо проводить под условие единичного производства стенда силами производственных мощностей проектируемой СТО. Это обусловлено тем, что проектирование изделия под серийное производство это более сложный процесс проектирования, который должен опираться на уже хорошо проработанные технические решения отдельных узлов изделия, и на конкретные условия производства, которые даже специально изменяются для организации серийного производства изделия. Задачу такого объема крайне затруднительно решить в рамках выпускной работы. [9]

Во-вторых, в проекте надо как можно шире применять существующие готовые изделия, практически исключая сложные технологические операции на специализированном оборудовании. Одновременно следует учитывать существующее в настоящее время секционное давление со стороны западных стран на РФ, и в связи с этим желательно при возможности использовать в проекте комплектующие и материалы изготавливаемые в РФ или в дружественных странах.

Далее определим технические ограничения связанные с условиями эксплуатации проектируемого стенда.

Стенд для диагностики тормозов будет применяться в помещениях с твердым покрытием пола. Желательно предусмотреть возможность кратковременной эксплуатации стенда диагностики на улице недалеко

от»[12] «производственного корпуса. Поэтому температурный диапазон эксплуатации стенда следует принять в интервале 0...+50°C.

Назначение стенда – снижение физических нагрузок рабочих при диагностике тормозной системы легковых автомобилей, и повышение уровня травмобезопасности данных работ.

Также стенд может использоваться в ремонтном отделении при снятии и установке колес на автомобиль, а также на стенд динамической балансировки и шиномонтажный стенд. Габариты стенда должны позволять ему свободно проходить в проем шириной 2,4 м. При эксплуатации стенда необходимо исключить ее присоединение к любым коммуникациям, так как это ограничивает зону эксплуатации и уменьшает удобство эксплуатации.

Размеры колес, которые гарантировано допускаются на обслуживаемый стенд, приведены в таблице 16.

3.2 Техническое предложение на разработку конструкции стенда

Для выработки концепции конструкции стенда рассмотрим варианты существующих стендов для диагностики тормозов, предлагаемые на рынке. Поиск проведем в поисковых системах Google и Яндекс (Приложение А). Одной из найденных конструкций является стенд СНТ-2.0 для легковых автомобилей, представленный на рисунке 9. Данный стенд имеет следующие характеристики:

- перемещение и обслуживание колес 1 оси одновременно;
- грузоподъемность 3150 кг;
- опоры для колес диаметром 545 - 1278 мм;
- высота подъема 330 мм;
- удобное расположение цилиндра - не препятствует обслуживанию и работе; »[1]

- «двойные ролики, установленные на каждой из 2-х опор для обслуживаемых колес позволяют вращать и позиционировать отдельно каждое из колес, размещенных на опорах;
- вес станда 1154 кг; цена 1254000 рублей.[5]



Рисунок 9 – Испытательный станок СНТ-2.0

В поиске была найдена еще одна интересная конструкция станка, а именно К-208М. Внешний вид станка представлен на рисунке 10.



Рисунок 10 – Испытательный станок модели К-208М» [1]

«Представленный на рисунке 11 стенд также имеет гидравлический привод и может обслуживать сразу два колеса.

Данный стенд имеет следующие характеристики:

- грузоподъемность 3100 кг;
- диаметр снимаемого колеса 800-1100 мм;
- высота подъема 890 мм;
- габариты 770x1480x875 мм;
- масса 869,3 кг;
- цена 845400 рублей.

Были найдены еще несколько вариантов конструкций стендов, но их функциональные возможности уступают выше представленным вариантам стендов. Были варианты с меньшей ценой, но у них были не удобные подъёмники, или подъемников не было вовсе.



Рисунок 11 – Стенд К-486

Выявим удачные конструкторские решения в выбранных образцах, и построим свою конструкцию на базе этих решений. Стенд имеет несущую

основную раму на четырёх опорах, задние из которых являются»[1] «управляемыми. Такое решение повышает маневренность, и облегчат позиционирование под снимаемым/устанавливаемым колесом. Для обеспечения возможности проворачивания колес во время установки колеса поднимаются на проворачиваемых роликах. В первом варианте стенда проворачиваемые ролики установлены на подъемной раме, во втором случае ролики поднимаются поворотным механизмом. Решение с подъемной рамой более сложное, но с его помощью получается реализовать большую высоту подъема колес, что и необходимо по заданию. Оба варианта стенда имеют привод подъема в виде гидроцилиндра приводимым в действие ручным гидронасосом. Решение достаточно рациональное, такая конструкция может работать мобильно и не требует подключения к энергоснабжению.[27].

Таким образом, проведем конструирование стенда в котором основная рама имеет 4 опоры (две из которых управляемые и расположены ближе к оператору). На подвижную раму устанавливаем конвейерные ролики, как опору для поднимаемых колес. Это обеспечит возможность проворота колес на некоторый угол в поднятом состоянии. Подъем подвижной рамы будем проводить с помощью гидроцилиндра под действием ручного гидронасоса. Движение подвижной рамы по основной раме реализуем движением роликов по направляющим. Для уменьшения стоимости гидронасоса используем гидронасос одностороннего действия, а для надежного опускания, особенно ненагруженной рамы, обеспечим давление в штоковой полости от сжатого воздуха в ресивере. Обеспечим такое крепление гидронасоса, что его поворот позволит удобно работать.

3.3 Расчет основных элементов конструкции

3.3.1 Определение базовых размеров конструкции проектируемого стенда

Определить основные конструктивные размеры стенда можно из анализа объекта транспортировки, которым является колесо грузового «автомобиля. Размеры колес, используемые на автомобилях, приведены в таблице 1. Конструкция должна быть реализована так, чтобы перечисленные размеры колес можно было обслуживать, при этом естественно возникнет возможность работы с колесами меньшего и большего размера. Построения будут вестись на виде сбоку (рисунок 12).

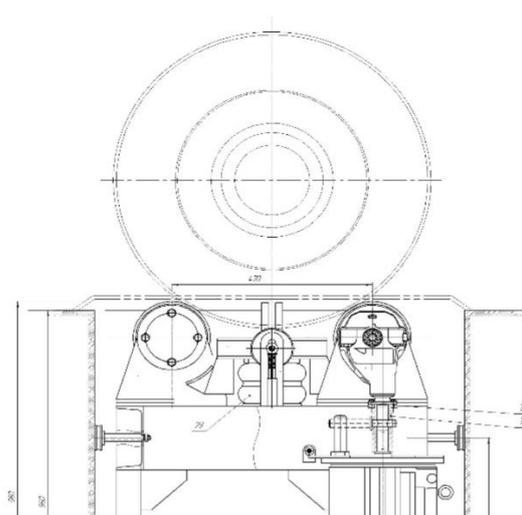


Рисунок 12 - Графические построения для определения базовых размеров и характеристик проектируемого стенда

После выбора несущих колес, имеется возможность (задавшись предварительным размером сечения основной рамы) разместить по высоте положение сечения основной рамы. Верхнюю плоскость основной рамы размещаем на высоте 80 мм. Задавшись максимальным возможным диаметром обслуживаемых колес в 980 мм, получаем, что расстояние между

сечениями основной рамы должно быть не менее 786 мм. Закладываем этот размер 790 мм, что обеспечит некоторый зазор между колесом и рамой. Полученный размер так же вполне приемлем для определения ширины тележки с точки зрения прохождения тележки в двери шиноремонтного отделения и склада шин.»[1]

«Отображаем на схеме диаметры обслуживаемых колес и определяем положение осей конвейерных роликов, на которых будем поднимать колеса. Оси роликов разместим на высоте 64 мм, и тогда расстояние между осями получим 590 мм.

Высота подъема определяется характеристиками гидроцилиндра. Длинноходовые гидроцилиндры достаточно дороги, поэтому выбираем длину хода в 950 мм. Построим положение роликов в поднятом положении, разместим на них диаметры обслуживаемых колес, и получим реализуемые тележкой высоты подъемов колес. Высоты подъема колес приведены в таблице 4.

Таблица 4 – Типоразмеры обслуживаемых колес и высоты подъема» [1]

Обозначение шины	Ширина профиля	Профиль шины %	Диаметр обода, мм	Диаметр колеса, мм	Высота подъема, мм	Число транспорт.колес
175/70 R14	175	70	508	962	447	2
185/60R14	185	60	508	838	430	2
175/60R15	175	60	529	866	434	2
R max	-	-	-	980	450	2

3.3.2 Выбор сечения подвижной рамы

«Наиболее тяжелый режим нагружения происходит на подвижной раме, которая имеет пространственную конструкцию. На нее воздействуют нагрузки от веса двух колес на каждую сторону рамы, и случайное воздействие на одну сторону рамы. Реакции опор на подвижную раму, следующие: четыре силы от направляющих роликов (в общем случае

реакции в двух плоскостях) и направленная вверх сила от штока гидроцилиндра. Таким образом, в общем виде это пространственная задача с 9 неизвестными (две из которых равны нулю), и в итоге имеем одну степень неопределенности в системе уравнений. Для решения такой задачи необходимо вводить учет прочности сечений конструкции. Это невозможно на начальном этапе проектирования, поэтому сведем задачу к плоской. Поэтому» [1] «будем считать равными усилия в правой и левой сторонах рамы. Полученная упрощенная схема нагружений приведена на рисунке 13.

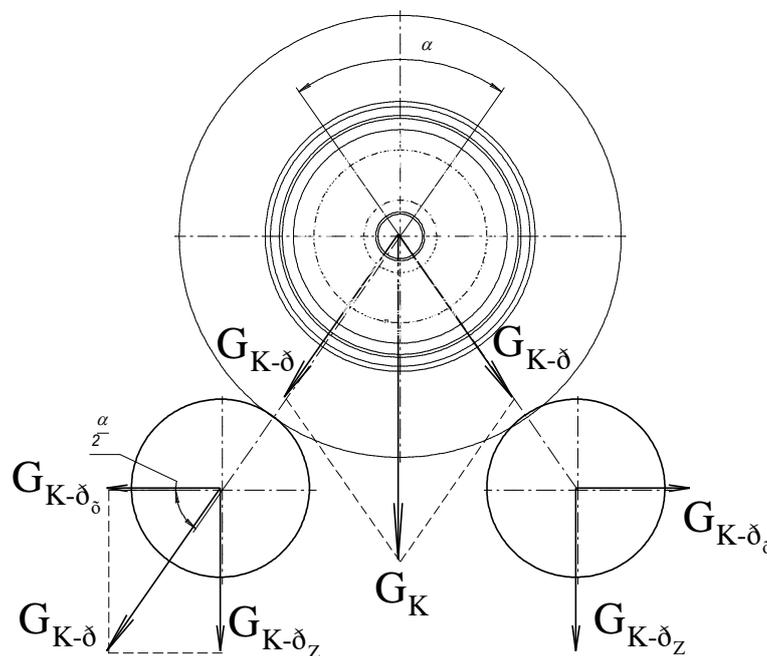


Рисунок 13 – Расчетная схема сил в контакте колеса

Такая задача решается стандартными методами теоретической механики, путем составления системы уравнений равновесия сил и моментов (45).[13].

$$\sum F_x=0, \sum F_y=0, \sum M_i=0 \quad (45)$$

Решая представленную систему, получаем значения реакций:

$$R = F + F + F_1 = 600 + 600 + 1000 = 2200 \text{ Н} \gg [15]$$

$$R_1 = R_2 = (1000 \cdot 0,575 + 600 \cdot 0,435 + 600 \cdot 0,175 + 2200 \cdot 0,09) / 0,48 = 2373 \text{ Н}$$

«Определив реакции опор, построим эпюры сил сжатия, среза и изгибающих моментов в сечениях подвижной рамы тележки, смотри рисунки 14 и 15.»[1]

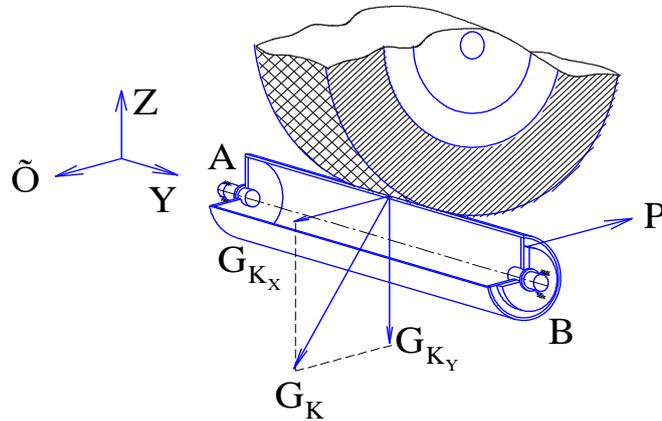


Рисунок 14 – Схема сил сжатия и конструкция ролика

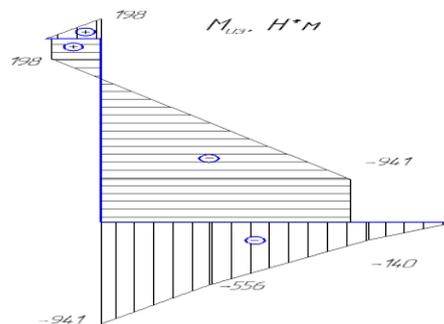


Рисунок 15 – Эпюра изгибающих моментов в раме станда

«Из анализа эпюр получаем расчетные усилия в роликах 2373 Н, а максимальный изгибающий момент в сечениях рамы 941 Н·м.

Зная максимальные нагрузки, из условия достаточной прочности конструкции, определим необходимое сечение вилок подвижной рамы.

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} \geq [\delta] \tag{46}$$

Откуда получаем:

$$W \geq \frac{M_{\max}}{[\sigma]} = \frac{941}{140 \cdot 10^6} = 6,72 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 \quad (47)$$

где $[\sigma]$ – максимальнодопустимое напряжение изгиба в сечении подвижной рамы, согласно справочных данных для Ст5 $[\sigma]=140\text{МПа}$ [1]

«Сечение вил подвижной рамы должно иметь момент сопротивления не меньше $6,72 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$. Конструктивно это должен быть равнополочный уголок. Из таблиц справочника [2] выбираем равнополочный уголок 7х6 ГОСТ 8509-97, что обеспечит необходимую прочность сечения.

Сечение вертикальной стойки подвижной рамы испытывает такую же нагрузку на изгиб, и следовательно должно иметь момент сопротивления не меньше $6,72 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$. Конструктивно это должна быть прямоугольная труба. Из таблиц справочника [24] выбираем профиль 60х40х3 ГОСТ 30245-2003. Данное соединение является наиболее нагруженным и поэтому в этом месте необходимо применить локальное усиление в виде треугольной накладки (ребро жесткости).

3.3.3 Выбор необходимого пневмоцилиндра

Рабочее усилие на подъем равно весу двух самых тяжелых колес из обслуживаемых, плюс вес подвижной рамы, и составляет 120 кг. Это соответствует усилию в 1177 Н.

Введя ограничение на максимальное рабочее давление (P_{\max}) в 1,2 МПа площадь поршня можно определить по формуле:

$$F = F_{\text{пр}} / P_{\max} \quad (48)$$

Минимальный диаметр цилиндра можно определить по формуле:

$$D = 2\sqrt{\frac{F}{\pi}}$$

(49)

Зная минимальный диаметр поршня, выбираем для стенда гидроцилиндр компании GIDROLASTMF4-40/22 с диаметром поршня $D = 60$ мм. Эти гидроцилиндры выпускает завод гидравлического оборудования [1] «Гидроласт». «Точно не известно, насколько велика у завода локализация производства, но гидроцилиндр не импортный и производится в РФ.

Рабочее давление для гидроцилиндров MF4-40/22 составляет, по данным сайта завода изготовителя [15], 16 – 35 МПа. Габаритные и присоединительные размеры гидроцилиндра приведены в таблице 5.

Таблица 5 – Величины размеров гидроцилиндра GIDROLASTMF4-40/22

D, мм	d, мм	K, дюйм	X, мм	A, мм	L2, мм	L1, мм	E, мм	N, мм	M мм
40	22	G 3/8	M16*1,5	126	17	20	9	82	100

Определим объем поршневой полости гидроцилиндра, используя формулу расчета объема цилиндра:

$$V = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4} \quad (50)$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 0,04^2 \cdot 0,45}{4} = 0,565 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

Объем штоковой (обратного хода) полости гидроцилиндра составляет:

$$V_{ox} = V - \frac{\pi \cdot D_{ш}^2 \cdot L}{4} \quad (51)$$

$$V_{ox} = 0,565 \cdot 10^{-3} - \frac{3,14 \cdot 0,022^2 \cdot 0,45}{4} = 0,394 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

Зная рабочий объем гидроцилиндра, назначаем рабочий объем бака гидронасоса не меньше чем $0,565 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$ или 0,565 л.

Для выбранного гидроцилиндра максимальное давление подъема, с учетом случайного воздействия, составит:»[1]

$$P_{\max} = \frac{4 \cdot (F_{np} + F_g)}{\pi \cdot D^2} \quad (52)$$

$$P_{\max} = \frac{4 \cdot (1177 + 1000)}{3,14 \cdot 0,04^2} = 1,72 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

Рабочее давление подъема равно:

$$P = \frac{4 \cdot 1177}{3,14 \cdot 0,04^2} = 0,94 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

«При опускании ненагруженной подвижной рамы в нижнее положение, из-за малого веса этой рамы, может возникнуть зависание. Для исключения этого явления подадим воздух под давлением в штоковую полость гидроцилиндра. Такое решение снимает жесткое ограничение по размещению бака с маслом ниже нижнего присоединительного патрубка гидроцилиндра.

Зададим величину возвратного усилия, создаваемого давлением в штоковой полости, равным $F_b=100$ Н. Тогда необходимое давление можно определить по формуле:

$$P_g = \frac{F_g}{S_{ш}} = \frac{4 \cdot F_g}{\pi \cdot (D^2 - D_{ш}^2)} = \frac{4 \cdot 100}{3,14 \cdot (0,04^2 - 0,022^2)} = 0,11 \cdot 10^6 \text{ Па} \quad (53)$$

Для выбора конкретного ресивера необходимо определиться с его объемом. При выполнении операции подъема колес, воздух из штоковой полости вытесняется в ресивер, суммарный объем, занимаемый воздухом,

уменьшается, и в результате этого давление увеличивается. Примем условие, что давление может увеличиться на более чем на 15%. Используя закон Бойля — Мариотта, запишем соотношение объемов и давлений в штоковой полости и ресивере в крайних положениях поршня.

$$P \cdot (V_{ox} + V_p + V_{ш}) = P \cdot 1,15 \cdot (V_p + V_{ш}), \quad (54)$$

где $V_{ш}$ - внутренний объем присоединительного шланга;»[1]

V_p - объем ресивера.

«Преобразуя уравнение 57, определим минимальный объема ресивера.

$$V_p \geq \frac{V_{ox}}{0,15} - V_{ш} \quad (55)$$

Если диаметр шланга будет 5 мм, а длина не менее 300 мм, то внутренний объем будет $5,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$. Тогда объем ресивера должен быть не менее:[23].

$$V_p \geq \frac{150 \cdot 10^{-6}}{0,15} - 5,9 \cdot 10^{-6} = 994 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

Допустимое рабочее давление ресивера 1МПа.Ресивер изготавливается в РФ, комплектующие из недружественных стран для его изготовления не требуются. Возможны только ограничения на использование интеллектуальной собственности, т.к. конструкция возможно запатентована итальянскими разработчиками.

3.3.4 Выбор насоса для привода гидроцилиндра

Для подъема подвижной рамы надо создать давление в поршневой полости гидроцилиндра (согласно расчета 0,94 МПа). Объем бака в гидросистеме должен быть минимум на 20% больше чем рабочая полость гидроцилиндра. Исходя из этих ограничений, выбираем ручной насос для

гидроинструмента марки НРГ-7010 производства СТС-Холдинг. Это широко используемый насос, выпускаемый по ТУ»[1] 28.12.16-001-18942352-2019.

В «насосе НРГ-7010 имеется встроенный бак с маслом. Рабочий объем этого встроенного бака 0,8 л. Внутри бака установлен масляный фильтр и клапан сброса. Скорость сброса масла регулируется дросселем, согласно основным характеристикам насоса и данным инструкции по эксплуатации. [15]»[1]

«Зная производительность 1 ступени насоса (V_n) и объем поршневой полости гидроцилиндра ($V_{ц}$) определим число ходов насоса для подъема колес на максимальную высоту:

$$N = V_{ц} / V_n = 565 \cdot 10^{-6} / 13 \cdot 10^{-6} = 42 \quad (56)$$

Таким образом, для подъема колес на максимальную высоту оператору потребуется не более одной минуты работы с насосом. Необходимое прилагаемое усилие на рукоятку насоса можно определить известной производительности насоса за одно движение (Q_n) и ходу рычага на середине рукоятки ($L_n = 0,131$ м):

$$F_n = \frac{P_{\max} \cdot Q_n}{L_n} = \frac{(P + P_g \cdot 1,15) \cdot Q_n}{L_n} \quad (57)$$

$$F_n = \frac{(0,94 \cdot 10^6 + 0,11 \cdot 10^6 \cdot 1,15) \cdot 13 \cdot 10^{-6}}{0,131} = 105 \text{ Н}$$

Следовательно, при подъеме двух колес максимальной массы рабочему необходимо прикладывать усилие к рукоятке насоса 105 Н. При других нагрузках необходимое усилие будет меньше. [18].

Таким образом, прилагаемое рабочим усилие к рукоятке насоса составляет не более 94 Н.

3.4 Оценка технико-экономических характеристик проекта

Проведем сравнение спроектированного стенда для диагностики колес с стендами близкими по характеристикам. Это описанные в пункте 3.2 стенды СНТ-2.0 и К-208М. Сравнение будем проводить по следующим параметрам:

- цена (себестоимость);
- грузоподъемность; »[1]
- максимальный диаметр колеса;
- максимальная высота подъема;
- масса.

Для анализа и оценки информации с помощью методов инженерного прогнозирования составлена таблица, в которой указаны основные сравниваемые характеристики для специальной оценки оборудования. Характеристики всех стендов заносим в таблицу 6.

«Параметры цена и масса при анализе обрабатываются как обратные, так как эти параметры желательно иметь меньше, а не больше.

Таблица 6 – Анализ технико-экономических параметров стендов для проверки тормозов

Наименование параметра	Ед. изм.	СНТ-2.0	К-208М	Проект
Цена (себестоимость)	руб	1350000	875600	650000
	о.е.	0,32	1,00	1,11
Грузоподъемность	кг	2800	2600	2500
	о.е.	1,33	1,00	0,20
Максимальный диаметр колеса	мм	1278	1100	980
	о.е.	1,16	1,00	0,89
Максимальная высота подъема	мм	665	290	450
	о.е.	2,29	1,00	1,55
Масса стенда	кг	1136	869,3	576
	о.е.	0,51	1,00	0,91

*- данный стенд выбран в качестве базового.

По полученным в таблице 3 относительным характеристикам построим циклограмму сравнения, смотри рисунок 16.

Проведем анализ полученной циклограммы. Следовательно, выполненный проект стенда может рекомендоваться для изготовления единичных образцов для использования на предприятиях. »[1]

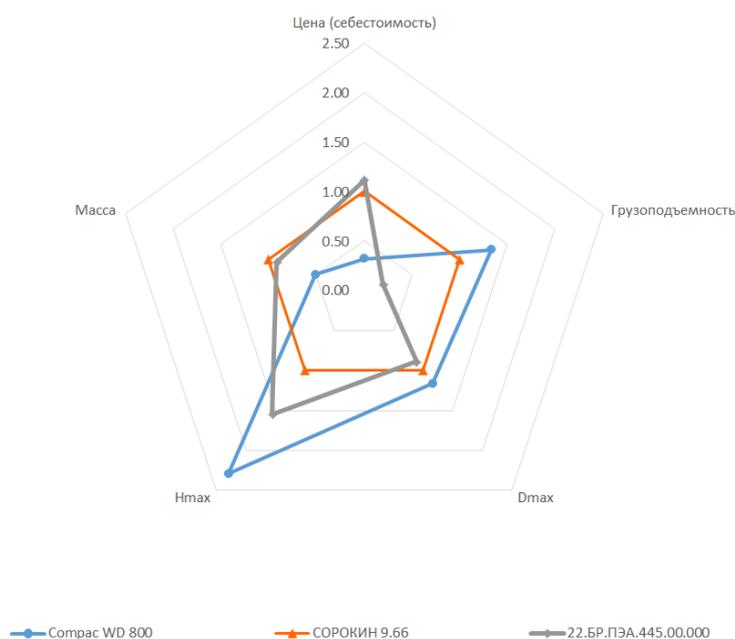


Рисунок 16- Циклограмма технико-экономических характеристик

Выводы по разделу:

«Когда при торможении колесо автомобиля начинает катиться с проскальзыванием, частота его вращения падает, и система приостанавливает подачу давления в его тормозной механизм, растормаживая колесо и не допуская его полной блокировки. При возрастании частоты вращения колеса и восстановлении его нормального качения (без проскальзывания) система возобновляет подачу давления в его тормозной механизм, затормаживая колесо до начала его качения с проскальзыванием, и процесс повторяется.

Спроектированный стенд «по сравнению с базовой моделью (СНТ-2.0), имеет близкие показатели по характеристикам грузоподъемность, масса и

цена, и значительно превосходит по показателю максимальный диаметр колеса.»[1]

4. Технологический процесс операций проверки тормозов

4.1 Общие положения

«Тормозные стенды широко распространены на СТО и других предприятиях автомобильного транспорта. Стенды серийно выпускаются многими зарубежными производителями. Как правило, это роликовые стенды и площадочные проездные стенды. Автомобильные заводы, выпускающие автомобили с АБС имеют инерционные стенды.» [12]

«В конструкции роликовых стендов для контроля тормозной силы могут использоваться планетарные редукторы с балансирным креплением корпуса. В этом случае сила в зацеплении зубьев коронной шестерни приводит к повороту корпуса редуктора и по величине этой силы можно судить о крутящем моменте, передаваемом на ролики. При достижении своего максимума в момент начала проскальзывания роликов относительно заторможенного колеса производится отключение привода, поскольку следующий ролик перестает вращаться.» [12]

«Выпускаются также тормозные стенды, в которых используются балансирные мотор-редукторы, когда электродвигатель и редуктор объединены в одном агрегате. В конструкцию стенда входят упорные ролики, соединенные между собой цепью, датчики блокирования колес, приводной динамометр балансирного типа с датчиком сил, датчик наличия автомобиля и датчик скорости колеса.» [20]

4.2 Требования к исполнителям операции

«Операцию выполняют слесари по ремонту автомобилей или слесарь ремонтного отделения. Рабочие должны быть обучены проведению

данной»[1] операции, и своевременно проходить инструктажи по безопасному проведению работ.

К выполнению операции допускаются операторы, прошедшие предварительный (при поступлении на работу) и периодический (в течение трудовой деятельности) медицинский осмотр, обучение по охране труда и проверку знаний требований охраны труда в установленном порядке.

4.3 Разработка технологической карты на диагностику

Согласно инструкции [10] общий порядок выполнения операции следующий:

- затормозить транспортное средство стояночным тормозом;
- выключить зажигание (перекрыть подачу топлива в транспортном средстве с дизельным двигателем);
- установить рычаг переключения передач (контроллера) в нейтральное положение;
- под колеса подложить не менее двух специальных упоров (башмаков);
- на рулевое колесо вывесить запрещающий комбинированный знак безопасности с поясняющей надписью «Двигатель не пускать! Работают люди» (на транспортных средствах, имеющих дублирующее устройство для пуска двигателя, аналогичный «знак необходимо вывесить и на дублирующее устройство);
- еще немного приподнять подвижную раму и осторожно, покачивая из стороны в сторону, откатить немного тележку с колесом от автомобиля;
- зафиксировать колесо на стенде с помощью барабанов;
- опустить колесо на тележке в транспортное положение (примерно 50-100 мм от пола).

Положение колес на стенде для проверки тормозов показаны на рисунке 17. Подъем и опускание колеса нужно проводить в последовательности, как представлено в технологической карте в таблице 7.»[1]



Рисунок 17 – Рабочие элементы стенда К-486

«В таблице 4 приведена технологическая карта на проведение операций по диагностированию тормозов легковых автомобилей ЛАДА-Веста с использованием спроектированного стенда для проверки тормозов.

Таблица 7 - Технологическая карта операций по диагностике

Наименование операции, перехода	Место выполнения	Исполнитель	Оборудование	Трудоемкость, мин.	Примечание
1	2	3	4	5	6
1 Подготовка автомобиля к диагностированию тормозов, общая трудоемкость 25 мин.					
1.1 Подготовка стенда	Пост диагностирования	Слесарь 4 р.	Стенд	2,0	Нажать кнопку "мотор"
1.2 Постановка автомобиля на стенд	--<>--	--<>--	--<>--	1,0	Предупреждающий плакат
1.3 Установить автомобиль передними колесами на центр барабанов	--<>--	--<>--	--<>--	1,5	-
1.4 Расфиксировать барабаны	--<>--	--<>--	--<>--	2,0	Предупреждающий плакат
1.5 Измерение усилия свободного проворачивания	--<>--	--<>--	--<>--	1,0	-
2 Запустить беговые барабаны стенда					
2.1 Определить величину крутящего момента для каждого из колес оси при свободном проворачивании	Пост диагностирования	Слесарь 4 р.	Стенд	1,5	Частотным регулятором установить частоту вращения

Продолжение таблицы 7

1	2	3	4	5	6
2.2 Измерение зависимости тормозной силы от усилия нажатия на педаль и максимальной тормозной силы (последовательно для колес передней и задней оси)	-«»-	-«»-	-«»-	5,0	Сила торможения должна быть не менее: кГс; для передних колес - 200 для задних колес - 175
2.3 Запустить беговые барабаны стенда	-«»-	-«»-	-«»-	5,0	-
2.4 Создать усилие на педаль при помощи пневмоноги в 5 кг	-«»-	«»-	-«»-	2,5	-
2.5 Снять показания величины усилия торможения и время срабатывания тормоза	-«»-	-«»-	-«»-	2,5	-
3 Повторить переходы 2-3 с шагом 5 кг до полной фиксации колеса					
3.1 Снять показания величины максимального тормозного момента.	Пост диагностирования	-	Стенд	0,5	-
3.2 Определение коэффициента неравномерности тормозных сил колес оси	-«»-	Слесарь 4 р.	-«»-	,0	Чрезмерный уровень вибрации на какой-либо частоте вращения не допускается
3.3 Создать плавное нагружение на педаль до блокировки колеса	-«»-	«»-	-«»-	5,0	-
4 Снять величины нарастания тормозных сил на каждом из колес					
4.1 Снятие автомобиля со стенда	Пост диагностирования	Слесарь 4 р.	Стенд	4,0	-
4.2 Зафиксировать барабаны	-«»-	«»-	-«»-	5,0	Нажать кнопку "сход"
4.3 Осуществить съезд автомобиля со стенда	-«»-	«»-	-«»-	3,0	-
4.4 Формирование диагноза	-«»-	«»-	-«»-	1,0	-

Выводы по разделу:

Модернизация проектируемого участка заключается в применении в

процессе технического обслуживания устройства по диагностированию»[1] «автотранспортных средств. После установки автомобиля на стенд для проверки тормозной системы необходимо проворачивать колесо на необходимый угол. Поворот колеса на опорных роликах платформы, производится с целью определения изменения тормозной силы.

Зависимость (28) выражает устойчивость невозмущенного движения вообще (устойчив, неустойчив), т.е. поведение системы после снятия возмущающего воздействия, и не дает количественной оценки отклонения от начальной траектории при возмущении, хотя движение может быть асимптотически устойчивым (приближающимся к началу координат), а начальная точка траектории при возмущающем воздействии может быть за границей полосы движения. Для определения «практической» устойчивости необходимо знать максимальные отклонения траектории движения автомобиля при возмущающих воздействиях, т.е. угловую скорость ψ и боковое отклонение δ , а значит, решить уравнение движения относительно этих параметров с учетом правых частей.

Испытание автомобиля на стенде, инерционные массы которого соответствуют инерционной массе автомобиля, позволяет измерять угловое ускорение колес и соответствующее ускорение автомобиля в поступательном движении. По величине ускорения при разгоне автомобиля можно судить о его тягово-динамических свойствах.»[2] «Поскольку эффективность тормозной силы автомобиля оценивается по отношению суммы тормозных сил всех колес к весу автомобиля: 0,53 и 0,47, тормозные стенды могут оборудоваться датчиками веса. Датчики поочередно замеряют вес, приходящийся на оси автомобиля. Тензодатчики сопротивления обычно наклеивают на упругое звено, установленное под раму стенда.» [22]

5 Безопасность и экологичность технического объекта

5.1 Конструктивно-технологическая характеристика объекта

«Рассмотрение динамики системы водитель – автомобиль – дорога связано со значительными трудностями. Водители отличаются физиологическими и психологическими данными, имеют разную профессиональную подготовку. Автомобиль как механическая система конструктивно состоит из большого числа узлов и механизмов, имеющих различные взаимные связи и общие связи через колеса с дорогой. Автомобильные дороги, в свою очередь, характеризуются большим разнообразием микро- и макронеровностей, закруглений (в плане), сцепных свойств с колесом и другими факторами. В дальнейшем динамика движения автомобиля с приводом на передние колеса оценивается методом сравнения с динамикой автомобилей классической компоновки, а иногда и с задним расположением двигателя. [2]

Для аналитического исследования управляемости и устойчивости автомобиля используют математические модели различной сложности. При создании пяти массовой модели (массы кузова и четырех колес с неподрессоренными частями) получается сложная и громоздкая система уравнений, неравнозначно влияющих на управляемость и устойчивость автомобиля. Для решения такой системы порой сложно подобрать соответствующие входные параметры, поэтому в настоящее время широко используется одна массовая модель с шестью степенями свободы. Линейные перемещения модели рассматриваются в неподвижной системе координат X_0 , Y_0 , Z_0 , а угловые перемещения кузова автомобиля – в системе координат, закрепленной в центре масс и перемещающейся вместе с автомобилем.»[24]

Закономерность изменения стабилизирующих моментов при наличии реакций от тормозных сил или сил тяги – обратная по сравнению с боковыми реакциями. При наличии тормозных сил стабилизирующие моменты

уменьшаются практически по линейному закону, причем тем существеннее, чем больше угол увода. С увеличением угла увода и тормозной силы стабилизирующие моменты могут принимать отрицательные значения. При наличии силы тяги стабилизирующие моменты возрастают (до некоторых значений этой силы), а затем начинают падать. Максимум стабилизирующего момента смещается в сторону больших значений R_z при увеличении нормальной нагрузки на колесо. [7]

Полученные результаты испытаний для исследованных шин в различных режимах движения колеса показывают, что в приближенных расчетах эксплуатационных свойств автомобиля при отсутствии скольжения и углах увода $\delta \leq 4^\circ$ можно принимать коэффициенты сопротивления уводу в тормозном режиме постоянными, а в ведущем режиме – линейно уменьшающимися с увеличением силы тяги. Для расчетов с большей точностью следует применять сложные зависимости [4, 5]. Стабилизирующие моменты остаются примерно постоянными в ведущем режиме и уменьшаются по линейной зависимости с увеличением тормозных сил. Продольные реакции, ограничивающие возможности применения таких закономерностей, определяются точностью расчета, φ и нормальной нагрузкой колеса. Так, при коэффициенте сцепления $\varphi=0,65$ и тормозной силе 750 Н близкое постоянство коэффициента уводу сохраняется для нормальных нагрузок колеса $GK \geq 3$ кН. При меньших нормальных нагрузках отклонения становятся существенными.

При наличии продольной тяговой реакции R_{zx} боковые реакции постоянно снижаются. Такие закономерности сохраняются до углов увода $\delta=6^\circ$. При $\delta=8^\circ$ разность боковых реакций при наличии реакций тормозных сил или сил тяги уменьшается, а при $\delta=10^\circ$ практически отсутствует

5.2 Движение автомобиля при повороте

Поворачиваемость автомобиля является одним из важных свойств, определяющих управляемость и существенно влияющих на устойчивость автомобиля. Поворачиваемость определяется траекторией движения автомобиля и зависит от многочисленных его конструктивных и эксплуатационных параметров.

В качестве «идеального» по поворачиваемости принимаем автомобиль, который имеет траекторию движения, соответствующую кинематике рулевого привода при равенстве углов увода δ_n передних и задних колес. Радиус поворота такого автомобиля независимо от конструктивных и эксплуатационных параметров при всех скоростных режимах $R_o = L/\operatorname{tg}\theta_o \approx L/\theta_o$. В процессе эксплуатации при реальных конструктивных параметрах невозможно обеспечить равенство углов увода ($\delta_n = \delta_z$), а следовательно, совместить траектории движения «идеального» и реального автомобиля $R = L/(\theta - \delta_n + \delta_z)$, значимость многочисленных параметров, влияющих на траекторию движения, выражается через углы увода δ_n и δ_z .

Для оценки поворачиваемости широкое распространение получили понятия недостаточной, избыточной и нейтральной поворачиваемости. Разные исследователи по-разному определяют эти понятия. Так, некоторые исследователи оценивают поворачиваемость автомобиля через соотношение углов увода δ_n передней и δ_z задней осей. При $\delta_n > \delta_z$ поворачиваемость недостаточная, при $\delta_n < \delta_z$ - избыточная; при $\delta_n = \delta_z$ - нейтральная. Иногда поворачиваемость оценивают по соотношению теоретического R_o (при отсутствии углов увода) и действительного R радиусов кривизны траектории движения автомобиля; если поворачиваемость недостаточная, $R > R_o$; если избыточная, $R < R_o$; если нейтральная, $R = R_o$.

Отраслевая нормаль предлагает следующее определение: недостаточная, нейтральная и избыточная поворачиваемость – свойство

автомобиля соответственно увеличивать, не изменять или уменьшать радиус поворота при повышении скорости движения по окружности с закрепленным рулевым управлением. Первые два определения поворачиваемости взаимосвязаны между собой, а различие их выражений обусловлено методикой испытаний автомобиля на поворачиваемость. Следует отметить, что эти определения являются частными, применимыми к конкретному режиму движения, не обеспечивают функциональной зависимости, а также адекватности перехода от недостаточной к избыточной (от избыточной к недостаточной) поворачиваемости автомобиля и не могут характеризовать поворачиваемость автомобиля для всех скоростных и нагрузочных режимов движения. Последнее определение более полно характеризует поворачиваемость, адекватно описывает изменение поворачиваемости для конкретного автомобиля. Оно принимается в дальнейшем изложении. Кроме того, различают шинную, креновую поворачиваемость, а иногда и поворачиваемость вследствие податливости рулевого привода. Шинная поворачиваемость – поворачиваемость, возникающая в результате увода шин передних и задних колес. Креновую поворачиваемость определяют через развал колес при крене кузова и независимых подвесках или через разворот мостов при зависимых подвесках.

Для оценки степени влияния каждой составляющей на суммарную поворачиваемость автомобиля проведены дорожные испытания макета полноприводного автомобиля с поочередным отключением переднего или заднего ведущего моста, с изменением нормальных нагрузок на мосты, давления воздуха в шинах, а также углов наклона шкворней:

$$J_{\text{ПР}} \cdot \gamma_{\text{КР}} + 0,5\gamma_{\text{КР}} \sum k_{\text{КР}i} B^2 + 0,5\gamma_{\text{КР}} \sum C_{\text{КР}i} \cdot B^2 = M_{\gamma} \quad (58)$$

где $J_{\text{ПР}}$ - момент инерции кузова относительно центра крена;

$k_{\text{КР}i}$ - коэффициент демпфирования в подвеске i –го колеса. [43]

Функциональные зависимости углов поворота управляемых колес зависят от бокового ускорения и скорости движения, тогда угол крена:

$$\gamma_{кр} = \gamma m_0 h_{np} / (C_{y1} + C_{y2}) \quad (59)$$

Хотя возможности создания автомобилей различных компоновочных схем с такой поворачиваемостью для конкретного режима движения большие, сохранить ее в различных условиях эксплуатации невозможно. Кривая 1, отражающая прогрессивный рост угла поворота управляемых колес от бокового ускорения или скорости движения при постоянном радиусе, характерна для автомобилей с начальной и постоянно возрастающей недостаточной поворачиваемостью. Угол поворота возрастает вследствие увеличения разности углов увода $\Delta = \delta_n - \delta_z$, с повышением бокового ускорения и вызывает увеличение как сил на рулевом колесе, так и углов поворота рулевого колеса. Точка Б этой кривой характеризует удвоенное увеличение угла поворота рулевого колеса, и применительно к скорости движения соответствует «характерной» скорости (когда $\theta = 2L/R$), ограничивающей недостаточную поворачиваемость автомобиля общего назначения.

Возможности увеличения скорости движения ограничены «критической» скоростью, при которой угол поворота $\theta = 2L/R=0$ и поворот автомобиля осуществляется вследствие разности углов увода передних и задних колес $\Delta = \delta_n - \delta_z$.

«Уравнение $m_a \ddot{v} = \sum R_x$ описывает равновесие сил, действующих на автомобиль в продольной плоскости симметрии, и можно считать, что характеристики меняются с изменением нормальных и продольных реакций, действующих на колеса со стороны дороги, и могут быть учтены через коэффициенты K_y сопротивления уводу и K_m стабилизирующих моментов. Тогда рассматриваемое уравнение может быть исключено из системы.»[24]

$$K_y = K_{y0}(1 \pm c_h R_x)(1 \pm c_1 \Delta R_z) \quad (60)$$

$$K_M = K_{M0}(1 \pm c_M R_x)(1 \pm c_M \Delta R_z) \quad (61)$$

где K_y и K_{y0} - коэффициенты сопротивления уводу шин соответственно при статических нагрузках и отсутствии продольных реакций, а также при наличии продольных реакций и изменении нормальных нагрузок;
 K_M и K_{M0} - коэффициенты стабилизирующих моментов шин соответственно при статических нормальных нагрузках и отсутствии продольных реакций;

c_h и c_M - величины, учитывающие изменение коэффициентов сопротивления уводу и стабилизирующих моментов в зависимости соответственно от изменения продольных и нормальных реакций;

ΔR_z - изменение нормальных реакций на колесах автомобиля;

R_x - продольная реакция на колесах автомобиля.

Кривая 2 характеризует начальную недостаточную поворачиваемость с переходом ее в избыточную, кривая 4 – переход от избыточной поворачиваемости к недостаточной в аналогичной точке.[24] Обычно такой переход в процессе эксплуатации происходит при «увеличении боковых ускорений (скорости движения) и определенном сочетании конструктивных и эксплуатационных параметров (изменение кинематики и угловой жесткости подвесок с изменением боковых ускорений, режимов движения, перераспределение нормальных реакций и др.)»[24]

линейную зависимость между углом θ поворота рулевого колеса и центростремительного ускорением j_δ . [31]

5.3 Идентификация производственно-технологических и эксплуатационных профессиональных рисков

Опасные и вредные производственные факторы на посту сборки

Физические факторы можно разделить на следующие:

- движущиеся машины и механизмы;
- «подвижные части производственного оборудования и технической оснастки;
- передвигающиеся изделия, детали, узлы, материалы;
- повышенную запыленность и загазованность воздуха рабочей зоны;
- повышенную или пониженную температуру поверхностей оборудования, материалов;
- повышенную или» [46] пониженную температуру воздуха рабочей зоны;
- повышенный уровень шума на рабочем месте;
- «повышенный уровень вибрации;
- повышенный уровень ультразвука и инфразвуковых колебаний;
- повышенное или пониженное барометрическое давление в рабочей зоне и его резкое изменение;» [61]
- «повышенную или пониженную влажность воздуха, ионизацию воздуха в рабочей зоне;» [26]
- «отсутствие или недостаток естественного света;
- недостаточную освещенность рабочей зоны;
- пониженную контрастность;
- повышенную яркость света;
- острые кромки, заусенцы и шероховатость на поверхностях заготовок, инструментов и всего оборудования.

Химические» [46] факторы делят в зависимости от характера и степени «воздействия на организм человека:

- токсические;
- раздражающие;
- сенсibiliзирующие;
- канцерогенные;
- мутагенные

Химические факторы влияют на репродуктивную функцию человека. Также во время попадания в организм человека воздействуют на» [2] органы дыхания, желудочно-кишечный тракт, кожные покровы и слизистые оболочки.

К психофизиологическим относят следующие факторы:

- физические «перегрузки на человека (бывают статические и динамические);
- нервно-психические перегрузки на человека (выделяют» [2] умственное перенапряжение, перенапряжение анализаторов, монотонность труда, эмоциональные перегрузки» [46]).

5.4 Технические меры, применяемые для снижения рисков профессионального характера

Для определения условий труда необходимо установить, какие вредные и (или) опасные производственные факторы влияют на рабочих, на условия труда на рабочем месте по степени вредности и опасности.

При техническом обслуживании и текущем ремонте автомобилей возникают следующие опасные и вредные производственные факторы: «движение автомобилей, открытые части производственного оборудования, высокая загазованность автомобильными газами, опасности получения повреждений при работе с инструментом и др. [29]

Для обеспечения безопасности автослесарей, повышения качества и производительности работы все действия осуществляются на оборудованных постах, которые оснащены подъемниками со стопорами». [3]

«Участок диагностики оборудуется специальными местными отсосами отработавших газов, так как все работы проводят с работающим двигателем. Кроме того, к рабочим местам электрика подводятся местные отсосы приточно-вытяжной вентиляции. Для охлаждения двигателя автомобиля дополнительно устанавливают передвижной электрический вентилятор» [1].

В соответствии с установленными нормами обеспечивать своевременную выдачу специальной «хлопчатобумажной одежды, специальной обуви с металлической вставкой, перчаток комбинированных и предохранительного пояса, а также их хранение, стирку, сушку, ремонт и замену» [25].

«Для защиты персонала от поражения электрическим током в ремонтной зоне все электрические кабели (силовые, провода вторичных цепей)» [4] «проведены в изолированных кабель-каналах. Все технологические оборудования занулены через нулевую жилу питающего кабеля, при коротком замыкании происходит автоматическое отключение линии, питающую неисправное оборудование» [4].

«Запрещается эксплуатировать при неисправности штепсельного соединения; выключателя или другой коммутационной аппаратуры; при включении щеток; вытекании смазки; появлении дыма или запаха; наличии трещин на корпусе, рукоятке; при повышенном шуме, вибрации; хотя бы слабым воздействии электрического тока.

Корпуса электроинструментов, не имеющие двойной изоляции независимо от частоты при напряжении сети выше 42 В заземлены. [41]

Периодический осмотр электроинструмента производится не реже 1 раза в 3 месяца с записью в журнале осмотров и проверок изоляции (мегаомметром).

На участке разрядные тока статического электричества чаще всего возникают при прикосновенье обслуживающего персонала к любому из элементов. Такие разряды не представляют опасности для человека. Для предупреждения поражения работающих электрическим током подъемники

заземляют» [4].

Защитному заземлению или занулению подлежат металлические части электроустановок, «которые доступны для прикосновения человека и не имеют других видов защиты, которые обеспечивают электробезопасность.

5.5 Функционирование объекта в чрезвычайных и аварийных ситуациях

Пожарная безопасность

Уровень технического оснащения АТП, который растет, осложнение производственных процессов сопровождается повышением энергоемкости производств, высокой концентрацией мощностей и материалов, использованием полимерных синтетических строительных материалов, увеличением площадей и этажей производственных зданий. При таких условиях отклонения от требований пожарной безопасности приводит к значительному экономическому ущербу и человеческие жертвы.

Пожарная опасность производственных зданий и помещений определяется особенностями выполняемого в них технологического процесса, свойствами применяемых веществ и материалов, а также» [3] условиями их обработки. По взрывопожарной и пожарной опасности «помещения и здания подразделяются на 4 категории. Причинами возникновения пожара на СТО есть:

- нарушение технологического режима работы оборудования;
- самовозгорание некоторых материалов и веществ;
- неисправность электропроводки и приборов;
- короткое замыкание электрической сети;
- плохая подготовка оборудования к ремонту;
- разряд статического электричества.

Характеристика вещества и материалов тех, что находятся в

помещении - горючие и трудно горящие жидкости, твердые горючие и трудно горящие материалы,» [2] вещества и материалы, способные при взаимодействии с водой, кислородом воздуха или друг с другом гореть.

«Пожарная безопасность обеспечивается мерами пожарной профилактики и активной пожарной защиты. Понятие пожарной профилактики включает комплекс мероприятий, необходимых для предупреждения возникновения пожара или уменьшение его следствий. Под активной пожарной защитой понимаются меры, которые обеспечивают успешную борьбу с возникающими или пожарами взрывоопасной ситуацией.» [28]

«Пожарная безопасность должна соответствовать всем нормам по пожарной безопасности ГОСТ 12.1.004-91 что предполагает:

- применение электрического оборудования, соответствующего требованиям ГОСТ 12.1.011;
- исключение перегрева технологического оборудования и контакт его с легковоспламеняющимися материалами;
- утилизация отработанных легковоспламеняющихся материалов;
- наличие установок пожаротушения (порошковые огнетушители);
- максимально возможным» [4] ограничением массы и (или) объема горючих веществ, материалов и наиболее безопасным способом их размещения.

Пожарные краны устанавливаются в» [3] «доступных и заметных местах в нишах на высоте 1,35 м, где также находится пожарный ствол с напорным рукавом из тканевого материала» [3] длиной 10-20 м.

«Выводы по разделу:

В разделе Безопасность и экологичность технического» [8] «объекта произведен анализ поста текущего ремонта по видам технических воздействий и типам операций. При этом были достигнуты следующие цели:

- 1) зафиксированы вредные производственные факторы, которые имеют место на ремонтном участке,
- 2) определены мероприятия по снижению вредных воздействий на

окружающую среду и людей, а также мероприятия по созданию безопасных условий труда.

- 3) Определена категория пожароопасности – категория «Д», определено огнетушительное оборудование необходимое для производственного помещения,
- 4) Определены вредные воздействия на окружающую среду со стороны ремонтного производства и процесса эксплуатации устройства в составе оборудования,
- 5) Изучен вопрос по организации безопасности на производственном участке в случае возникновения ЧС или аварии» [3].

6 Экономический раздел дипломного проекта

6.1 Технико-экономическое обоснование объекта разработки дипломного проекта

Технико-экономическое обоснование является важной частью любого проекта, включая проектирование технического устройства в рамках дипломного проекта. Оно включает в себя анализ технической и экономической целесообразности выполняемого проекта.

Объектом дипломного проектирования является новый тип испытательного стенда, который обладает уникальным функционалом и улучшенными техническими и эксплуатационными характеристиками. Разрабатываемый стенд представляет собой сложное техническое устройство, предназначенное для проведения ресурсных испытаний с целью улучшения его технических и эксплуатационных характеристик, а также функциональности. Проектируемый в рамках дипломного проекта стенд обладает новыми техническими возможностями, такими как эффективность работы, повышенная производительность, позволяющая уменьшить затраты на проведение испытаний, надежность и долговечность. Разрабатываемый в рамках дипломного проекта испытательный стенд дает возможность применения нового функционала, который включает дополнительные режимы работы, расширенные возможности управления процессом испытаний, интеграцию с другими системами и устройствами проведения процесса обкатки. Последующая разработка стенда может иметь потенциал для дальнейшего развития и модернизации, что сделает испытательные лаборатории, оснащенные данным техническим устройством, более конкурентоспособными на рынке. Таким образом, разработка и внедрение нового испытательного стенда с улучшенными характеристиками имеет потенциал для создания продукта, который будет выделяться на рынке

технической новизной и обладать привлекательностью как для пользователей, так и для эксплуатантов испытательных устройств.

Техническая целесообразность разработки нового вида конструкции продиктована требованиями, предъявляемым к современным образцам техники. Так, в конструкции стенда применены конструкторские решения, которые позволяют снизить вес конструкции, в первую очередь за счет применения более легких материалов и за счет конструкторских решений, позволяющих уменьшить массу детали без снижения ее прочностных характеристик. Также общий вес конструкции удалось уменьшить за счет более рациональной компоновки деталей.

Расширение функционала испытательного стенда произведено за счет реализации в ходе конструкторской разработки функционала, ранее не применявшегося в данном типе устройств стендовых испытаний.

6.2 Расчет затрат и экономической эффективности

В рамках раздела экономической эффективности дипломного проектирования требуется произвести расчет себестоимости конструкции стенда и расчет отпускной цены проектируемой конструкции. Расчет стоимости изготовления конструкции рассчитывается по формуле:

$$C = M + \Pi_{и} + Z_{осн} + Z_{доп} + СС + И_{цех} + И_{зав} + НР \quad (62)$$

где M – затраты на материалы конструкции стенда, руб.;

$\Pi_{и}$ – затраты на покупные стенда, используемые в конструкции, руб.;

$Z_{осн}$ – основная заработная плата рабочих, руб.;

$Z_{доп}$ – дополнительная заработная плата рабочих, руб.;

$СС$ – отчисления на социальное страхование, $СС = 30\%$;

$И_{цех}$ – общецеховые издержки, $И_{цех} = 85\%$;

$И_{зав}$ – общезаводские издержки, $И_{зав} = 110\%$;

$НР$ – накладные расходы, $НР = 7,5\%$.

Выполним расчет затрат по каждой из статей расходов на изготовление проектируемой конструкции. Расчет затрат на материалы, используемые в конструкции стенда, рассчитаны в таблице 8. Расчет материальных затрат производится по формуле:

$$M = \sum_{i=1}^n M_n \cdot C_n + k_3 \sum_{i=1}^n M_n \cdot C_n \quad (63)$$

где M_n – количество материала, ед;

C_n – цена материала за единицу, руб.;

k_3 – коэффициент затрат на транспортировку и доставку, $k_3 = 0,15$

Таблица 8 – Расчет затрат на материалы

Наименование материала	Количество материала	Цена единицы материала, руб	Сумма, руб
Заготовка поковка	16	230,20	3683,20
Чугун литейный	35	180,00	6300,00
Грунтовка	3,5	150,00	525,00
Краска	4	725,00	2900,00
Круг сортовой Сталь 45, d = 120	10	125,00	1250,00
Круг сортовой Сталь 45, d = 40	12	120,00	1440,00
Круг горячекатанный, d = 25	12	120,00	1440,00
Круг, бронза	3	750,50	2251,50
Листовой металл, h = 6	8	110	880,00
Листовой металл, h = 2	18	110	1980,00
Литол	1	125	125,00
Трубный прокат, d = 25x20	10	300,00	3000,00
Швеллер гнутый	20	160	3200,00
Прочие	-	-	2500,00
ИТОГО			31 827,20
Транспортно-заготовительные расходы			4 774,08
ВСЕГО			35 501,28

Статья, учитывающая затраты на покупные стенда и полуфабрикаты, используемые в изготавливаемой конструкции, рассчитываются по формуле:

$$П_i = \sum_{i=1}^n П_{i_n} \cdot C_n + k_3 \sum_{i=1}^n П_{i_n} \cdot C_n \quad (64)$$

где Π_n – количество покупных изделий, ед;

C_n – цена за единицу покупного станда, руб.;

k_3 – коэффициент затрат на транспортировку и доставку, $k_3 = 0,1$

Для удобства проведения расчетов по затратам на закупку и доставку покупных изделий конструкции, сведем их в таблицу 9.

Таблица 9 – Расчет затрат на покупные станда

Наименование и вид покупного станда	Количество покупных изделий	Цена за единицу, руб	Сумма, руб
Болты М10	40	8,00	320,00
Болты М6х15	24	6,50	156,00
Болт фундаментный	4	350,00	1 400,00
Винты М10	50	10,00	500,00
Вал карданный	2	2 200,00	4 400,00
Выключатель автоматический	4	450,00	1 800,00
Датчик ЭИИ-35 ТУ 38769 - 85	2	3 500,00	7 000,00
Двигатель 4А160М6УЗ ГОСТ 19523-81	2	32 500,00	65 000,00
Кольцо стопорное	8	0,80	6,40
Кнопка пусковая	2	250,00	500,00
Лампа контрольная	4	85,00	340,00
Манжеты для гидравлических устройств по ГОСТ 14896-78 d = 52	6	125,00	750,00
Муфта МУВП ГОСТ 13254-75	2	780,00	1 560,00
Подшипник 305 ГОСТ 5720-75	8	750,00	6 000,00
Подшипник 302	6	550,00	3 300,00
Подшипник 46310 ГОСТ 8338-75	12	750,00	9 000,00
Пульт управления	1	11 200,00	11 200,00
Прочие	-	-	6 000,00
ИТОГО			153 232,40
Транспортно-заготовительные расходы			4 596,97
ВСЕГО			115 629,37

Наряду с затратами на материалы и покупные станда, при изготовлении новой конструкции предприятие несет издержки также на заработную плату,

как основную, так и дополнительную. Расчет заработной платы производится по формуле:

$$Z_o = \sum_{i=1}^n (T_i \cdot C_{Ti} \cdot k_{чi} \cdot k_{пр}) \quad (65)$$

где T_i – трудоемкость выполнения i -той операции, чел-час;

C_{Ti} – часовая тарифная ставка рабочего, занятого на выполнении i -той операции, руб.;

$k_{чi}$ – коэффициент доплат заработной платы до часового фонда работающих, $k_{чi} = 1,05 \dots 1,15$;

$k_{пр}$ – коэффициент премирования, $k_{пр} = 1,24$.

Расчет основной заработной платы рабочих приводится в таблице 10.

Таблица 10 – Расчет основной заработной платы

Виды операций	Трудоемкость, чел-час	Часовая тарифная ставка, руб	Тарифная зарплата, руб
Литейная	18,00	210,30	4 050,38
Гибочная	12,50	210,30	2 812,76
Сварочная	10,50	210,30	2 362,72
Токарная	8,25	250,50	2 211,29
Фрезерная	16,00	250,50	4 288,56
Шлифовальная	6,00	250,50	1 608,21
Долбежная	4,50	210,30	1 012,59
Термическая	12,00	210,30	2 700,25
Сверлильная	8,00	185,25	1 585,74
Слесарная	12,50	185,25	2 477,72
Сборочная	22,50	185,25	4 459,89
Окрасочная	6,00	160,45	1 030,09
Испытательная	12,00	210,30	2 700,25
ИТОГО			33 300,46
Премииальные доплаты			7 992,11
Основная заработная плата			41 292,57

Наряду с основной заработной платой, рассчитывается размер дополнительной заработной платы. Дополнительная заработная плата – это переменная часть общей заработной платы, которая выплачивается рабочему, например за определенные условия труда и как определенная гарантия от работодателя. Расчет заработной платы производится по формуле:

$$З_{доп} = З_о \cdot k_{доп}, \quad (66)$$

где $k_{доп}$ – коэффициент дополнительной заработной платы, $k_{доп} = 0,25$.

$$З_{доп} = 41\,292,57 \cdot 0,25 = 10\,323,14 \text{ руб}$$

Отчисления в фонд социального страхования являются важным компонентом формирования фонда оплаты труда. В отличие от основной и дополнительной заработной платы, эта часть фонда оплаты труда не выплачивается работнику, а оплачивается работодателем в фонд социального страхования напрямую. Расчет величины отчислений в фонд социального страхования рассчитывается по формуле:

$$З_{ФСС} = (З_о + З_{доп}) \cdot 0,3 \quad (67)$$

$$З_{ФСС} = (41\,292,57 + 10\,323,14) \cdot 0,3 = 15\,484,71 \text{ руб}$$

Также предприятие несет издержки, связанные с ремонтом оборудования и его обслуживанием. Соответственно, эта статья затрат должна находить свое отношение в структуре себестоимости. Расчет затрат на содержание и эксплуатацию оборудования определяется как процент от затрат на основную заработную плату. В соответствии с принятой практикой

расчетов, принимаем для затрат на содержание и эксплуатацию 104% от затрат на основную заработную плату. Расчет производится по формуле:

$$P_{об} = Z_о \cdot 1,04 \quad (68)$$

$$P_{об} = 41\,292,57 \cdot 1,04 = 42\,944,27 \text{ руб}$$

Общехозяйственные расходы – это расходы по цеху, занятого в производственном процессе. Как правило, это расходы, связанные с поддержанием работоспособности цеха, транспортировкой и технологическими перемещениями внутри цеха и заработную плату вспомогательного персонала. Расчет общехозяйственных расходов производится как процент от затрат на основную заработную плату. В соответствии с принятой практикой расчетов, принимаем для затрат на общехозяйственные расходы 25% от затрат на основную заработную плату. Расчет производится по формуле:

$$P_{ох} = Z_о \cdot 0,25 \quad (69)$$

$$P_{ох} = 41\,292,57 \cdot 0,25 = 10\,323,14 \text{ руб}$$

Общепроизводственные расходы – это расходы предприятия, связанные с выпуском продукции и осуществлением хозяйственной и коммерческой деятельности. Как правило, общепроизводственные расходы включают в себя комплекс расходов, связанных с функционированием предприятия, включая затраты на заработную плату инженерно-технического и административно-управленческого персонала. В соответствии с принятой практикой расчетов, принимаем для затрат на общепроизводственные расходы 30% от затрат на основную заработную плату. Расчет производится по формуле:

$$P_{оп} = Z_о \cdot 0,30 \quad (70)$$

$$P_{оп} = 41\,292,57 \cdot 0,30 = 12\,387,77 \text{ руб}$$

Сведение всех статей расходов в общую сумму, даст величину производственной себестоимости продукции. Это затраты предприятия на производство продукции. Добавление к производственной себестоимости внепроизводственных расходов, связанных с продвижением продукции на рынке, позволит рассчитать величину полной себестоимости. Для простоты и удобства восприятия, все статьи расходов сведем в таблицу 11.

Таблица 11 – Расчет себестоимости конструкции

Наименование статьи затрат	Сумма, руб	%
Затраты на материалы	2 875,00	0,95%
Затраты на покупные станда	157 829,37	52,22%
Зарплата основная	41 292,57	13,66%
Зарплата дополнительная	10 323,14	3,42%
Отчисления на соцстрах	15 484,71	5,12%
Расходы на содержание оборудования	42 944,27	14,21%
Общепроизводственные расходы	10 323,14	3,42%
Общехозяйственные расходы	12 387,77	4,10%
Производственная себестоимость	293 459,98	97,09%
Внепроизводственные расходы	8 803,80	2,91%
Полная себестоимость	302 263,78	100,00%

Расчет полной себестоимости дает возможность выполнить расчет цены станда и определить экономический эффект от их внедрения. Расчет

цены и оценка экономического эффекта будет произведен в соответствующем подразделе экономического раздела дипломного проекта.

6.3 Расчет экономического эффекта от разработанной конструкции

Экономический эффект от разработки новой конструкции является комплексным показателем, свидетельствующим об общей успешности разработанной конструкции. Экономический эффект выражается в получении дополнительной прибыли от увеличения отпускной цены. Отчасти это может объясняться большими затратами на изготовление конструкции, а отчасти повышенным спросом со стороны потребителя на разработанную конструкцию, что объясняется лучшими эксплуатационными показателями.

Для определения экономического эффекта необходимо рассчитать отпускную цену на разработанное изделие. В отпускную цену включается прибыль, которую предприятие предполагает получить от продажи станда, а также налог на добавленную стоимость (НДС). Предполагается уровень рентабельности на уровне 15%, а НДС 20%. Расчет производится по формуле:

$$Ци = Сп + Сп \cdot 0,15 + Сп \cdot 0,20 \quad (71)$$

$$Ци = 302\,263,78 + 302\,263,78 \cdot 0,15 + 302\,263,78 \cdot 0,20 = 108056,10$$

Принимаем отпускную цену $Ци = 125\,000$ руб. Как было отмечено ранее, экономический эффект будет достигнут за счет увеличения цены для конечного потребителя, за счет чего и будет получена прибыль предприятия. Расчет производится по формуле:

$$\mathcal{E} = C_{и} - C \quad (72)$$

где C – средняя цена стенда до модернизации, руб

В соответствии с произведенным анализом, выявлена цена на изделие на рынке у разных продавцов. Анализ средней стоимости приведен в таблице 12.

Таблица 12 – Расчет средней цены стенда

Наименование фирмы	Цена стенда, руб
ООО «Авангард», Грозный	160 000
ООО «РемтехКомплект», Бузулук	175 000
ООО «Аверс», Тольятти	150 000
Средняя цена по компаниям	163 333

Исходя из определенной средней цены, выполним расчет экономического эффекта для одного стенда.

$$\mathcal{E} = 433350 - 381\,333 = 43667,00 \text{ руб}$$

Предполагается объем реализации в количестве не менее 50 изделий. Тогда годовой экономический эффект составит:

$$\mathcal{E}_г = \mathcal{E} \cdot N \quad (73)$$

где N – объем реализации продукции, ед.

$$\mathcal{E}_г = 43667,00 \cdot 50 = 2373450 \text{ руб}$$

Рассчитанный экономический эффект можно использовать при более детальной проработке эффективности внедрения стенда, которое позволит рассчитать срок окупаемости проекта, социальный эффект и ряд иных показателей, которые лежат вне рамок выполнения экономического раздела выпускной квалификационной работы.

Результатом выполнения экономического раздела выпускной квалификационной работы явился расчет стоимости изготовления конструкции нового вида и определения величины экономического эффекта.

Объектом дипломного проектирования является новый тип испытательного стенда, который обладает уникальным функционалом и улучшенными техническими и эксплуатационными характеристиками. Разрабатываемый стенд представляет собой сложное техническое устройство, предназначенное для проведения ресурсных испытаний с целью улучшения его технических и эксплуатационных характеристик, а также функциональности. Разработанный в рамках дипломного проекта испытательный стенд дает возможность применения нового функционала, который включает дополнительные режимы работы, расширенные возможности управления процессом испытаний, интеграцию с другими системами и устройствами проведения процесса обкатки. Последующая разработка стенда может иметь потенциал для дальнейшего развития и модернизации, что сделает испытательные лаборатории, оснащенные данным техническим устройством, более конкурентоспособными на рынке. Таким образом, разработка и внедрение нового испытательного стенда с улучшенными характеристиками имеет потенциал для создания продукта, который будет выделяться на рынке технической новизной и обладать привлекательностью как для пользователей, так и для эксплуатантов испытательных устройств.

Расчет полной себестоимости дает возможность выполнить расчет цены стенда и определить экономический эффект от их внедрения. Расчет цены и оценка экономического эффекта будет произведен в

соответствующем подразделе экономического раздела дипломного проекта. В результате произведенных расчетов определена себестоимость стенда, $Сп = 302\ 263,78$ руб. Определение себестоимости позволило рассчитать отпускную цену на разработанное изделие. В отпускную цену включается прибыль, которую предприятие предполагает получить от продажи стенда, а также налог на добавленную стоимость (НДС). Принимаем отпускную цену $Ци = 126\ 000$ руб.

Экономический эффект от разработки новой конструкции является комплексным показателем, свидетельствующим об общей успешности разработанной конструкции. Экономический эффект выражается в получении дополнительной прибыли от увеличения отпускной цены. Отчасти это может объясняться большими затратами на изготовление конструкции, а отчасти повышенным спросом со стороны потребителя на разработанную конструкцию, что объясняется лучшими эксплуатационными показателями. Предполагается объём реализации в количестве не менее 50 изделий. Тогда годовой экономический эффект составит, $Эг = 2373450$ руб.

Вывод:

Рассчитанный экономический эффект можно использовать при более детальной проработке эффективности внедрения стенда, которое позволит рассчитать срок окупаемости проекта, социальный эффект и ряд иных показателей, которые лежат вне рамок выполнения экономического раздела выпускной квалификационной работы. На основании всего вышеизложенного, можно сделать вывод о выполнении задач, поставленных в рамках выполнения экономического раздела.

Заключение

«В дипломном проекте на тему «Проект тормозного стенда для легковых автомобиле», проведены технологические расчеты конструктивных элементов, анализ и выбор составных частей устройства, как производимых самостоятельно, так и закупочных.»[17] При «проектировании автомобилей с приводом на передние колеса, для обеспечения силы тяги по сцеплению ведущих колес с дорогой обычно нагрузку на передние колеса в статическом состоянии принимают больше, чем на задние. С увеличением нагрузки на передние колеса улучшается сцепление колес»[1] с дорогой, но возникает некоторая перегрузка передних колес при движении по горизонтальной дороге.

В качестве оцениваемых параметров, характеризующих способность автомобиля двигаться на подъем, рассмотрена зависимость скорости движения от угла подъема и максимального угла подъема дороги, по которой может двигаться автомобиль с установившейся скоростью на низшей передаче. Свойства автомобиля двигаться на подъем определяются силой P_K тяги, выражаемой через момент двигателя.

Разрабатываемый в рамках дипломного проекта стенд дает возможность применения нового функционала, который включает дополнительные режимы работы, расширенные возможности управления процессом испытаний, интеграцию с другими системами и устройствами проведения процесса обкатки. Последующая разработка стенда может иметь потенциал для дальнейшего развития и модернизации, что сделает испытательные лаборатории, оснащенные данным техническим устройством, более конкурентоспособными на рынке.

«Разработанный в рамках экспериментального производства технологический процесс для устройства проверки тормозов легкового автомобиля, может быть использован в практической деятельности лаборатории.» [13, 18]

Список используемых источников

1. Аринин И. Н. и др.. Техническое диагностирование автомобилей / И. Н. Аринин. – Ф.: «Кыргызстан», 1978. – 164 с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя: В 3т. Т.1. – М: Машиностроение, 2001. – 920 с.
3. Беляев В. М. Автомобили: Испытания: учебное пособие для вузов / В. М. Беляев, М. С. Высоцкий, Л. Х. Гилелес. – Минск: Высшая школа, 1991. – 187 с.
4. Бойко А. В. Совершенствование методов диагностики тормозных систем автомобилей в условиях эксплуатации на силовых стендах с беговыми барабанами: дис. канд. техн. наук: 05.22.10: защищена 25.06.08/ Бойко Александр Владимирович. - Иркутск, 2008. – 217 с.
5. Борц А. Д. Диагностика технического состояния автомобиля / А. Д. Норц, Я. К. Закин, Ю. В. Иванов. – М.: Транспорт, 1979. – 160 с.
6. Бродский В. В. – М: Наука, 1976. – 224 с.
7. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей / И. А. Бухарин. – М.-Л.: Машгиз, Ленинградское отд-ние, 1950. – 292 с.
8. Вахламов В.К. Автомобили: Эксплуатационные свойства: Учебник для студентов высших учебных заведений – М.: Издательский центр «Академия», 2005 – 240 с.
9. Веденяпин Г.В. Эксплуатация машинно-тракторного парка / Г. В. Веденяпин, Ю. К. Киртбая, М. П. Сергеев. – М.: Колос, 1968. – 342 с.
10. Веденяпин Г. М. Общая методика экспериментального исследования и обработки опытных данных / Г. М. Веденяпин. - Изд. 3-е, перераб. и доп. -М.: Колос, 1973. – 195 с.
11. Величко А. В. Анализ процесса торможения автотранспортного средства / А. В. Величко // Транспортные средства Сибири: Материалы межвузовской научно-практической конференции. – Красноярск: КГТУ, 1995. – с. 83-89

12. Верзаков Г. Ф. Введение в техническую диагностику / Г. Ф. Верзаков, Н. В. Кипшт, В. И. Рабинович, Л. С. Тимонеи. – М.: Энергия. 1968. – 219 с.
13. Генбом Б.Б. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей / Б. Б. Генбом. - Львов: Вища школа, 1974. – 234 с.
14. Гернер В.С. Исследование режимов контроля эффективности действия тормозных механизмов: дис. канд. техн. наук/ В. С. Гернер. - Харьков, 1970. – 153 с.
15. Говорущенко Н. Я. Диагностика технического состояния автомобилей. – М. Транспорт. 1970.
16. Говорущенко Н. Я. Диагностика технического состояния автомобилей / Н. Я. Говорущенко. – М.: Транспорт, 1970. – 254 с.
17. Горлатов С.Е. Теория эксплуатационных свойств автомобиля: Методические указания к курсовой работе. – Оренбург: ОГУ, 2002 – 28 с.
18. ГОСТ Р 52302–2004. Автотранспортные средства. Устойчивость и управляемость. Технические требования. Методы испытания. – М. : Изд-во стандартов, 2005.
19. Грачев Ю. П. Математические методы планирования эксперимента / Ю. Л. Грачев. – М., 1979. – 195 с.
20. Гредескул А. Б. Динамика торможения автомобиля: дис. ... докт. техн. наук / А. Б. Гредескул. – Харьков, 1963. – 271 с.
21. Гришкевич А. И. Автомобили. Теория. Учебник для вузов / А. И. Гришкевич. – Мн.: Высш. шк., 1986. – 208 с.
22. Гуревич Л. В., Тормозное управление автомобиля / Л. В. Гуревич, Р. А. Меламуд. – М.: Транспорт, 1978. – 152 с.
23. Гурьянов С. И. Повышение точности диагностирования тормозных свойств автопоездов на стенде / С. И. Гурьянов. // Диагностика автомобилей: III всесоюзная научно-техническая конференция: тезисы докладов. - Улан-Удэ, 1989. – с. 147-148.

24. Дик А. Б. Описание характеристик проскальзывания тормозящего колеса / А. Б. Дик // Надежность и активная безопасность автомобиля : сб. науч. тр. / МАМИ. – М., 1985. – с. 205-216.
25. Димов Н. Н. Оценка возможности воспроизведения реальных режимов торможения автомобиля на стендах с беговыми барабанами : автореферат / Н. Н. Димов. - Харьков, 1987. – 20 с.
26. Динамика системы дорога-шина-автомобиль-водитель / А. А. Хачатуров [и др.]; под ред. А. А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
27. Джонсон М. Статистика и планирование эксперимента в технике и науке/ М. Джонсон, Ф. М. Лион. – Мир, 1981. – 610 с.
28. Енаев А. А. Основы теории колебаний автомобиля при торможении и ее приложения. – М.: Машиностроение, 2002. – 341 с.
29. Ечеистов Ю. А. Неустановившееся торможение автомобильного колеса / Ю. А. Ечеистов, В. В. Бернацкий // Безопасность и надежность автомобиля : сб. науч. тр. – М: МАМИ, 1981. – с. 16-23.
30. Краткий автомобильный справочник./НИИАТ. М. Транспорт, 1988 – 224 с.
31. Конструкция автомобиля. Шасси : учеб. для вузов / под ред. А. Л. Карунина. – М. : МГТУ МАМИ, 2000. – 528 с.
32. Лысов М.И. «Рулевые управления автомобилей» – М.: «Машиностроение», 1972 г.
33. Ниргер И. А. Техническая диагностика / И. А. Биргер. – М.: Машиностроение, 1978. – 239 с.
34. Проектирование полноприводных колесных машин: В 2т. Т.2. учебник для вузов; Под общей редакцией А. А. Полунгяна.- М:Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 640 с.
35. Раймпель Й. Шасси автомобиля: Рулевое управление/Пер. с нем. В.Н. Пальянова; Под ред. А. А. Гальбрейха.- М.: Машиностроение, 1987. – 232 с.

36. Стенды тормозные силовые «СТС». Руководство по эксплуатации 10У. 14.00.00.000. - Великий Новгород, 2007. – с. 52.
37. Теория автомобиля и автомобильного двигателя: М.Д. Артомонов, В.В. Илларионов, М.М. Морин. М., Машиностроение, 1968 – 283 с.
38. Фалькевич Б.С. Теория автомобиля. М.: Машгиз, 1963 – 263 с.
39. Феодосьев В.И. «Сопротивление материалов». – М: Наука, 1986. – 512 с.
40. Чудаков Е.А. Теория автомобиля. – М.: Машгиз, 1950 – 384 с
41. Gethoffen H. Einsatz von Mikroprozessoren in der Nachrichtentechnik. Mikroprozessoren und ihre Anwendungen. / H. Gethoffen // Hrsg. von W. Hiibert und R. Piloty. Munchen, Wien, R. Oldenbourg Verlag, 1977.
42. Johnson M. Statistics and experiment planning in engineering and science/ M. Johnson, F. M. Lyon. – Mir, 1981. – 610 p.
43. Lange F. H. Signale und Systeme / F. H. Lange. - Bd. 1,2. - Berlin: VEB Verlag Technik, 1975.
44. Pacejka H.B. Some recent investigations into dynamics and frictional behavior of pneumatic tires / H.B. Pacejka// Phys. Tire tract: Theory and Exp. - New - York - London, 1974.
45. Rabiner R. Theory and Application of Digital Signal Processing / R. Rabiner, B. Gold. -New York, Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, 1975.

Приложение А
Спецификация

		Перв. примен.			Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание		
		Формат	Зона	Поз.						
						<u>Документация</u>				
		A1			24.ДП.ПЭА.214.61.00.000СБ	Сборочный чертеж				
		A4			24.ДП.ПЭА.214.61.00.000ПЗ	Пояснительная записка				
						<u>Сборочные единицы</u>				
Сбор. №										
		Б4	1		24.ДП.ПЭА.214.61.01.000	Рама в сборе	1			
		Б4	2		24.ДП.ПЭА.214.61.02.000	Ролик в сборе	4			
		Б4	3		24.ДП.ПЭА.214.61.03.000	Площадка в сборе	2			
		Б4	4		24.ДП.ПЭА.214.61.04.000	Привод в сборе	2			
		Б4	5		24.ДП.ПЭА.214.61.05.000	Датчик скорости в сборе	2			
		Б4	6		24.ДП.ПЭА.214.61.06.000	Стойка опорная в сборе	2			
						<u>Детали</u>				
Взам. инв. №										
					11	24.ДП.ПЭА.214.61.00.011	Опорная шайба	2		
					12	24.ДП.ПЭА.214.61.00.012	Опорная втулка	2		
					13	24.ДП.ПЭА.214.61.00.013	Корпус подшипника	2		
					14	24.ДП.ПЭА.214.61.00.014	Опорная пластина	2		
					15	24.ДП.ПЭА.214.61.00.015	Пластина	4		
					16	24.ДП.ПЭА.214.61.00.016	Муфта	2		
					17	24.ДП.ПЭА.214.61.00.017	Фланец муфты	2		
					18	24.ДП.ПЭА.214.61.00.018	Вал привода	2		
					19	24.ДП.ПЭА.214.61.00.019	Шлицевая втулка	2		
Повл. и дата					20	24.ДП.ПЭА.214.61.00.020	Полумуфта-фланец	2		
						24.ДП.ПЭА.214.61.00.000				
		Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата				
Инв. № подл.		Разраб.	Хруленко				Лит.	Лист	Листов	
		Проб.	Турбин					1	3	
		Н.контр.	Турбин					ТГУ, ИМ		
		Утв.	Бабаровский					гр. АТС-19018		
		<i>Стенд тормозной</i>								
		Копировал					Формат А4			

Рисунок А.1 – Спецификация на стенд тормозной

