

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 Разработка лифтового устройства для подъема болида
«Формула Студент» на уровень второго этажа

Обучающийся

И.Е. Зеленев
(И.О. Фамилия)

(личная подпись)

Руководитель

канд. техн. наук И.В. Турбин
(ученая степень (при наличии), ученое звание (при наличии), Инициалы Фамилия)

Консультанты

Д.А. Романов
(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 2023

Аннотация

Тема дипломного проекта «Разработка лифтового устройства для подъема болида «Формула Студент» на уровень второго этажа».

Актуальность данной темы обусловлена тем, что современные тенденции в автомобилестроении предъявляют повышенные требования к надежности легковых автомобилей малого и среднего классов. Это требует применения узлов и агрегатов новых типов, работающих на иных механических принципах, нежели традиционные узлы, применяемых в конструкциях агрегатов шасси ранних типов. Для легковых автомобилей это особенно актуально еще и по причине условий их работы. В дорожных условиях особенно важна способность безотказной работы в течение длительного времени. [22]

Дипломный проект состоит из следующих разделов: введение, шесть глав, раскрывающих тему проекта, заключение, список использованных источников, включая иностранные.

Графическая часть диплома представлена на десяти листах формата А1.

Целью дипломного проекта является разработка конструкции устройства для подъема спортивных болидов на уровне технического проекта. Логически структура дипломного проекта разделена на следующие части, связанные между собой: анализ существующих технических решений конструкции, тяговый расчет транспортного средства для которого разрабатывается устройство, разработка устройства для подъема спортивных болидов, силовые и прочностные расчеты наиболее ответственных узлов и деталей устройства для подъема спортивных болидов, разработка технологического процесса.

Отдельно необходимо отметить, что результаты выполненной работы в рамках дипломного проекта имеют не только теоретическое, но также обладают и практическим значением. Разработанная конструкция может быть реализована в рамках серийного производства и использована для транспортировки спортивных болидов.

Abstract

Theme of the diploma project "Development of an elevator device for lifting a car "Formula Student" to the level of the second floor. "

The relevance of this topic is due to the fact that modern trends in the automotive industry present increased requirements for the reliability of cars of small and middle classes. This requires the use of nodes and assemblies of new types working on other mechanical principles than traditional nodes used in the design of the chassis of the early types. For cars, this is especially true due to the conditions of their work. In road conditions, the ability to work for a long time is especially important.

The diploma project consists of the following sections: introduction, six chapters revealing the subject of the project, conclusion, a list of sources used, including foreign ones. [22]

The graphic part of the diploma is presented on ten sheets of A1 format.

The aim of the thesis project is to develop a design of the device for transporting sports boards at the technical project level. Logically, the structure of the diploma project is divided into the following parts related to each other: Analysis of the existing technical solutions of the design, the traction calculation of the vehicle for which the device is developed, the development of a device for transporting sports car, power and strength calculations of the most responsible units and details of the device for transporting sports car, technological process development.

It should be noted separately that the results of the work performed in the framework of the diploma project has not only theoretical, but also have practical significance. The developed design can be implemented as part of serial production and used to transport sports car.

Содержание

Введение	6
1 Основание и развитие проекта «Формула студент ТГУ»	8
1.1 Инжиниринговый проект «Formula-Student»	8
1.2 Студенческие автогонки	10
1.3 Проектно-производственная мастерская «FS»	15
1.4 Перечень значимых функций мастерской проектов «FS»	17
1.5 Условия сборки каркаса спортивной машины	18
2 Тягово-динамический расчет	21
2.1 Общие положения	21
2.2 Масса автомобиля	22
2.3 Силы сопротивления движению автомобиля	22
2.4 Сила сопротивления воздуха	23
2.5 Сила сопротивления подъему	28
2.6 Сила инерции автомобиля	29
2.7 Подготовка исходных данных для тягового расчета	31
2.8 Расчет внешней скоростной характеристики (ВСХ) двигателя	32
2.9 Определение передаточного числа главной передачи	33
2.10 Расчет топливно-экономической характеристики автомобиля	46
3 Разработка конструкции	48
3.1 Техническое задание	48
3.2 Техническое предложение	50
3.3 Предварительный проектный расчет	54
3.4 Основные элементы конструкции	55
4 Безопасность и экологичность технического объекта	58
4.1 Конструктивно-технологическая характеристика объекта	58
4.2 Движение автомобиля при повороте	60
4.3 Идентификация производственно-технологических и эксплуатационных профессиональных рисков	63

4.4 Технические меры, применяемые для снижения рисков профессионального характера	64
4.5 Функционирование объекта в чрезвычайных и аварийных ситуациях	66
5 Экономическая эффективность проекта.....	68
5.1 Исходные данные для экономического расчета	68
5.2 Расчет Фонда времени работы оборудования	69
5.3 Калькуляция и структура себестоимости внедрения	69
5.4 Расчет необходимого количества оборудования и коэффициента его загрузки	70
5.5 Расчет прямых и сопутствующих капитальных вложений по базовому и проектному варианту.....	71
5.6 Калькуляция и структура полной себестоимости эксплуатации базовой и проектируемой конструкции и цена оказания услуги	72
5.7 Расчет показателей экономической эффективности	73
Заключение	75
Список используемых источников.	76
Приложение А Спецификация	80

Введение

Для оценки характеристик автомобилей, в действительных условиях работы автомобиль весьма часто изменяет скорость движения, точно так же часто изменяется сопротивление дороги, в результате автомобильный двигатель работает на весьма переменном режиме, особенно в условиях городского движения. Между тем, при быстром изменении режима работы двигателя (открытие дросселя, скорость вращения коленчатого вала) его экономичность уже не сохраняется в точности той, которая получается при установившемся режиме, и которая характеризовалась полученными значениями удельного расхода топлива. Однако экономические характеристики, полученные для случая установившегося движения автомобиля с некоторым приближением, могут быть использованы и для оценки движения автомобиля при разгоне. [18]

Для получения хорошей динамичности автомобиля без ухудшения его экономических качеств можно пойти двумя путями: во-первых, путем применения конструкции двигателя, которая обеспечивала бы ему высокую экономичность при работе на прикрытом дросселе, во-вторых, путем применения бесступенчатой коробки передач. Как выяснено, экономичность автомобильного двигателя зависит от его нагрузки. При малом использовании мощности двигателя удельный расход топлива заметно повышается. Так как степень использования двигателя определяется запасом его мощности, то отсюда следует, что автомобиль, снабженный чрезвычайно мощным двигателем, должен быть менее экономичным в отношении расхода топлива, чем автомобиль, снабженный двигателем меньшей мощности. Большой запас мощности двигателя обеспечивает автомобилю более высокие динамические качества; таким образом, повышение динамических качеств автомобиля увеличением мощности его двигателя должно вызвать некоторое снижение экономичности автомобиля. [7]

Это справедливо лишь в том случае, когда динамические качества автомобиля не ниже некоторого минимума, определяющегося конструкцией

автомобиля и регулированием двигателя. Если же динамические качества автомобиля особенно плохи, то экономичность при их сравнении будет уже не возрастать, а падать. Прямая передача окажется слишком слабой даже для нормальных условий движения, и придется часто применять более сильные передачи, на которых экономичность автомобиля ухудшится.[8]

При исследовании вопроса о том, как влияет динамичность автомобиля на его экономичность, в качестве примера рассматриваем легковой автомобиль, для которого уже было проведено исследование влияния конструкции на динамику. Имея экономические характеристики автомобильного двигателя, можно построить экономические характеристики автомобиля. Построение таких характеристик выполнено в графической части работы. При увеличении передаточного числа резко повышаются динамические качества автомобиля, но одновременно с этим ухудшается его экономичность. [37]

Применяемые измерители и показатели автомобилей характеризуют свойства с качественной стороны. Для получения хорошей динамичности автомобиля без ухудшения его экономических качеств можно обеспечить значения всех параметров, характеризующих способность выполнять заданные функции. По мере увеличения передаточного числа, автомобиль в состоянии преодолевать значительно большие подъемы, что и требует при той же скорости движения значительного увеличения расхода топлива. В связи с резким увеличением автомобильного парка вопрос об экономичности автомобиля по расходу топлива приобретает все большее значение

Темой данной выпускной квалификационной работы является разработка устройства, анализ и подбор рабочих параметров, разработка технологии.

1 Основание и развитие проекта «Формула студент ТГУ»

1.1 Инжиниринговый проект «Formula-Student»

«В основе задач инженерного сообщества студентов – сборка оригинальных болидов по собственным проектам участие в соревнованиях в группе автомобилей конкретного типа. Зарождением проекта считается 1981 год, когда инициативная группа»[1] «американских инженеров – автомобилистов из Хьюстонского университета начала свою работу. Немного ранее, стали проводиться спонтанные развлекательные соревнования студентов Техаса, которые выступали на газонокосилках, модернизированных в багги еще в 1978году. Этот импульс приобрел международный масштаб и завоевал огромную популярность у современных студентов высших учебных заведений.»[4]

Автомобиль должен быть собран по собственной технологии, которую команда будущих инженеров должна самостоятельно разработать. Также должна быть изготовлена техническая и конструкторская проектные документации для своего автомобиля, подобраны все узловые элементы и детали, проведена сборка, и все это должно соответствовать регламенту соревновательного международного проекта.[13]

В нашей стране, «первооткрывателями соревнований стала команда МАМИ, их первый гоночный болид вошел в историю развития Российского проекта и представлен на рисунке 1. Вторыми были студенты из Московского Машиностроительного Университета. Команды этого университета в настоящее время являются постоянными участниками соревнований, добиваются неплохих результатов и прогрессируют в техническом плане. Первый гоночный болид этой команды представлен на рисунке»[21].

В Тольяттинском Государственном Университете проект поддержали в 2007 году, вслед за москвичами. «Была создана первая команда ТГУ «SPC Formula», что можно считать началом истории развития проекта «Формула студент» в ТГУ. Тольяттинская команда была третьей Российской командой,

принявшей участие в создании оригинального болида,»[1] когда студенческая команда ТГУ впервые заявила в 2008 году на участие в международных соревнованиях «Formula Student» как создатели гоночных автомобилей.

«Инженерно-технические соревнования приобрели широкий масштабный размах в 2014 году, когда был организован российский этап «Formula Student Russia». Технические характеристики, безопасность и гонки на выносливость оценивали судьи мирового класса, специально приглашенные на мероприятие. Соревнования прошли с 4 по 7.09.14 на автодроме ADM Raceway.»[4] «Уже в 2015 году на Всероссийском Форуме «Студенческих инженерных проектов» (www.fs-forum.ru) присутствовали 27 команд из разных ВУЗов» [3]. «А в 2016 году было проведено семь официальных этапов соревнований в различных странах мира: Германии, Чехии, Испании, Венгрии и т.д. На соревнованиях в г. Тольятти (Российский этап) приняли участие 37 команд со всего мира.



Рисунок 1 Команды на соревнованиях Formula StudentItaly 2013

Участники инженерно-технических соревнований проекта Formula SAE решают непростые комплексные задачи. Учащиеся высших учебных

заведений занимаются как технической стороной вопроса-конструированием» [4] «и проектированием гоночных облегченных автомобилей, и защищают свои разработки на соревнованиях. Так же они реализуют свои проекты в реальной жизни - подбирают детали, собирают автомобиль. Более того, создавая автомобиль они должны учитывать его проходимость, устойчивость, надежность и безопасность, чтобы показать хорошие результаты на этапе гонок. И здесь существует огромный простор для воплощения их творческих идей.

1.2 Студенческие автогонки

В этом году инженерно- спортивному проекту, созданному организацией инженеров- автомобилистов Society of Automotive Engineers, исполняется 42 года. В России эти соревнования завоевали большую популярность под названием «Формула Студент». Магистранты и студенты ВУЗов объединяются в инженерное сообщество, которое занимается разработкой конструкторско-технической документации, экономическим обоснованием, сборкой болида и его испытаниями. Используя собственные технические знания, творческий подход к решению инженерных задач команда совершенствует гоночный автомобиль определенного класса до технического состояния, соответствующего регламенту международных соревнований. Необходимо отметить еще одну важную цель проекта – всестороннее образование участников проекта. В процессе работы по созданию оригинального болида студенты получают необходимые в их дальнейшей профессиональной деятельности технические навыки, маркетинговый опыт, умения последовательно проходить путь от теоретических разработок до реального продукта. В совокупности со знаниями, получаемыми в процессе обучения, это способствует повышению их квалификации и мастерства как специалистов в машиностроительной области. Опыт, приобретенный во время разработки и создания болидов, является уникальным и дает будущим инженерам большое преимущество на

рынке труда. Многие технические корпорации и более мелкие фирмы»[2] «стремятся приобрести таких специалистов и даже вырастить их, оказывая всестороннюю поддержку в экономическом, информационном и техническом плане. [32]

Инициаторами спортивно-технических соревнований выступили студенты Техасского университета и сформировали из отдельных любителей гонок на болидах организованные сообщества. Первые 6 команд состязались в технических и спортивных достижениях в 1981 году. В настоящее время состязания проводят для различных серий гоночных автомобилей. В основном, это три класса болидов:

К первому классу относят внедорожники малого веса - «Мини-Баха».

Ко второму классу «Формула Студент» относят болиды с углеводородными или электрическими приводами.

К 3 классу «Формула Гибрид» относят гоночные легкие автомобили с силовой установкой гибридного типа.

В настоящее время интенсивно развиваются такие направления проекта как беспилотные летательные аппараты, снегоходные аппараты различных типов, суперэкономичные автомобили «Supermileage». По перспективам развития всех превосходят гоночные автомобили класса «Formula Electric».

Официальные соревнования в США представлены тремя сериями, из которых наиболее широкомасштабным является серия штата Мичиган. В последние годы на Мичиганском этапе в состав 120 команд, участвующих в студенческих состязаниях, вошло более 2000 будущих инженеров.

Значимый авторитет на международной арене имеют этапы Formula SAE, проводимые в Германии, Японии, Италии, Бразилии и Австралии. Однако, элитарными и самыми престижными считаются выступления команд на трассе в Сильверстоуне, Великобритания. Завоевывают свою популярность и неофициальные состязания, организованные в Австрии, Испании, Венгрии и некоторых других странах.

Российские соревнования «Formula Student» имеют достаточный авторитет и признание во всем мире, и потому собирают большое количество»[2] «команд из университетов стран Запада и Востока. Международные соревнования способствуют тесному общению студентов из различных вузов мира, обмену опытом и знаниями, а значит содействуют совершенствованию их технических проектов и всестороннему развитию их личности. Работа над проектом болида никак не входит в состав основного учебного процесса и занимает много времени. Несмотря на это, работа в команде над созданием гоночного автомобиля захватывает учащихся настолько, что становится главным увлечением жизни, практикой креативного направления.

В состав студенческой команды «Формула Студент» ТГУ как правило входят до сорока учащихся. Остов творческого сообщества образуют студенты кафедры «Проектирование и эксплуатация автомобилей» нашего университета. [9]

Конструирование и технология сборки стапеля для спортивного болида является основной технико- исследовательской темой настоящей выпускной квалификационной работы. Болид – это легкий каркасный автомобиль, предназначенный для гонок по пересеченной местности. Именно каркас болида является его основой, которая несет основную нагрузку. Конструкционная прочность каркаса обеспечивается сочетанием различных механических свойств, таких как прочность, вязкость, выносливость, упругость и др. Подбирая материалы для конструкций и деталей, способы их соединения и крепления, нужно учитывать необходимость комбинирования достаточной легкости автомобиля с его надежностью, прочностью и устойчивостью. Технология сборки болида должна соответствовать регламенту соревнований и обеспечивать точность и высокую скорость работ. Важно учесть все нюансы технологии сборки еще на стадии конструктивной разработки. Опыт показал, что применение сборного стапеля делает процесс сборки болида более точным и, соответственно,

способствует повышению качества всей технической системы, что позволит добиться команде более высоких результатов на соревнованиях «Формула-студент. »[2]

«Все этапы разработки болида должны соответствовать основному документу проекта - регламенту. Регламент содержит последовательный список этапов соревновательного проекта от первого - разработка конструкторского проекта гоночного автомобиля, до последнего – план-схема движения по трассе. Наряду с основными мероприятиями «Формулы-студент» проводятся уникальные экономические и маркетинговые пиар-компания. В связи с чем, существует необходимость присутствия в команде не только инженеров-машиностроителей и технологов, но и специалистов других направлений, например экономистов, юристов, менеджеров, художников, журналистов и т.п. Капитан команды определяется в процессе сотрудничества и общения членов команды, как правило, это человек с выраженными лидерскими качествами, высокой культуры общения и высокого интеллектуального уровня. Состав команды подбирается»[1] в зависимости от поставленных задач «и психологической совместимости личностей. Структурные подразделения проекта и их взаимодействие между собой схематично показаны на рисунке 2. Студенты, участники проекта, формируются в группы согласно их деятельности, хотя смысловая нагрузка их работы и специализация решаемых задач может меняться в каждом новом проекте. »[2]

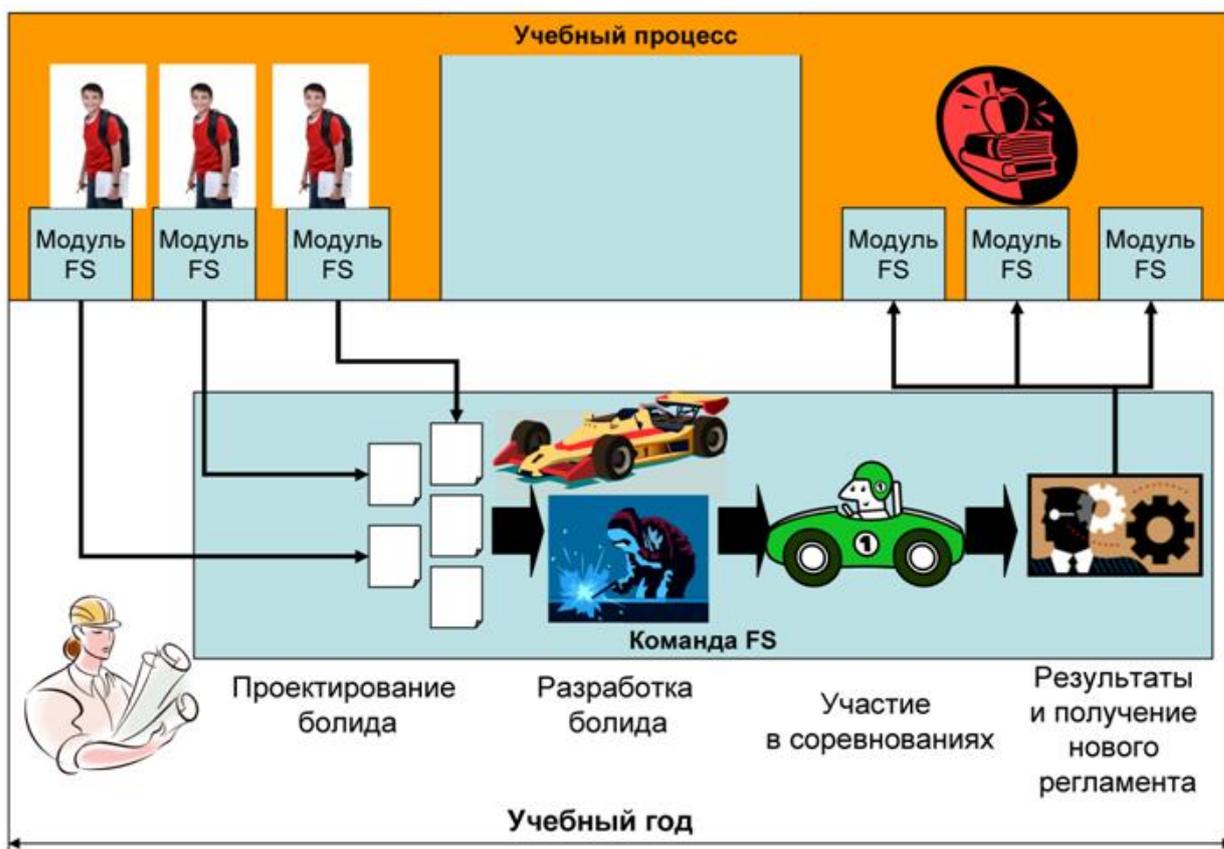


Рисунок 2 – Схема взаимодействия структурных подразделений, участвующих в проекте «Формула –студент»

«Ежегодно может происходить обновление состава команды, приходят новые студенты и аспиранты с уникальными предложениями, способностями и возможностями, а выпускники вуза покидают проект. Но полного расформирования команды не случается даже по окончании проекта. Смена командного состава может достигать 50%, что обеспечивает и обновление, и стабильность сообщества. Сочетание двух последних факторов создает условия для эффективной и творческой работы по достижению поставленной цели всей учебно-технической мастерской. [16]

Экспериментальная техническая мастерская является одним из элементов образовательного процесса, хотя проектная деятельность «Формула-студент» отсутствует в основном учебном плане вуза. Работа студентов в проектно-производственной лаборатории по созданию нестандартной технической системы проходит без отрыва от основного»[2]

«учебного процесса [4]. Нестандартный характер обучения, практическая работа, нацеленная на конкретный результат, делают невозможным массовое участие обучающихся университета в разработках.

Создание гоночного болида и его сборка не является конечной целью проекта. Оригинальный автомобиль еще необходимо доработать согласно требованиям регламента, провести защиту своего проекта и испытать его на гонках. Именно соревновательный аспект выступлений позволяют выявить инженерную смекалку, творческую находчивость, техническую подготовленность университетских команд различных стран и городов.

Программа выступлений содержит два основных аспекта соревновательных этапов – это статический и динамический. Судьи оценивают команды после каждой регламентированной серии выступлений: презентация проекта, технический доклад о конструктивных особенностях гоночного авто, анализ технических оригинальных решений, экономический анализ, надежность и выносливость авто на гонках и его скоростные характеристики [3].

1.3 Проектно-производственная мастерская «FS»

Ключевыми задачами, приводящими разработчиков к конкретному результату, являются технико-графическое оформление разработок, осуществление сборочного процесса болида, регулировка основных узлов и испытание авто. Все этапы задуманы и реализуются как обучающая программа, являющаяся частью специальных дисциплин учебного процесса.

Некоторые плановые дисциплины преподают в альтернативном варианте в университете с целью наполнения участников команды теоретическими знаниями и практическими навыками, необходимыми для создания оригинального болида.

Недавно в ТГУ нашла свое воплощение многолетняя задумка о создании проектно- производственной мастерской,»[2] «как отдельной

модульной единицы ядра «SPC Formula TGU»» [3]. «Кроме того, производственная мастерская несет на себе нагрузку и образовательного процесса. По форме и структуре мастерская соответствует проектному центру. На рисунке 3 схематично представлена практико-ориентированная площадка Тольяттинского государственного университета.



Рисунок 3 – Площадки мастерской проектно-производственного центра «Formula Student»

Проектный центр «FS» создавался, в основном, для выполнения работ, связанных с подготовкой конструкторской и технологической документации проекта и разработки комплектующих элементов и узлов технического агрегата. Эти работы являются основополагающими, потому что сборка болида без конструкторско-проектной документации недопустима и нереальна. На площадках проектного центра решается одна из важнейших задач – создание современного и эстетичного экстерьера автомобиля.»[1] «Трёхмерная графика в САД-моделях активно используется при разработке элементов проектируемых машин. Обязательная отчётность в виде информационно-аналитических данных представляется пояснительными записками, наборами диаграмм или презентационными результатами испытаний технических характеристик проектируемых моделей. В помощь при получении документированного результата используются современные

системы САЕ» [4]. «Результаты технических исследований оформляются в виде расчетного документа, параллельно подготавливаются и финансово-экономические отчеты. При разработке гоночного автомобиля оформляются презентации членов команды по техническому и рекламному направлениям.

Вышеперечисленные этапы проектирования и создания болида являются непрерывными задачами проектно-производственного центра, схема которого показана на рисунке 4. Процесс создания гоночного автомобиля постоянно сопровождается принятиями организационных и инженерных решений, которые представляют собой неотъемлемую часть общей творческой работы.



Рисунок 4 – Производственные отделения участка FS и их отраслевое назначение.

1.4 Перечень значимых функций мастерской проектов «FS»

1. Разработка и оформление проектно-технической документации по стандартам регламента проекта «Формула- студент» SAE.

2. Обеспечение финансовой поддержки проекта. Решение данной задачи возможно путем привлечения спонсоров, получения грантов,

получение заработка от дополнительных производств, и даже личного вклада участников проекта. »[2]

«3. Построение легкого гоночного автомобиля, конкурентно-способного на соревнованиях «Formula-Student».

4. Адаптирование производственного процесса создания болида к образовательному процессу, как практико-ориентированной формы обучения. [30]

5. Формирование команды проекта «Formula-Student».

Создание университетской команды «FS» является точкой отсчета для начала проекта. Участники команды структурируются в специализированные группы, занимающиеся решением конкретных вопросов. Научный руководитель и капитан команды формулируют задачи для каждой группы. Из числа преподавателей учреждают куратора, ответственного за проект. Каждая группа в команде отвечает за свое направление, имея конкретную цель. По результатам их работы оценивается продуктивность каждой группы.

Достижение общей цели происходит через взаимодействие различных отраслевых направлений. Слаженная работа отдельных групп команды обеспечивается четкой постановкой технических заданий для каждого направления проекта. При возникновении затруднений и разногласий, все вопросы разрешаются путем обсуждения на коллективном собрании.

1.5 Условия сборки каркаса спортивной машины

Разрабатывая техническую концепцию нового гоночного автомобиля и осуществляя его проектирование и сборку, учащиеся получают опыт и приобретают умения по многим инженерным направлениям обучения.

Сначала студенты создают план-проект, где определяют особенности и преимущества своей версии авто, осуществляют планирование производства и выполняют экономические расчеты. Затем разрабатывают дизайн автомобиля с учетом эргономики водительского места, создают опытный прототип, согласовывая свои идеи с новейшими технологиями в

производстве всех технических узлов авто- двигателя, коробки передач, системы управления и т.п. При разработке проекта участники рассматривают возможности снижения аэродинамического сопротивления воздуха,»[23] «уменьшения веса авто, увеличения прочности и устойчивости. Решение всех вышеназванных вопросов, требует от студентов широкого кругозора и знаний по таким дисциплинам, как механика, сопромат, материаловедение, физика прочности, сварка, экономика, технология машиностроения, организация производства, рекламное дело, логистика и многих других.»[31]

«Технология сборки болида подразумевает необходимость мобильности каркаса автомобиля в производственном помещении цеха или мастерской при осуществлении различных операций. Настоящая работа представляет собой один из вариантов решения данной проблемы. Стальной каркас гоночного авто вместе с остальными системами весит около 250 килограмм, а его длина составляет 2.5 метра. [25]

Такую достаточно тяжелую конструкцию необходимо закрепить на опорных элементах и обеспечить ее нетрудное перемещение, целесообразное для определенного вида работ: окраски, сварки, установки конструктивных узлов, крепления деталей и т.п.

Тщательный анализ конструктивных характеристик технических узловых элементов конструкции и технологического процесса сборки и их совершенствование позволил добиться более высокого уровня эффективности эксплуатации оборудования при полном соблюдении экологических и пожарных норм и обеспечении безопасности труда.

В работе представлены разработки устройства, предназначенного для таких перемещений, которое позволяет еще и располагать каркас на различных высотах, что обеспечивает удобство сборки.

Вывод:

Разработка болида и его воплощение в реальный технический продукт происходит в соревновательной форме участников команды. Для чего все задачи, поставленные перед командой, сначала разделяют по видам

(направлениям), а затем еще и по сложности. Первостепенные задачи, непосредственно относящиеся к конструированию и производству авто, принято классифицировать на инженерные и организационные. Наиболее»[2] «актуальные и доминирующие задачи — это доводка и настройка отдельных узлов технической системы, и монтаж болида.

Производство гоночных машин на экспериментальном участке мастерской невозможно без четко отработанных связей между исполнительными отделениями.»[2]

«Вариантом такого подъемного устройства является ножничный складной механизм с рабочим столом, на котором закрепляется каркас болида. Данное устройство, устанавливается на колеса, что обеспечивает легкость передвижения и экономичность конструкции.»[1] «Работы, проводимые с помощью данного устройства, могут быть связаны со снятием – установкой колес, регулировкой тормозов, настройкой подвесок. Преимущества ножничных механизмов состоят в их компактности, малых габаритах, быстродействии механизмов и простоты эксплуатации. Они обладают малой массой и стоимостью, их удобно хранить и обслуживать» [1].

2 Тягово-динамический расчет автомобиля

2.1 Общие положения

Тягово-скоростные свойства автомобиля определяются силой тяги P_p , его возможностями преодолевать силы сопротивления движению и обеспечивать сцепление ведущих колес с дорогой. Как уже отмечалось, для автомобилей с приводом на передние колеса существенным является второй фактор, так как при ускорении движения и движении на подъем нормальная нагрузка на ведущие колеса у них уменьшается, тогда как у автомобилей других компоновочных схем увеличивается. Улучшение тягово-скоростных свойств автомобилей с приводом на передние колеса $P_{ко}$, (до уровня этих же свойств автомобилей других компоновочных схем) может быть достигнуто смещением центра масс в направлении передней оси, что рассматривается ниже. [43]

Имеются следующие силы сопротивления: сила сопротивления качению колес « P_f ; сила сопротивления воздуха P_w , сила сопротивления подъему P_i и сила инерции автомобиля P_j . Схема сил, действующих на автомобиль представлена на рисунке 5.

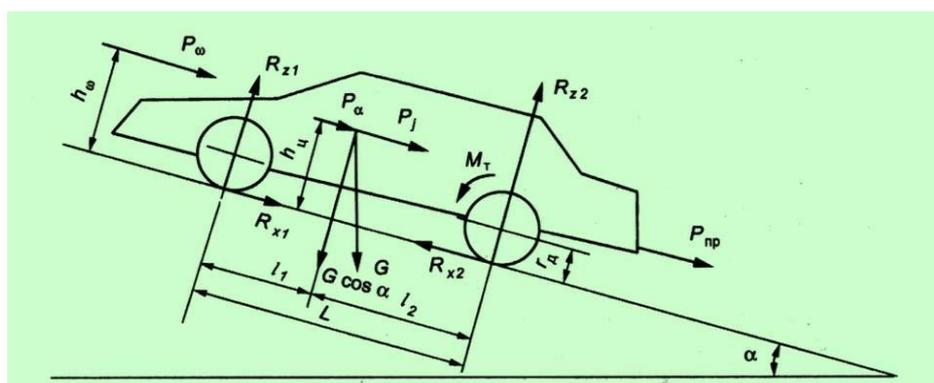


Рисунок 5 – Схема действия сил при прямолинейном движении

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.»[4]

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.

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:

$$m_a = m_0 + m_c \cdot n + m_b \quad (1)$$

где m_c - масса водителя или пассажира.

При расчетах принимают $m_c = 75$ кг; n – число мест для сидения пассажиров; m_b - масса багажа.

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.

2.3 Силы сопротивления движению автомобиля

«Сила сопротивления качению (P_t). Эта сила вызывается деформацией шин и дороги. При движении же по жесткой дороге она определяется

потерь на трение в шинах, что уже было выяснено выше. Сила сопротивления качению автомобиля P_t определяется»[1] по выражению:

$$P_t = \sum Z_{K_i} = f \cdot G_a \cdot \cos \alpha \approx f \cdot G_a \quad (2)$$

где Z_K - суммардиальных реакций, действующих на колеса автомобиля.»[16]

При движении автомобиля по горизонтальной плоскости сумма радиальных реакций $\sum Z_{K_i}$ равна весу автомобиля G_a автомобиля. При этом

$$P_t = f \cdot G_a \cdot \quad (3)$$

При движении автомобиля в гору или под гору сумма радиальных реакций $\sum Z_{K_i}$ равна весу G_a автомобиля, умноженному на $\cos \alpha$, где α – угол наклона дороги к горизонтали. При этом:

$$P_t = f \cdot G_a \cdot \cos \alpha \quad (4)$$

Методы экспериментального определения коэффициента f сопротивления качению автомобильного колеса были описаны выше.

2.4 Сила сопротивления воздуха

Сила сопротивления воздуха P_w , получающаяся при движении автомобиля, обуславливается следующими причинами: во-первых, встречные частицы воздуха давят на переднюю часть автомобиля; во-вторых, при движении автомобиля сзади него образуется некоторое разрежение; в-третьих, частицы воздуха трутся о поверхность автомобиля, тем самым создавая также некоторую силу сопротивления движению.

На основании многочисленных опытов, проведенных для определения силы сопротивления воздуха движению в нем какого-либо тела, сила P_w может быть выражена при помощи уравнения:

$$P_w = C_x \cdot \rho \frac{v^2}{2} \cdot A_B \quad (5)$$

где v – скорость движения тела;

C_x – коэффициент, зависящий от формы тела и качества поверхности;

ρ –плотность воздуха;

A_B –площадь проекции тела на плоскость, перпендикулярную направлению его движения, или лобовая площадь сопротивления.

Так как в средних условиях эксплуатации автомобиля плотность воздуха ρ может быть принята постоянной (если не учитывать работы автомобиля в горных местностях), то произведение $C_x \rho$ объединяется одним коэффициентом K . Таким образом,

$$P_w == K \cdot F \cdot v^2 \quad (6)$$

где v – скорость движения автомобиля, выраженная в м/сек;

F - площадь проекции автомобиля в направлении его движения, выраженная в m^2 ;

K – коэффициент сопротивления воздуха. [17]

Согласно уравнению (6), коэффициент сопротивления воздуха K представляет собой силу, выраженную в килограммах и приходящуюся на квадратный метр площади F лобового сопротивления при скорости движения автомобиля 1 м/сек.

Так как скорость v входит в уравнение (6) в квадрате, то коэффициент K имеет размерность в $кг \cdot сек^2 / м^4$.

Примем $KF=W$, при этом

$$P_w == W \cdot v^2 \quad (7)$$

где W – фактор сопротивления воздуха, зависящий как от абсолютного размера автомобиля (площадь лобового сопротивления), так и от его формы (коэффициент K).

Коэффициент сопротивления воздуха K в основном зависит от формы автомобиля и его обтекаемости. Автомобили обтекаемой формы имеют меньшее сопротивление воздуха движению, чем автомобили с кузовом, имеющим резкие углы.

Площадь проекции автомобиля в направлении его движения (лобовая площадь) приближенно может быть принята равной произведению колеи и

высоты автомобиля. Получающаяся при этом ошибка не превосходит 3-5 %.

Кроме сопротивления поступательному движению автомобиля, воздух оказывает еще сопротивление вращению колес. Эта величина является сравнительно малой по отношению к сопротивлению воздуха поступательному движению автомобиля и поэтому может быть учтена небольшим увеличением коэффициента сопротивления воздуха K_v в уравнении (6).

Выше предполагалось, что автомобиль движется в спокойной среде. При наличии ветра в уравнении (19) должна быть введена относительная скорость автомобиля. При встречном ветре скорость v , входящая в уравнение (19) определяется как сумма $v + v_I$, при попутном ветре – как разность $v - v_I$, где v_I – скорость ветра.

Коэффициент сопротивления воздуха K для заданной формы автомобиля определяется экспериментально – чаще всего при помощи продувки небольшой модели этого автомобиля в аэродинамической трубе. При продувке в трубе модели автомобиля с точки зрения соответствия опыта действительным условиям работы автомобиля получается следующая неточность. При своем движении по дороге автомобиль имеет снизу неподвижную твердую поверхность – дорогу. Очевидно, это же условие необходимо сохранить и при продувке модели автомобиля в аэродинамической трубе. Если установить модель автомобиля непосредственно в середине трубы таким образом, чтобы пространство окружало ее со всех сторон, то образование воздушных вихрей будет не тождественно тому, которое имеет место в условиях движения автомобиля по дороге. Для получения условий, более соответствующих действительности, в аэродинамической трубе обычно устанавливаются две совершенно одинаковые модели, причем одна из них опрокидывается относительно другой. На рисунке 6 представлен процесс обтекания кузова автомобиля потоками при продувке в аэродинамической трубе. Благодаря этому одинаковые воздушные вихри, возникающие от каждой модели, дают,

между ними как бы плоскость раздела, соответствующую плоскости дороги. Однако точных результатов здесь все же получиться не может, так как не будет полного единообразия вихрей от верхней и нижней моделей.

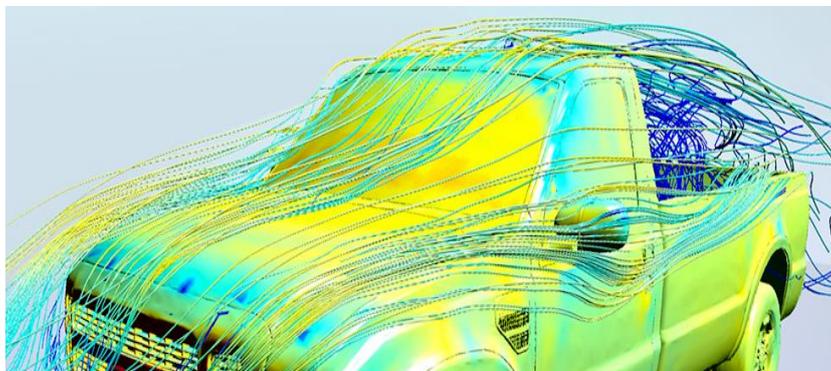


Рисунок 6 – Направление потоков воздуха

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.

Ввиду того, что автомобиль имеет симметричную форму, центр парусности расположен в плоскости симметрии автомобиля. Высота h_w приложения силы P_w имеет определенное значение в отношении устойчивости автомобиля на высоких скоростях движения. Чем выше расположен центр парусности, т.е. чем больше отрезок h_w , тем на большую величину облегчается передняя часть автомобиля при большей скорости его движения, что может в отдельных случаях повести к потере автомобилем

управления. Кроме того, повышение центра парусности при боковом ветре заметно снижает устойчивость автомобиля против бокового заноса.

Высота h_w приложения силы P_w сопротивления воздуха определяется при помощи продувки модели автомобиля в аэродинамической трубе. При этом определяется момент M , поворачивающий одну из моделей автомобиля около оси, проходящей через точки опоры задних колес. Высота равна отношению этого момента к силе P_w . Весьма большое влияние на сопротивление воздуха (как представлено на рисунке 7), оказывает форма автомобиля.



Рисунок 7 – Обтекание кузова потоками воздуха

Наилучшая (с точки зрения сопротивления) воздуха форма автомобиля отличается от формы воздухоплавательного аппарата – симметричной сигарообразной формы. Это объясняется тем, что условия воздухоплавательного аппарата, с одной стороны, и автомобиля, - с другой, не являются тождественными. В то время как первый движется в однородной среде, последний движется по твердой неподвижной поверхности – дороге. Воздух, попадая в пространство между кузовом автомобиля и дорогой и не имея возможности расширяться в сторону дороги, приобретает значительные вихревые движения и вызывает дополнительное сопротивление. [10]

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 наивыгоднейшая в смысле «автомобильная» форма, которая с нижней стороны должна быть ограничена плоскостью, возможно близко подходящей к земле.

2.5 Сила сопротивления подъему

Сила сопротивления подъему P_i зависит от веса автомобиля и от угла подъема (рисунок 1). Она определяется из выражения:

$$P_i = G_a \cdot \sin \alpha \quad (8)$$

где α - угол подъема.

Принимая $\sin \alpha = i$, получим:

$$P_i = G_a \cdot i \quad (9)$$

Суммарная сила P_{f+i} , затрачиваемая на преодоление сопротивления качению и подъема, определится из выражения:

$$P_{f+i} = P_f + P_i = G \cdot f \cdot \cos \alpha + G \cdot \sin \alpha = G \cdot (f \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \quad (10)$$

Если пренебречь влиянием изменения реакции, нормальной к дороге, на силу сопротивления качению, т.е. принять $\cos \alpha$ равным единице, то выражение для суммарной силы P_{f+i} примет вид:

$$P_{f+i} = G \cdot (f + \sin \alpha) \quad (11)$$

Такое значение для суммарной силы сопротивления качению и подъему будет использоваться в дальнейшем. Результаты подсчета по упрощенному и полному выражениям мало отличаются между собой. [31]

Приняв сумму $f + \sin \alpha = \psi$, получим:

$$P_{f+i} = P_\psi = (f + i) \cdot G_a = \psi \cdot G_a \quad (12)$$

где ψ - коэффициент сопротивления дороги, учитывающий силу, затрачиваемую на преодоление сопротивления качению и подъема ($\psi = f + \sin \alpha$).»[47]

2.6 Сила инерции автомобиля

Эта сила затрачивается на ускорение поступательно движущейся массы автомобиля M , равной G/g .

где g – ускорение силы тяжести, равное $9,81 \text{ м/сек}^2$, и на ускорение вращательного движения свободных (ведомых) колес автомобиля.

Обозначая ускорение автомобиля производной $\frac{d\omega}{dt}$, получим выражение для силы P_{j0} , затрачиваемой на ускорение поступательно движущейся массы автомобиля:

$$P_{j0} = M \frac{d\omega}{dt} = \frac{G}{g} \frac{d\omega}{dt} \quad (13)$$

Момент, затрачиваемый на ускорение вращения деталей двигателя, трансмиссии и ведущих колес автомобиля, учитывается соответствующим уменьшением величины вращающего момента на ведущих колесах, в связи с «чем полная суммарная окружная сила P_p , развиваемая на ведущих колесах автомобиля,»[8] расходуется лишь на ускорение вращения ведомых колес и на ускорение поступательно движущейся массы автомобиля. Момент, затрачиваемый на ускорение ведомых 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) [39]

$$P_j = \left(\frac{G}{g} + 2 \frac{1}{r_K^2} \cdot J_{K1} \right) \frac{d\omega}{dt} \quad (14)$$

Результаты определения сил, действующих в трансмиссии, представлены в виде таблиц и графиков.

Исходные данные для проведения тягово-динамического расчета заднеприводного легкового автомобиля «FormulaStudent» сведем в таблицу 1.

Таблица 1 - 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
КПД трансмиссии $\eta_{тр}$	0,85
Габаритная ширина автомобиля B , мм	1456
Габаритная высота автомобиля H , мм	1140
Коэффициент сопротивления качению f_0	0,045
Передаточные числа:	
– первой передачи коробки передач U_1	2,5
– 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]

2.7 Подготовка исходных данных для тягового расчета

Полная масса автомобиля:

$$m_a = m_0 + m_{\text{ч}} \cdot n + m_{\text{б}} \cdot n, \quad (15)$$

где: m_0 – снаряженная масса автомобиля, кг;

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

n – число пассажиров;

$m_{\text{б}}$ – вес багажа.

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

Полный вес автомобиля:

$$G_a = m_a \cdot g, \quad (16)$$

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

$$k = \frac{C_x \cdot \rho}{2}, \quad (17)$$

«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

$$F = 0,8 \cdot B \cdot H, \quad (18)$$

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:

$$r_k = 0,5 \cdot d + \lambda_z \cdot H \quad , \quad (19)$$

где: d – посадочный диаметр шины, дюйм;

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

H – высота профиля шины. »[4]

$$r_k = 0,5 \cdot 0,33 + 0,85 \cdot 0,12 = 0,267 \text{ м}$$

Распределение полной суммарной окружной силы P_p по отдельным видам сопротивления движению представляет собой тяговый баланс автомобиля. В общем случае движения автомобиля получим

$$P_p = P_f + P_w + P_i + P_j \quad (20)$$

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.

2.8 «Расчет внешней скоростной характеристики (ВСХ) двигателя

Мощность двигателя при максимальной принятой скорости движения:

$$N_V = N_{\max} \cdot (a\lambda + b\lambda^2 - c\lambda^3) \quad , \quad (21)$$

где: a, b, c – эмпирические коэффициенты ($a = b = c = 1$ для карбюраторного двигателя),

$$\lambda = \frac{\omega_{\max}}{\omega_N} = \frac{837,76}{733,04} = 1,14.$$

$$N_V = 43011 \cdot (1,14 + 1,14^2 - 1,14^3) = 41206,95 \text{ Вт.}$$

Рассчитываем ВСХ двигателя по формуле: »[4]

$$\ll N_e = N_{\max} \left[\frac{\omega_e}{\omega_N} + \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^2 - \left(\frac{\omega_e}{\omega_N} \right)^3 \right] \quad , \quad (22)$$

где: ω_e – текущее значение угловой скорости коленвала, рад/с;

ω_N – угловая скорость коленвала при максимальной мощности, рад/с (733,04 рад/с).

N_e – текущее значение эффективной мощности двигателя, Вт.

Для построения кривой эффективного момента M_e (Н · м) применяем формулу: [24]

$$M_e = \frac{N_e}{\omega_e}, \quad (23)$$

Рассчитываем зависимости $N_e(\omega_e)$ и $M_e(\omega_e)$. Результаты расчетов сводим в таблицу (см. табл.2) и представляем в виде графика на рисунке 8.

Таблица 2 – Результаты расчетов

n_e , об/мин	ω_e , рад/с	N_e , кВт	M_e [з], Н · м
3000	314,1592653	14,2472308	45,8002519
3500	366,5191429	16,7843017	46,3060082
4000	418,8790205	19,5359384	47,2956151
5000	523,5987756	29,5907479	57,2389569
5500	575,9586531	35,3320922	62,3126421
6000	628,3185307	37,6326608	60,7641359

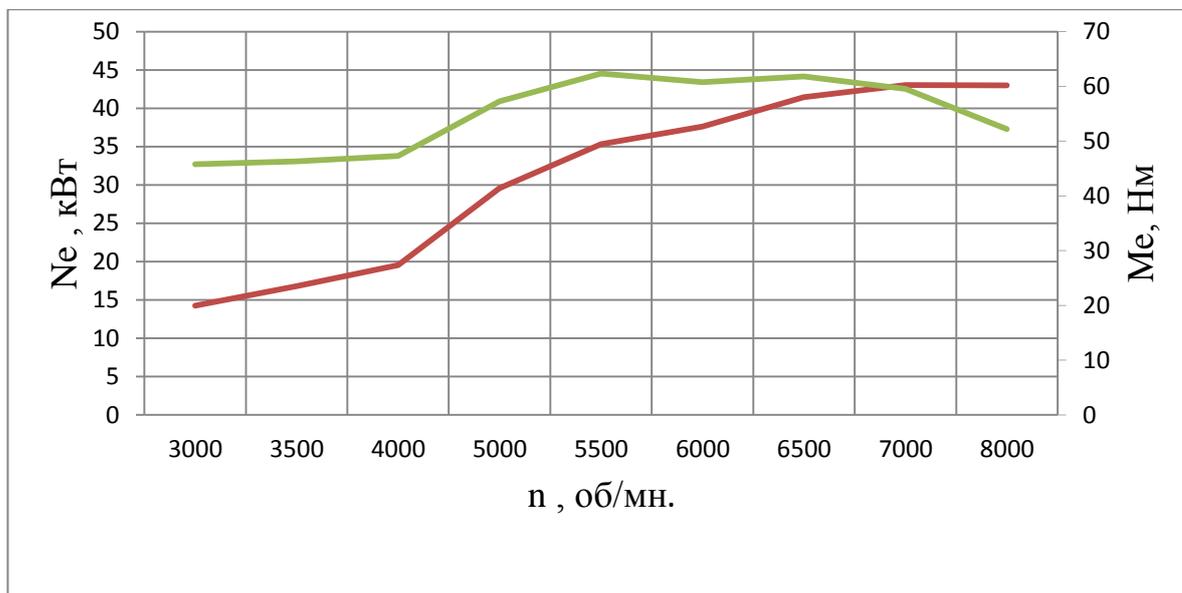


Рисунок 8 – Внешняя скоростная характеристика двигателя

2.9«Определение передаточного числа главной передачи

Передаточное число главной передачи U_0 определяется, исходя из заданного значения максимальной скорости автомобиля V_{max} :

$$U_0 = \frac{r_k \cdot \omega_{max}}{U_k \cdot V_{max}}, \quad (24)$$

где: $U_k = U_3 = 0,87$ – передаточное число высшей передачи в коробке передач автомобиля, на которой обеспечивается максимальная скорость; »[1]

$$U_0 = \frac{0,267 \cdot 837,758}{0,87 \cdot 74,4} = 3,46$$

«Для дальнейших расчетов принимаем значение главной передачи принятой в задании на курсовой проект $U_0=3,46$.

Дальнейшие расчеты проводим по повышенному ряду передаточных чисел (повышенная передача в раздаточной коробке).

Уравнение силового баланса:

$$F_T = F_D + F_B + F_{и}, \quad (25)$$

где: F_T – сила тяги ведущих колес, Н;

F_D – сила дорожного сопротивления, Н;

F_B – сила сопротивления воздуха, Н;

$F_{и}$ – сила сопротивления разгону автомобиля, Н (не учитываем).

Силу тяги на разных передачах рассчитывают по формуле:

$$F_{Ti} = \frac{U_{ki} \cdot U_0 \cdot M_e \cdot \eta_{тр}}{r_k}, \quad (26)$$

Сила аэродинамического сопротивления воздуха:

$$F_B = k \cdot F \cdot V_a^2, \quad (27)$$

Сила дорожного сопротивления автомобиля (без учета сопротивления подъему):»[3]

$$F_D = G_a \cdot f, \quad (28)$$

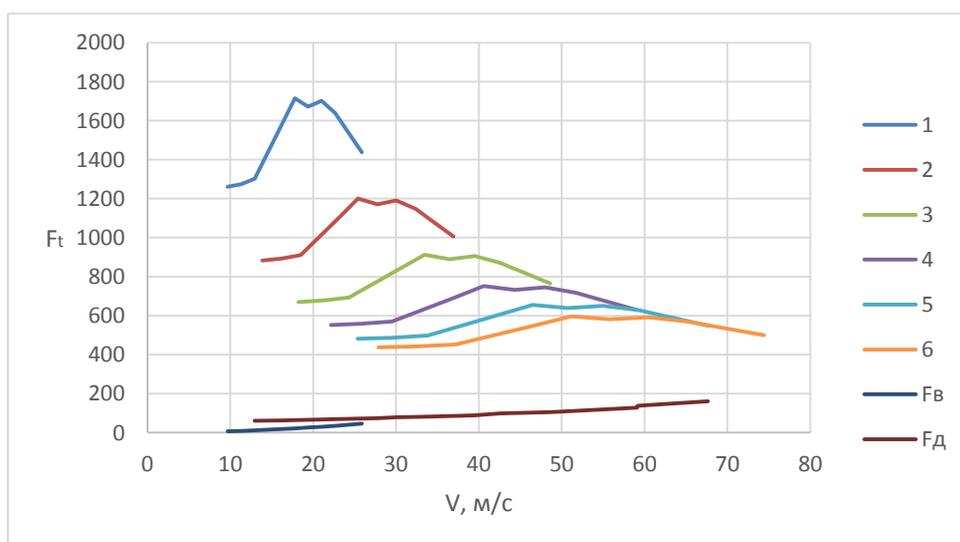
«где: $f = f_0 \cdot \left(1 + \frac{V_a^2}{2000}\right)$ – зависимость коэффициента трения качения от скорости движения автомобиля.

Пользуемся выбранными при расчете ВСХ значениями ω_e , приводя в соответствие с ними скорости автомобиля на разных передачах.

Результаты расчетов занесем в таблицу 3 и представляем на рисунке 9.

Таблица 3– Результаты расчетов баланса

ω_e [3]	314,16	366,52	418,88	523,60	575,96	628,32	680,68	733,04	837,76	
« M_e	45,80	46,31	47,30	57,24	62,31	60,76	61,82	59,56	52,22	
1 передача	V	9,70	11,32	12,93	16,17	17,78	19,40	21,02	22,64	25,87
	F_T	1260,8	1274,7	1301,9	1575,6	1715,3	1672,7	1701,8	1639,5	1437,5
	f	0,020	0,021	0,022	0,023	0,023	0,024	0,024	0,025	0,027
	F_B	6,5	8,84	11,55	18,04	21,83	25,98	30,5	35,37	46,19
	F_D	61,63	62,63	63,78	66,55	68,17	69,94	71,86	73,94	78,55
2 передача	V	13,86	16,17	18,48	23,10	25,41	27,72	30,03	32,34	36,96
	F_T	882,58	892,27	911,34	1102,94	1200,70	1170,86	1191,25	1147,68	1006,25
	f	0,022	0,023	0,023	0,025	0,026	0,028	0,029	0,030	0,034
	F_B	13,26	18,04	23,57	36,83	44,56	53,03	62,23	72,18	94,27



«Рисунок 9 – Тяговый баланс автомобиля

$$D = \frac{F_T - F_B}{G_a}, \quad (29)$$

По этой формуле и данным силового баланса рассчитываем и строим динамическую характеристику автомобиля, которая является графическим изображением зависимости динамического фактора D от скорости движения

при различных передачах в коробке передач и при полной загрузке автомобиля.

Данные расчета заносим в таблицу 4 и представляем графически на рисунке 10. »[4]

«Чтобы учесть влияние буксования ведущих колес, определяем динамический фактор по сцеплению: »[4]

$$D_{\text{сц}} \approx \frac{G_{\text{сц}} \cdot \varphi}{G_a} = \frac{1471,5 \cdot 0,8}{2943} = 0,4.$$

Таблица 4 - Данные расчета «динамической характеристики

ω_e , рад/с	Динамический фактор D					
	I	II	III	IV	V	VI
314,16	0,393	0,273	0,203	0,163	0,137	0,121
366,52	0,397	0,274	0,203	0,161	0,134	0,116
418,88	0,405	0,278	0,204	0,160	0,131	0,112
523,60	0,489	0,334	0,243	0,187	0,150	0,125
575,96	0,531	0,363	0,262	0,200	0,159	0,130

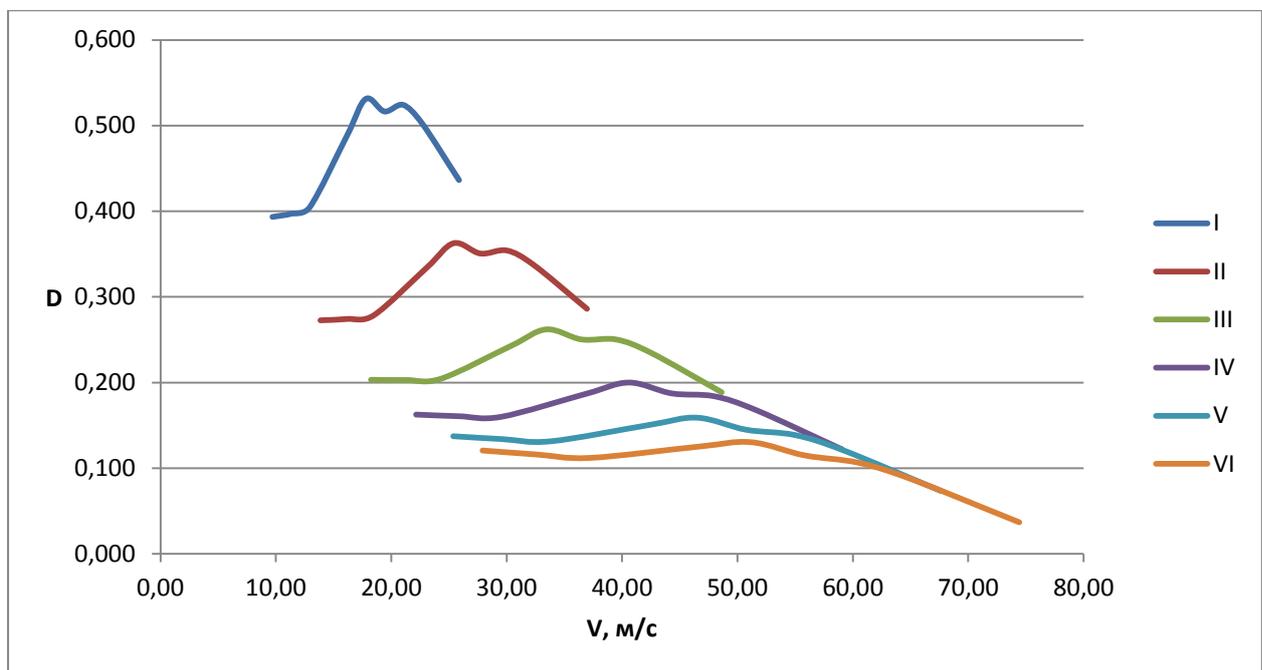


Рисунок 10 – Динамическая характеристика»[1]«автомобиля

Ускорение во время разгона определяем для случая движения автомобиля по горизонтальной дороге с твердым покрытием хорошего

качества при »[4] «максимальном использовании мощности двигателя и отсутствии буксования ведущих колес. Ускорение находим из выражения:

$$j = \frac{(D-f) \cdot g}{\delta_{вр}}, \quad (30)$$

где: $\delta_{вр} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot U_k^2)$ – коэффициент учета вращающихся масс двигателя, который определяем для каждой передачи в отдельности»[4]«по формулам:

$$\delta_{вр1} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot U_1^2) = 1 + (0,05 + 0,05 \cdot 2,5^2) = 1,3625$$

$$\delta_{вр2} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot U_2^2) = 1 + (0,05 + 0,05 \cdot 1,75^2) = 1,2031$$

$$\delta_{вр3} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot U_3^2) = 1 + (0,05 + 0,05 \cdot 1,33^2) = 1,1384$$

$$\delta_{вр4} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot U_3^2) = 1 + (0,05 + 0,05 \cdot 1,095^2) = 1,1099$$

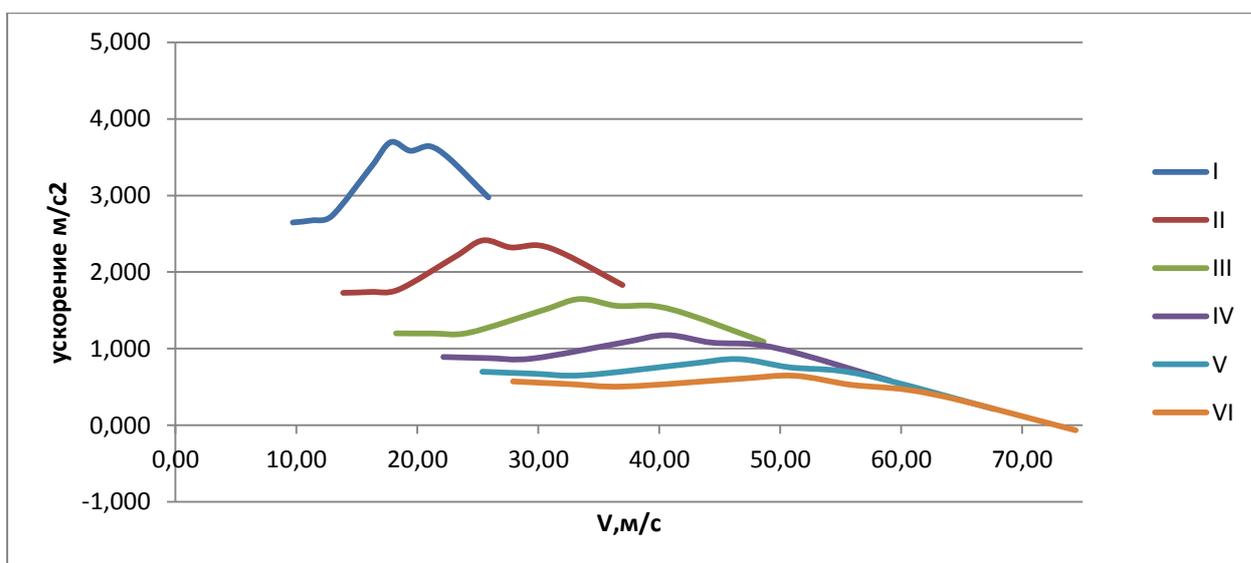
$$\delta_{вр5} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot U_3^2) = 1 + (0,05 + 0,05 \cdot 0,956^2) = 1,0957$$

$$\delta_{вр6} = 1 + (\delta_1 + \delta_2 \cdot U_3^2) = 1 + (0,05 + 0,05 \cdot 0,869^2) = 1,0877$$

Определяем ускорение разгона, вносим результаты в таблицу 5 и строим график зависимости $j = f(V)$ на рисунке 11.

Таблица 5 – Значения ускорение разгона

ω_e , рад/с	Ускорение j , м/с ²					
	I	II	III	IV	V	VI»[9]
314,16	2,648	1,729	1,201	0,892	0,700	0,573
366,52	2,675	1,741	1,199	0,878	0,674	0,538
418,88	2,734	1,774	1,211	0,873	0,655	0,507
523,60	3,371	2,199	1,503	1,078	0,799	0,606
575,96	3,695	2,414	1,649	1,177	0,864	0,647
628,32	3,584	2,322	1,560	1,080	0,753	0,530
680,68	3,642	2,349	1,558	1,055	0,711	0,465
733,04	3,482	2,221	1,438	0,929	0,575	0,317
837,76	2,975	1,831	1,091	0,583	0,214	-0,064



«Рисунок 11 – Ускорения автомобиля

Затем определяем значения обратных ускорений ($1/j$) и заносим их в таблицу 6 и график на рисунке 12. Поскольку при скоростях V , близких к максимальной, ускорение стремится к нулю, то для расчета обратных ускорений ограничиваются скоростью $V = (0,8 \dots 0,9) V$. [27]

Таблица 6 – Значения обратных ускорений

ω_e , »[1] «рад/с	Величина, обратная ускорению $1/j$, с ² /м					
	I	II	III	IV	V	VI
314,16	0,378	0,578	0,833	1,121	1,429	1,745
366,52	0,374	0,574	0,834	1,139	1,483	1,858
418,88	0,366	0,564	0,826	1,146	1,526	1,971
523,60	0,297	0,455	0,665	0,928	1,252	1,650
575,96	0,271	0,414	0,607	0,850	1,157	1,545
628,32	0,279	0,431	0,641	0,926	1,320	1,887
680,68	0,275	0,426	0,642	0,948	1,407	2,151
733,04	0,287	0,450	0,695	1,076	1,740	3,153
837,76	0,336	0,546	0,917	1,714	4,679	-15,62»[3]

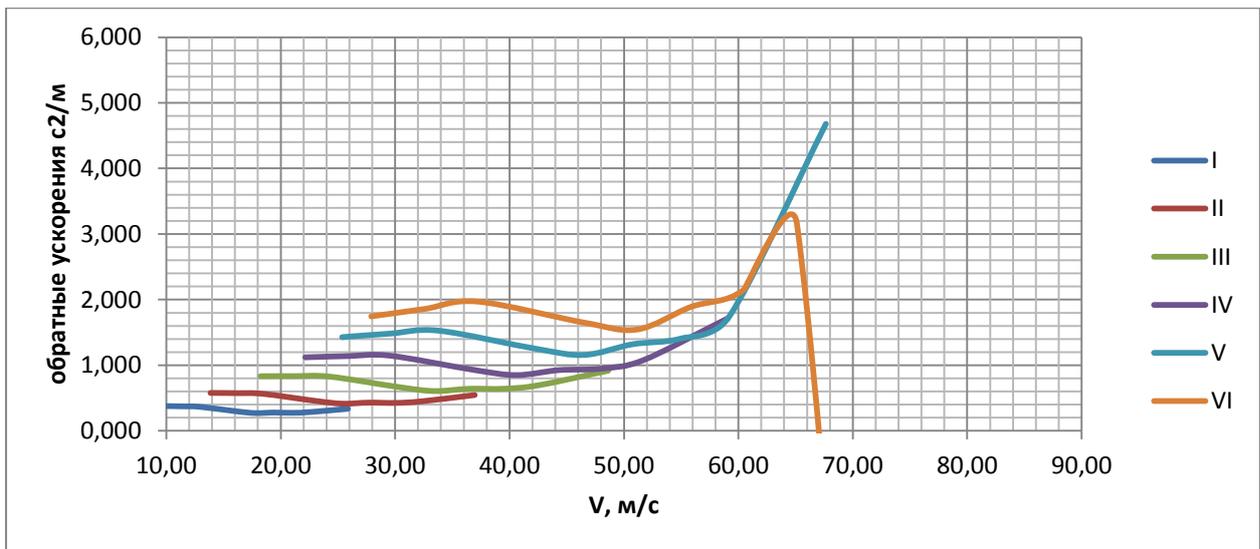


Рисунок 12 - Обратные ускорения автомобиля

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

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

Для этого кривую обратных ускорений разбивают на интервалы и считают, что в каждом интервале автомобиль разгоняется с постоянным ускорением $j = \text{const}$, которому соответствуют значения $(1/j) = \text{const}$. Эти величины можно определить следующим образом: [5]

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

где: k – порядковый номер интервала.

Заменяя точное значение площади под кривой $(1/j)$ в интервале ΔV_k на значение площади прямоугольника со сторонами ΔV_k и $\left(\frac{1}{j_{CP}} \right)_k$, переходим к приближенному интегрированию:

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

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

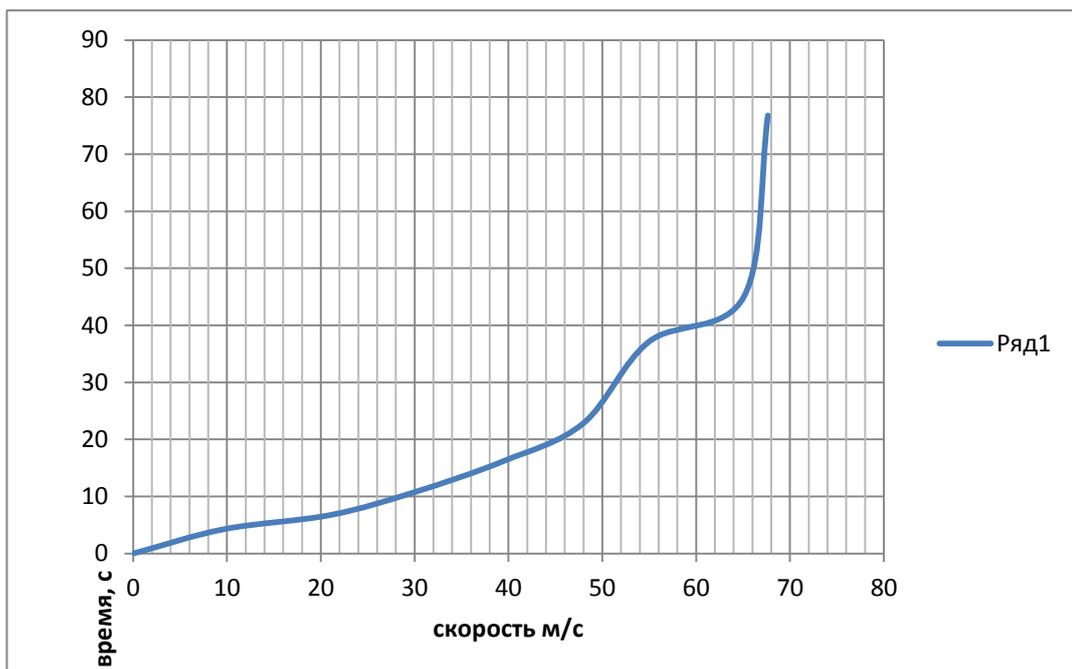
где: t_1 – время разгона от скорости V_0 до скорости V_1 ;

t_2 – время разгона до скорости V_2 .»[21]

Результаты расчета сводим в таблицу 7 и график на рисунке 13.

Таблица 7 – Значения скорости и времени

« V_a , м/с	t, с
9,70	4,274
21,02	6,747
30,03	10,784
39,51	16,224
47,99	22,839
54,96	37,124
65,12	45,100
67,65	76,791»[1]



«Рисунок 13 - Время разгона автомобиля

Аналогичным образом проводится графическое интегрирование зависимости $t=f(V)$ для получения зависимости пути разгона S от скорости автомобиля. [35]

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

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

Величина площади элементарного прямоугольника определяется следующим образом:

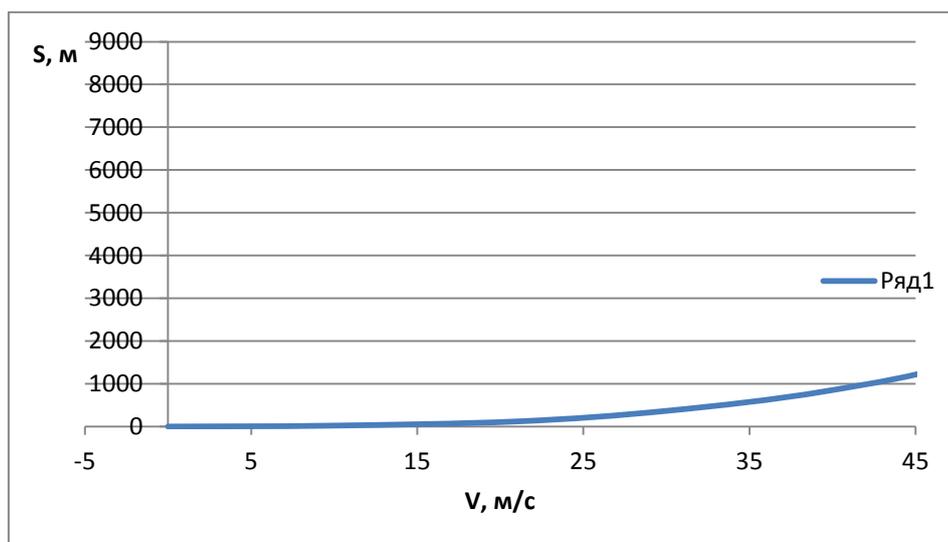
$$\Delta S = V_{cpk} \cdot (t_k - t_{k-1}) = V_{cpk} \cdot \Delta t_k, \quad (34)$$

где: $k=1 \dots m$ – порядковый номер интервала, m выбирается произвольно ($m=n$).»[4]

«Путь разгона от скорости V_0 до скорости V_1 : $S_1=\Delta S_1$, до скорости V_2 : $S_2=\Delta S_1+\Delta S_2$, до скорости V_n : $S_n = \sum_{k=1}^m \Delta S_k$.

Результаты расчета заносим в таблицу 8 и строим график на рисунке 14.
Таблица 8 – Значения пути разгона и скорости»

V_a [1], м/с	S , м
9,70	20,73
21,02	120,10
30,03	367,86
39,51	821,80
47,99	1536,26



«Рисунок 14 – Путь разгона автомобиля

Распределение тяговой силы «может быть распределено по отдельным видам сопротивления движению автомобиля и развиваемая двигателем мощность N_m . Такое распределение мощности двигателя по отдельным видам сопротивления называется мощностным балансом автомобиля.»[10] Мощность двигателя N_m затрачивается на преодоление следующих сопротивлений, имеющих место при движении автомобиля:

- сопротивление трения в механизмах силовой передачи (трансмиссии) от двигателя до ведущих колес (N_t);
- сопротивление качению колес автомобиля (N_f);
- сопротивление воздуха (N_w);
- сопротивление подъема (N_i);
- сопротивление инерции (N_j).

На основании равенства мощности двигателя сумме мощностей, затрачиваемых на все виды сопротивления, имеем:

$$N_m = N_t + N_f + N_w + N_i + N_j \quad (35)$$

Выражение для мощностного баланса получается аналогичным выражению для тягового баланса. Мощности N_t , N_f , и N_w , затрачиваемые на трение в механизмах трансмиссии, на деформацию шин и дороги и, наконец на сопротивление воздуха, превращаются в тепло, идущее на нагрев частей автомобиля, дороги и воздуха. Таким образом, эти мощности, будучи затрачены, не могут быть возвращены обратно.

Мощность N_i , затрачиваемая при движении автомобиля на подъем, идет на приращение потенциальной энергии автомобиля и при спуске последнего возвращается. [14]

Мощность N_j , затрачиваемая на ускорение движения автомобиля, идет на приращение кинетической энергии автомобиля и возвращается обратно при его замедленном движении.

В этом заключается одно из основных различий между мощностями N_t, N_f и N_w , с одной стороны, и N_i и N_j с другой. Кроме того, при равномерном движении автомобиля по горизонтальному участку пути

мощность двигателя не расходуется на преодоление сопротивлений подъему и разгону. В этом случае уравнение мощностного баланса принимает вид:

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

Мощность N_t , затрачиваемая на трение в механизмах трансмиссии автомобиля, может быть выражена в зависимости от мощности N_m , развиваемой двигателем:

$$N_t = (1 - \eta_m) \cdot N_m \quad (37)$$

где η_m – механический к.п.д. трансмиссии.

В тяговом балансе дано аналитическое выражение для всех сил сопротивления. Если же силы сопротивления умножить на скорость v автомобиля, то получим мощности, затрачиваемые на все виды сопротивления. Таким образом, пользуясь уравнением (33), преобразуя уравнение (34) получается окончательное выражение для «мощностного баланса». [38]

$$N_m \cdot \eta_m = \psi G v^2 + W \cdot v^2 + \delta \frac{G}{g} v \cdot \frac{dv}{dt} \quad (38)$$

$N_f = F_f \cdot V$ – 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;

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

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

В тяговой, так же, как и в мощностной баланс автомобиля, входит механический к.п.д. η_m силовой передачи, или трансмиссии, автомобиля. Экспериментальное определение этого коэффициента определяется различными способами. Наиболее точное его определение при любых значениях передаваемого через трансмиссию вращающего момента

может быть произведено при помощи установки вместо автомобильного двигателя балансирного электродвигателя с одновременной установкой тормозных устройств на полуосях. При этом механический к.п.д. η_m трансмиссии определится:

$$\eta_m = \frac{M_p}{M_m i_K i_o} \quad (39)$$

Коэффициент η_m может быть также определен (хотя и с несколько меньшей точностью) при помощи испытания автомобиля на стенде с беговыми барабанами. Схема этого стенда приведена ниже. При помощи такого испытания автомобиля можно определить полную суммарную окружную силу P_p , развиваемую на ведущих колесах. Так как при испытании автомобиля на стенде с беговыми барабанами скорость вращения ведущих колес сохраняется постоянной, то сила P_p определится из уравнения:

$$P_p = \frac{M_m \cdot i_K i_o \cdot \eta_m}{r_K} \quad (40)$$

Если предварительно провести стендовое испытание двигателя, то можно определить его вращающий момент, соответствующий заданным условиям его работы при испытании автомобиля (открытие дросселя, скорость вращения коленчатого вала). В результате из приведенного выше уравнения определяется к.п.д. η_m трансмиссии автомобиля.

Для получения достаточно точных результатов в этом случае необходимо, чтобы рабочий режим двигателя (в том числе и тепловой) при испытании автомобиля на стенде с беговыми барабанами полностью соответствовал тому режиму, который двигатель имел при его отдельном стендовом испытании.

Согласно экспериментальным данным в значительном диапазоне изменения скорости вращения коленчатого вала механический к.п.д. η_m трансмиссии автомобиля сохраняется примерно постоянным вне зависимости от установленной передачи в коробке передач.

При увеличенных скоростях вращения коленчатого вала большие потери в трансмиссии получаются при движении автомобиля на последней – прямой передаче. Такое явление объясняется тем, что при включении низших передач значительно уменьшается потеря на взбалтывание масла в коробке передач и в главной передаче в связи со снижением скорости вращения шестерен, что и обеспечивает общее уменьшение потери на трение в трансмиссии. [12]

Наконец, потеря на трение в трансмиссии может быть оценена при испытании отдельных агрегатов трансмиссии – главным образом коробки передач и главной передачи. Для получения наиболее точных данных испытание агрегатов следует проводить или по замкнутой схеме, или при одновременном испытании двух агрегатов. Такие эксперименты показали, что потеря на трение в механизмах трансмиссии весьма сильно зависит от вязкости масла, применяемого для смазки коробки передач и главной передачи.

На рисунке 15 приведены результаты испытания коробки передач автомобиля при включении передач. «Для выбранных ранее интервалов по угловой скорости коленвала двигателя и скорости автомобиля рассчитываем значения мощностного баланса, заполняем таблицу 9. Вверх от кривой N_f откладываем значения мощности сопротивления воздуха N_B .

Таблица 9 – Рассчитанные значения мощностного баланса» [3]

n_e , рад/с»[4]		«3000	3500	4000	5000	5500	6000	6500	7000	8000
Вт		14,247	16,784	19,536	29,591	35,332	37,633	41,457	43,011	43,000
1		2	3	4	5	6	7	8	9	10
1 передача	V , м/с	9,7	11,32	12,93	16,17	17,78	19,4	21,02	22,64	25,87
	N_T , кВт	12,230	14,430	16,834	25,477	30,498	32,450	35,772	37,118	37,196
	N_B , кВт	0,063	0,095	0,149	0,292	0,388	0,504	0,641	0,801	1,195
	N_D , кВт	0,598	0,709	0,825	1,076	1,212	1,357	1,507	1,674	2,032

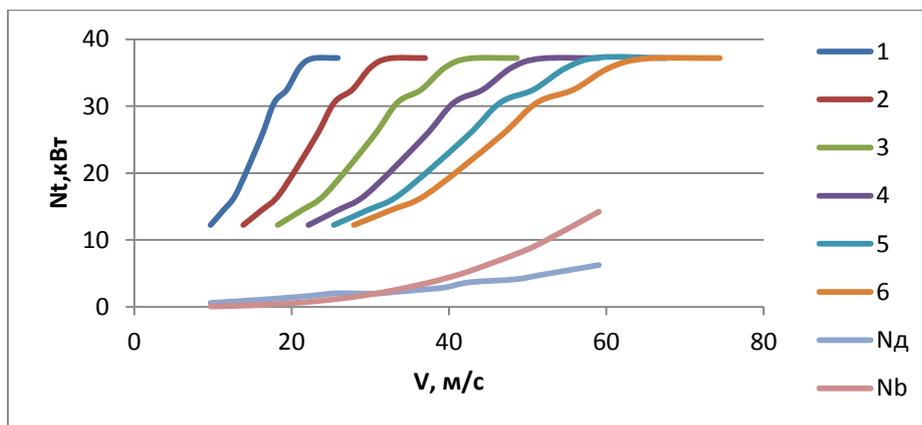


Рисунок 15 – Мощностной баланс

2.10 Расчет топливно-экономической характеристики автомобиля

Расход топлива при движении автомобиля на высшей передаче по горизонтальной дороге с заданными постоянными скоростями от минимально устойчивой до максимальной. Для расчета топливно-экономической характеристики используется формула: [38]

$$Q_s = \frac{1,1 \cdot g_{emin} \cdot K_{И} \cdot K_E \cdot (N_d + N_b)}{36000 \cdot V_a \cdot \rho_T \cdot \eta_{TP}}, \quad (41)$$

где: $g_{emin} = 240$ г/(кВт · ч) – минимальный удельный эффективный расход топлива;

$\rho_T = 0,72$ кг/л – плотность топлива;

$$E = \frac{\omega_e}{\omega_{eN}}, \quad (42)$$

Результаты расчетов приведены в таблице 10 и на графиках рисунка 16.

Таблица 10 – Результаты расчета топливно-экономической характеристики

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

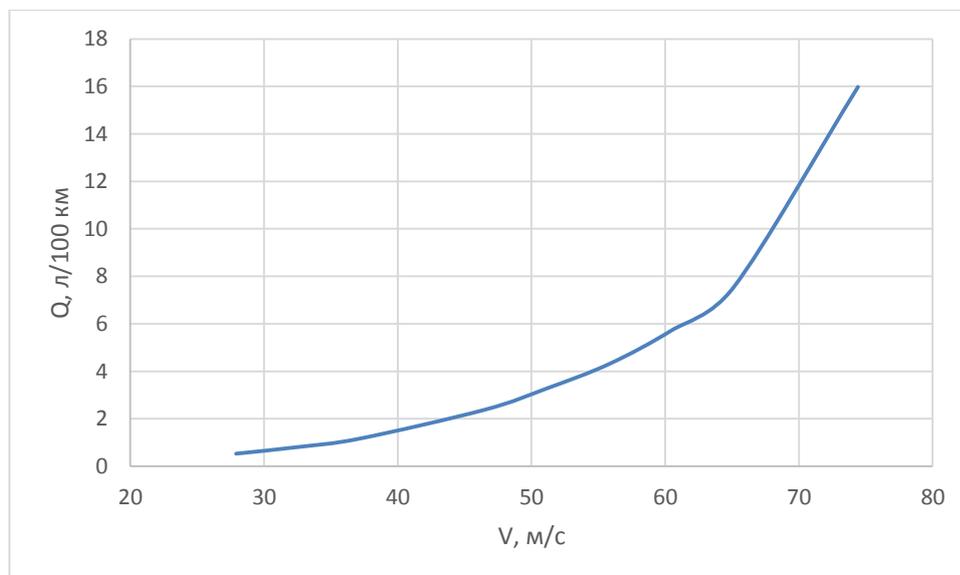


Рисунок 16 – Путь расход топлива» [1]

Вывод:

Кривые показывают зависимость механического к.п.д. η_k коробки передач от числа оборотов n_m при постоянной нагрузке в 10 кгм и при двух значениях температуры масла (трансмиссионного) - 30 и 70°. Из графика видно, что к.п.д. η_k коробки передач заметно увеличивается с повышением температуры масла, что обуславливается уменьшением потери на взбалтывание масла. [19]

При сопоставительном аналитическом анализе управляемости и устойчивости автомобилей различных компоновочных схем считаем, что достаточно рассмотреть одинаковые дорожные условия. Дорожные испытания на ровной дороге с твердым покрытием и при переезде неровностей показали, что влияние колебаний на управляемость и устойчивость у обоих автомобилей одинаковое, поэтому уравнение колебаний кузова в вертикальной плоскости из системы исключается. При необходимости анализа колебаний автомобиля исследования могут быть проведены с использованием дополнительной системы уравнений, учитывающей колебания поддресоренных и неподдресоренных масс.

3 Разработка конструкции

3.1 Техническое задание

3.1.1 Наименование и область применения разработки

Сроки технического задания должны соответствовать срокам в договорных документах. Разработка выполняется по заданию кафедры «ПЭА», согласно следующих этапов разработки:

1 Разработка ТЗ

2 Разработка ТП

3 Рабочая компоновка

4 Чертежи деталей

5 Разработка технологического процесса

Устройство предназначено для применения в отделениях по «техническому обслуживанию и ремонту автомобилей» [13].

3.1.2 Принцип работы устройства» [1]

Передвижной подъемник спортивного болида «предназначен для сборочных работ проекта «Формула-Студент», подъема болидов при выполнении ремонтных работ. Схема устройства представлена на рисунке 17. [33]

3.1.3 Назначение объекта

Передвижной подъемник спортивного болида проекта «Формула-Студент», предназначенный для подъема кузовов болидов, работает в режиме выполнения сборочных и ремонтных работ до нормативных параметров путём приложения разнонаправленных усилий. Источники разработки» [1]

Подвижные каретки с подъемными лапами обычно связаны тросами, синхронизирующими движение роликов. Тросы, связывающие подвижные каретки, могут быть пропущены, как показано на схеме, как по верху, так и по низу стоек.

При такой схеме не только синхронизируется перемещение кареток, но

и предотвращается аварийное падение автомобиля при разрушении троса» [1] «гидравлических цилиндров. Подъемники с одним цилиндром обязательно содержат страховочный механизм, например, в виде планки с зубьями или отверстиями, в которые при падении каретки вводится стопорящий клин.

Гидравлика в силу своей конструкции обладает большим КПД.

3.1.4 Условия эксплуатации разработки

Одноплунжерные гидравлические подъемники имеют опорную часть в виде четырех поворачивающихся выдвижных лап с обрешиненными упорами. Цилиндры двух плунжерных подъемников расставлены» [1]. друг от друга на расстоянии, соответствующем ширине кузова автомобиля. На концах штоков закреплены опорные площадки с обрешиненными упорами в днище кузова.

«Проведение работ предусмотрено внутри отапливаемого помещения с режимом температур» [3] «от +1°C до +35°C при относительной влажности воздуха не более 80%» [12], «исполнения УХЛ, категории размещения 4 по ГОСТ 15150-69» [1].

«Передвижной подъемник спортивного болида проекта «Формула-Студент» можно использовать как в качестве ремонтного стапеля, так и в качестве подъёмника.

Устройство для подъема должно отвечать следующим требованиям:

- Простота конструкции;
- Высокая надежность;
- Возможность перемещения платформы тележки в вертикальной плоскости;
- Высокая устойчивость;
- Возможность транспортировки тележки за счет мускульной силы человека;
- Исключение самопроизвольного опрокидывания тележки;

Возможность изготовления в условиях предприятия» [1].



1 – «стойки, 2 – платформа 3 - основание

Рисунок 17 – Схема передвижного подъемника

Параметры подъемника:

Грузоподъемность – 500 кг;

Высота подъема – 750 мм;

Масса подъемника – 150 кг.

3.2 Техническое предложение

Все рассматриваемые аналоги данного подкласса относятся к оборудованию для ремонта, а более конкретно к подъемникам для кузовов автомобилей. На первом этапе проводится поиск существующих конструкций и информационный обзор проектных решений. Существующие конструкции необходимо рассмотреть и проанализировать, исходя из условий подбора и соответствия техническому заданию. Заблаговременно выявляются недостатки конструкции, которые по возможности нужно устранить. [11]

Рассмотрим более подробно описание аналогов и их характеристик» [1].

«3.2.1 Подъемник мачтовый ПМГ-1-Б ПС

Подъемник мачтовый ПМГ-1-Б ПС изготавливается более 6 лет. Ранее подъемник назывался ПМГ-1-Б. Модель выгодно отличается оригинальной конструкцией, обеспечивающей удобную установку автомобиля без использования дополнительных устройств (рисунок 18)»[1].



«Рисунок 18 – Подъемник мачтовый ПМГ-1-Б ПС

Штоки гидроцилиндров таких подъемников воспринимают все нагрузки, включая не только сжимающие, но и изгибающие, когда координаты центра массы поднимаемого автомобиля не совпадают с осью штока. При этом прежде всего осложняется работа уплотнения штока. В нижнем состоянии опорные элементы подъемников располагаются в нишах пола и закрыты сверху крышкой на уровне пола, что исключает загромождение производственного участка. [45]

Недостатком одноплунжерного подъемника является то, что выдвижные лапы осложняют доступ к агрегату автомобиля. Двухплунжерные подъемники этого недостатка не имеют, а также позволяют свободно открывать двери автомобиля, установленного на подъемник. Это выгодно отличает их от двухстоечных подъемников.

3.2.2 Стол подъемный передвижной SPT-1

Широко используются и другие конструктивные варианты автомобильных подъемников, примеры которых показаны на рисунке 19. На данный момент часто используются ножничные подъемники, которые могут поднимать автомобиль после его въезда на опущенные платформы.



Рисунок 19 – Подъемник SPT-1 [17].

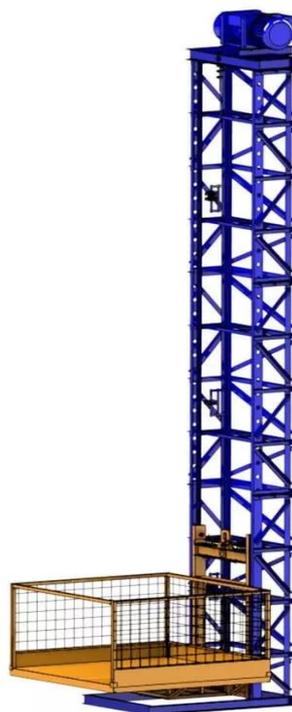
За счет установленных на платформах дополнительных ножничных подъемников, упирающихся в днище кузова, можно вывешивать колеса автомобиля. Ножничные подъемники обычно используют вместо четырехстоечных подъемников. [25]

3.2.3 Подъемник мачтовый ПМГ-500

Гидравлический привод также используется в конструкции пантографных и параллелограммных подъемников. Проблемным моментом таких подъемников является страгивание опорных площадок в момент начала подъема, когда вертикальная составляющая силы штока наклоненного цилиндра мала (рисунок 20)) [1]. «Гидравлические цилиндры различных

подъемных устройств могут иметь приспособления, обеспечивающие плавное опускание поднятого объекта и ограничение высоты опускания.

Замедляющий клапан – это стальная пластина с центральным отверстием и выступами по периферии, удерживающими её соосно в цилиндрической проточке штуцера, через который масло подводится в цилиндр при подъеме автомобиля. Давлением масла пластина отодвигается до упора в штифт, а масло свободно обтекает пластину. При опускании автомобиля пластина отходит от штифта и ложится на плоскость проточки. В этом случае масло вынуждено перетекать только через отверстие малого диаметра как дроссель. Скорость вытекания масла из цилиндра уменьшается, при этом скорость опускания автомобиля замедляется.»[1].



«Рисунок 20 – Подъемник мачтовый ПМГ-500

Защита от аварийных падений при отказе гидросистемы данного типа подъемников осуществляется посредством скользящих механических упоров и дополнительных цилиндров или электромагнитов, поднимающих собачки упоров при опускании автомобиля.

Анализ и оценку информации осуществим с помощью методов инженерного прогнозирования. Для этого составим таблицу 11, в которой указаны основные сравниваемые характеристики с оценками специалистов по эксплуатации оборудования.

Таблица 11 – Технические характеристики подъемников кузовов автомобилей

Наименование показателя	ПМГ-1-Б ПС	SPT-1	ПМГ-500
Производитель	ЗАО «Корунд»	ОАО «ОСТ»	"КНР"
Грузоподъемность, кг	1000	500	800
Время подъёма, с	60	20	45
Время опускания, с	20	10	30
Количество силовых устройств, шт.	1	1	1
Масса, кг	75	136	142
Стоимость, тыс.руб.» [3]	155,5	59,1	71,9

3.3 Предварительный проектный расчет

«В рамках данной работы должны быть решены следующие,» [1]
«наиважнейшие для определения параметров конструкции, вопросы:

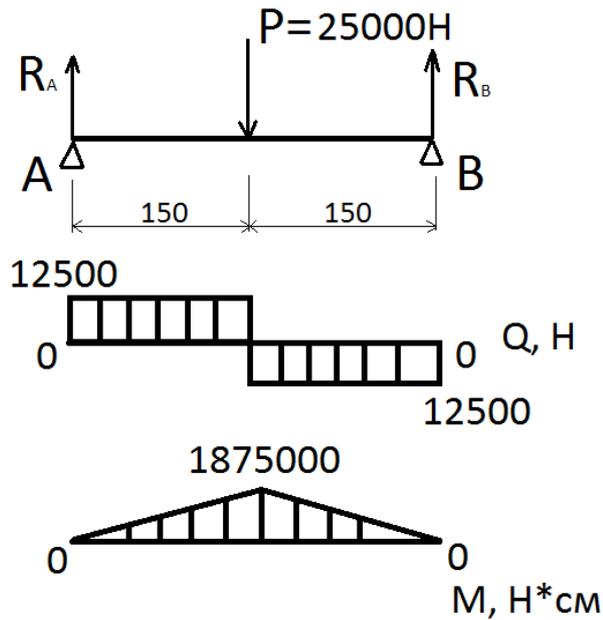
1. Выбор подъемника
2. Прочностной расчет рамы
3. Прочностной расчет платформы и основных нагруженных её элементов.

3.4 Основные элементы конструкции

3.4.1 Расчет на прочность основной рамы

Каретки опираются на коробчатые стойки двумя комплектами опорных

роликов, разнесенных по высоте на расстояние, обеспечивающее уравнивание изгибающего момента от силы тяжести автомобиля, воспринимаемой несущими лапами. Когда центр тяжести автомобиля сдвинут относительно оси каретки, работают ролики, расположенные в пазах стойки. Для удержания раздвинутых лап от самопроизвольного смещения используются различные виды фиксаторов, расчетная схема (рисунок 21):» [1]



«Рисунок 21 – Эпюры внутренних» [5] силовых факторов

Сначала необходимо найти реакции в опорах.

«Одна из платформ рассчитывается на прочность по нормальным напряжениям при плоском изгибе. В качестве материала платформы используется сталь, с поперечным сечением в виде труб (рисунок 22).

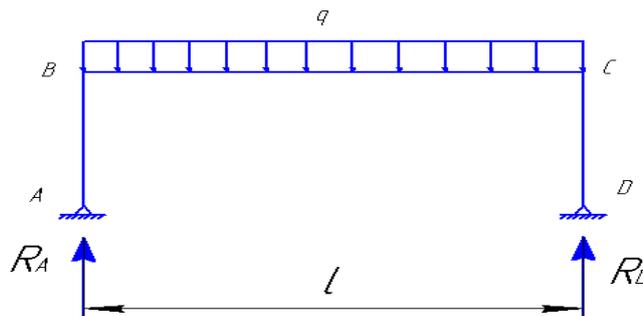
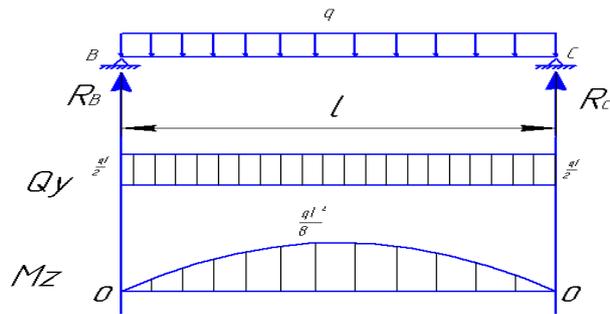


Рисунок 22 - Реакция и нагрузка на платформу

Для расчета $q = 500$ кг - распределенная нагрузка, $l = 1680$ мм – длина платформы. »[3].

Эпюры для расчета на прочность платформы изображены на рисунке 23.» [2]



«Рисунок 23 - Эпюры для расчета на прочность платформы

Рассчитывается реакция опор:

$$\sum Y = 0; \quad R_B + R_C - ql = 0; \quad (43)$$

$$\sum M(B) = 0; \quad R_C - \frac{ql}{2} = 0; \quad (44)$$

Из формул (3.1) - (3.2) следует» [2]:

$$R_C = \frac{ql}{2}; \quad (45)$$

$$Q_y = -R_B + qx; \quad (46)$$

$$M_z = R_B x - \frac{qx^2}{2} \quad (47)$$

$$M_z = \frac{qlx}{2} - \frac{qx^2}{2} \quad (48)$$

«Опасное сечение платформы находится в середине, где изгибающий момент достигает экстремума: »[3].

$$M_{\max} = \frac{ql^2}{8} \quad (49)$$

$$R_C = \frac{ql}{2}; \quad (50)$$

$$\llcorner Q_y = -R_B + qx; \quad (51)$$

$$M_z = R_B x - \frac{qx^2}{2} \quad (52)$$

Тогда:

$$M_z = \frac{qlx}{2} - \frac{qx^2}{2} \quad (53)$$

Опасное сечение платформы траверсы находится в середине, где изгибающий момент достигает экстремума» [8]:

$$M_{\max} = \frac{ql^2}{8} \quad (54)$$

$$M_{\max} = \frac{2000 \cdot 1.62^2}{8} = 0,66 \text{ кНм.}$$

«Условие прочности записывается следующим образом:

$$\sigma_{\max} = \frac{M}{W_z} \leq [\sigma], \quad (55)$$

откуда получаем выражение для момента сопротивления» [6]

$$W_z \geq \frac{M}{[\sigma]} \quad (56)$$

Вывод:

При исследовании использования массы автомобилей различных компоновочных схем приняты дополнительные измерители. Измеритель $\eta_{\text{пм}}$ пересчитан на измеритель η_{qm} с учетом «массы одного пассажира (75 кг) без массы багажа, приходящегося на одного пассажира» [1]. (10 кг). Для удобства комплексной оценки использования массы снаряженного автомобиля коэффициент η_{qm} был заменен коэффициентом η_{q} . При этом $\eta_{\text{q}} = m_{\text{q}}/m_{\text{сн...}}$ [40]

4 Безопасность и экологичность технического объекта

4.1 Конструктивно-технологическая характеристика объекта

При движении автомобиля на него действуют различные возмущения: сила инерции, аэродинамическая сила, реакция дороги, силы, возникающие при нарушении нормального функционирования отдельных узлов и агрегатов автомобиля, сила ветра различного направления и др.

Для аналитического исследования управляемости и устойчивости автомобиля используют математические модели различной сложности. При создании пяти массовой модели (массы кузова и четырех колес с неподдресоренными 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 одно 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. [11]

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. Кроме того, принимается, что водитель является «субъектом» исследования. [2]

Оценка управляемости и устойчивости автомобилей с приводом на передние колеса и сравнение этих свойств со свойствами автомобилей других компоновочных схем проводится ниже с использованием одно массовой модели. [7]

Принимая во внимание, что проводится сопоставительный анализ автомобилей с приводом на передние колеса и классической компоновки в одинаковых условиях движения, система может быть упрощена. Так уравнение $m_d \ddot{z} = \Sigma R_z$ системы описывает колебания кузова в вертикальной плоскости. Они вызваны неровностями дороги и зависят от ее состояния, а также от жесткости и демпфирующих свойств подвески и шин. При движении автомобиля по неровной дороге в результате колебаний изменяются нормальные реакции на колеса и несколько снижаются коэффициенты стабилизирующих моментов шин. Для решения этого уравнения необходимо знать конкретные дорожные условия, описанные методами математической статистики или условными тригонометрическими функциями. После определения ускорения, скорости и амплитуды колебаний может быть оценено влияние колебаний на управляемость и устойчивость.

При сопоставительном аналитическом анализе управляемости и устойчивости автомобилей различных компоновочных схем считаем, что достаточно рассмотреть одинаковые дорожные условия. Дорожные испытания на ровной дороге с твердым покрытием и при переезде неровностей показали, что влияние колебаний на управляемость и устойчивость у обоих автомобилей одинаковое, поэтому уравнение колебаний кузова в вертикальной плоскости из системы исключается. При необходимости анализа колебаний автомобиля исследования могут быть проведены с использованием дополнительной системы уравнений, учитывающей колебания поддрессоренных и недрессоренных масс.

4.2 Движение автомобиля при повороте

В режиме ускоренного (замедленного) движения под воздействием силы инерции, приложенной в центре масс и направленной в продольной плоскости симметрии автомобиля, возникают угловые колебания кузова относительно поперечной оси, описываемые уравнением

$$J_y \alpha = \sum m_y. \quad (57)$$

Экстремальными случаями влияния продольных угловых колебаний кузова автомобиля на управляемость и устойчивость можно считать возникновение угловых отклонений максимальных амплитуд («клевок» в режиме эффективного разгона); при этом происходит перераспределение нагрузок автомобиля (увеличение на передние колеса при «клевке» и на задние колеса при «приседании»). В режиме ускоренного (замедленного) движения за короткий отрезок времени примем, что автомобиль движется с постоянным ускорением (замедлением), т.е. $m_a J_x = const$. Тогда колебательную систему можно рассматривать зафиксированной в каком-то максимальном отклонении от нейтрального положения, т.е. угловые колебания отсутствуют. [27]

При этом нормальные реакции, действующие на передние и задние колеса, могут быть определены из уравнения (57), а влияние перераспределения нормальной нагрузки между передней и задней осями на управляемость и устойчивость автомобиля – через коэффициенты сопротивления уводу и стабилизирующие моменты шин. Таким образом, уравнение, описывающее угловые колебания кузова относительно поперечной оси, для рассмотренных условий может быть исключено из системы.

В процессе движения автомобиля при действии боковой силы уравнение колебаний $m_a J_x y_{кр} = \sum m_x$ относительно оси X характеризует крен кузова автомобиля, при этом ось крена не совпадает с осью X . Для определения угла крена необходимо найти частное решение дифференциального уравнения: [41]

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

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

$k_{\text{КР}i}$ - коэффициент демпфирования в подвеске i –го колеса. [44]

Однако при установившемся движении автомобиля по траектории, описываемой окружностью постоянного радиуса, или при постоянной боковой силе и прямолинейном движении угол крена, возникающий под действием боковой силы, можно рассматривать как зафиксированный угол при постоянном боковом ускорении. Тогда угол крена:

$$\gamma_{\text{КР}} = \gamma m_0 h_{\text{пр}} / (C_{y1} + C_{y2}) \quad (59)$$

Можно считать, что крен кузова автомобиля для рассматриваемых режимов не имеет прямой связи с траекторией движения, а влияет на нее через характеристики шин, меняющиеся с изменением распределения нормальных нагрузок между колесами в поперечной плоскости, если кинематические характеристики подвесок автомобилей остаются неизменными. [15]

Уравнение $m_a \ddot{v} = \Sigma R_x$ описывает равновесие сил, действующих на автомобиль в продольной плоскости симметрии, и можно считать, что прямого отношения к управляемости и устойчивости автомобиля не имеет, но отражает косвенную связь с характеристиками шин. Эти 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. При исключении из системы этого уравнения коэффициенты сопротивления уводу и стабилизирующих моментов выразим зависимостями, учитывающими изменения продольных и нормальных реакций, действующих на отдельные колеса автомобиля:

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

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

где K_y и K_{y_0} - 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_{M_0} - коэффициенты стабилизирующих моментов шин соответственно при статических нормальных нагрузках и отсутствии продольных реакций;

c_n 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.

Проведенные преобразования с достаточной степенью точности позволяют перейти от пространственной схемы действия сил на автомобиль к плоской. [29]

Существенное влияние на траекторию движения автомобиля оказывает положение управляемых колес, при этом рассматривают движение с поворотом рулевого колеса, с закрепленным в нейтральном или повернутом положении и свободным рулевым колесом. В первом случае управляемые колеса поворачиваются водителем, во втором – за счет упругой податливости рулевого привода и зазоров в отдельных сочленениях его (в дальнейшем анализе упругую характеристику рулевого привода принимаем линейной), а в третьем случае рулевое колесо свободно и поворачивается одновременно с поворотом управляемых колес (жесткость рулевого привода $c_p=0$). Силами трения в рулевом механизме можно пренебречь, особенно для реечных механизмов. Как показали испытания, наилучшими с точки зрения поворачиваемости автомобиля являются шины, обеспечивающие почти линейную зависимость между углом θ поворота рулевого колеса и центростремительного ускорением j_δ . [31]

4.3 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

Химический факторы влияют на репродуктивную функцию человек. Также во время попадания в организм человека воздействуют на» [2] органы дыхания, желудочно-кишечный тракт, кожные покровы и слизистые оболочки. [34]

К психофизиологическим относят следующие факторы:

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

4.4 Технические меры, применяемые для снижения рисков профессионального характера

Условия труда на рабочем месте по степени вредности и опасности

Для определения условий труда необходимо установить, какие вредные и (или) опасные производственные факторы влияют на рабочих, на производстве (таблица 12).

Таблица 12 - Вредные и опасные производственные факторы на участке диагностики

Наименование вредного и опасного фактора производственной среды и трудового процесса
1 Шум
2 Локальная вибрация
3 Неионизирующие излучения
4 Химический фактор
5 Тяжесть трудового процесса

Техника безопасности

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.

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

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» [42].

«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].

4.5 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.» [36]

«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);

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:

Существенное влияние на траекторию движения автомобиля оказывает положение управляемых колес, при этом рассматривают движение с поворотом рулевого колеса, с закрепленным в нейтральном или повернутом положении и свободным рулевым колесом. В первом случае управляемые колеса поворачиваются водителем, во втором – за счет упругой податливости рулевого привода и зазоров в отдельных сочленениях его (в дальнейшем анализе упругую характеристику рулевого привода принимаем линейной), а в третьем случае рулевое колесо свободно и поворачивается одновременно с

поворотом управляемых колес. [26]

5 «Экономическая эффективность проекта»

5.1 Исходные данные для экономического расчета

Исходные данные для экономического расчета представлены в таблице 13.

Таблица 13 – Расчетные данные экономического проекта

Показатели	Условные обозначения	Ед. изм.	Значение показателей	
			базовый	проектный
Годовая программа	Пг	шт	900	900
2 Время машинное (оперативное)	Топ	час	1	0,95
3 Норма обслуж. раб. места	а	%	8	8
4 Норма на отдых и личные надобности	б	%	6	6
5 Часовая тарифная ставка	Сч	Руб./час	30 руб	38 руб
			40 руб	49 руб
			50 руб	51 руб
6 Коэф. доплат к осн. з/плате	Кд	%	1,88	1,88
7 Коэф. отчисл. на соц. нужды	Кс	%	30	30
8 Цена оборудования	Цоб	Руб.	325500	расчет
9 Коэф. на доставку и монтаж	Кмон	%	1,25	1,25
10 Годовая норма амортиз. на площ.	На	%	2,5	2,5
11 Годов. норма амортиз. оборуд.	На	%	10	10
12 Площадь под оборудов.	Руд.	м ²	3,05	2,97
13 Коэф. допол. площади	Кд.пл		4	4
14 Цена эл. энергии	Цэ	Руб/кВт-ч	5	5
15 Цена 1 м ² площади	Цпл	Руб/м ²	4000	4000
16 Стоимость эксплуат. произ. площади	Сэксп	Руб/м ²	2000	2000
17 Количество рабочих на техпроцессе	Чр	Чел.	1	1
18 Коэф. транс. заготов. расходов	Ктз	%	1,03	1,03
19 Коэф. возврат. отходов	Квоз.	%	2	2
20 Коэф. общепроизводств. расходов	Копр.	%	1,25	1,25
21 Коэф. общехоз. расходов	Кохр.	%	1,6	1,6
22 Коэф. доплат к осн. з/плате	Кд	%	1,1	1,1»[9]

«5.2 Расчет Фонда времени работы оборудования»

5.2.1 Номинальный годовой фонд времени работы оборудования

$$F_H = (D_p \cdot T_{см} - D_{п} \cdot T_{п}) \cdot C \quad (62)$$

где D_p - к-во рабочих дней в году;

$T_{см}$ - продолжительность смены;

$T_{п}$ - к-во часов, сокращения смен в предпраздничные дни;

$D_{п}$ - к-во праздничных дней;

C - количество смен. [28]

$$F_H = (255 \cdot 8 - 5 \cdot 1) \cdot 1 = 2035 \text{ [9] «час.}$$

$$F_H = (255 D_p - 5 D_{п} + 1 T_{п}) = 2035 \text{ час.} \quad (63)$$

5.2.2 Эффективный фонд времени работы оборудования

$$F_{э} = F_H \cdot (1 - B/100) \quad (64)$$

где B - плановые потери рабочего времени.

5.3 Калькуляция и структура себестоимости внедрения

Перечень элементов подъемного устройства представлен в приложении

А. В таблице 14 представлены основные виды затрат на производство.

Таблица 14 – Данные для расчета экономики проекта

Статьи затрат	Обозн.	Сумма, руб.	Уд. вес, %
1 Сырье и материалы	М	6767,79	8,09
2 Покупные изделия и полуфабрикаты	Пи	39119,4	46,74
3 Основная зарплата	З осн	8290,8	9,91
4 Дополнительная зарплата	З доп.	829,08	0,99
5 Отчисления на соц. нужды	Осс	2735,96	3,70
6 Затраты на использ. оборуд.	Зоб.	290,08	0,35
7 Затраты на использ. площади	Зпл	25,78	0,03
Технологическая себестоимость	Стех.	58423,69	69,81
8 Общепроизводственные расходы $R_{опр} = Z_{осн} \cdot K_{опр} = 8290,8 \cdot 1,25$	Ропр	10363,5	12,38
9 Общехозяйственные расходы $R_{охр} = Z_{осн} \cdot K_{охр} = 8290,8 \cdot 1,6$	Рохр	13265,28	15,85
10 Производственная себестоимость	Спр	82052,47	98,04
11 Внепроизводственные расходы $R_{вн} = C_{пр} + R_{вн}/100 = 155014,94 \cdot 2/100 \text{ [1]}$	Рвн	1641,05	1,96
12 Полная себестоимость $S_{полн} = C_{пр} + R_{вн} = 82052,47 + 1641,05$	Сп	83693,52	100

«5.4 Расчет необходимого количества оборудования и коэффициента его загрузки

Расчет штучного времени оказания услуги:

$$T_{шт} = T_{маш} \cdot (1 + (a) [9] + б) / 100 \quad (65)$$

«где $T_{маш}$.- машинное (оперативное) время оказания услуги.

a - норма времени обслуживания рабочего места, %;

$б$ – норма» [9] времени на отдых и личные надобности рабочего, %;

$$T_{шт.баз.} = 1 \cdot (1 + (8+6)/100) = 1 + 1,14 = 2,14 \text{ «час,}$$

$$T_{прект} = 0,95 + 1,14 = 2,09 \text{ ч.}$$

Производственная программа оказания услуг

$$Пг = F_{эф} / T_{шт} = 2023 / 2,14 = 945 \text{ шт. в год в расч. варианте } 968 \text{ шт. в год.}$$

Производственная программа принятая предприятием = 900 ед. в год.

Расчетное количество основного технологического оборудования

$$Ноб.расч. = T_{шт} \cdot Пг / F_{эф} \cdot K_{вн.} \quad (66)$$

где $K_{вн}$ - коэффициент выполнения нормы.

Принимаем по единице оборудования по базовому и проектному вариантам. [32]

Коэффициент загрузки оборудования

$$K_z = Пг.пред. / Пг.расч \quad (67)$$

«Необходимое количество оборудования и коэффициент его загрузки представлены в таблице 15.

Таблица 15 – Количество оборудования

Наименование показателей		Условные обозначения	Базовый вариант	Проектный вариант
1 Норма штучного времени		$T_{шт}$	2,14	2,09
2 Производственная программа		$Пг$	900	900
3 Расчетное к-во оборудования		Ноб.расч.	1	1
4 Принятое количество оборудования		Ноб.пр.	1	1
5 Коэффициент загрузки оборуд.		K_z	0,95	0,93» [11]

«5.5 Расчет прямых и сопутствующих капитальных вложений по базовому и проектному варианту

5.5.1 Общие капитальные вложения в оборудование по базовому варианту:

$$K_{\text{общ.б}} = K_{\text{об.б}} = N_{\text{об.прин}} \cdot C_{\text{об.б}} \cdot K_{\text{з.б}} \quad (68)$$

где $K_{\text{з.б}}$ - коэффициент загрузки оборудования по базовому варианту;
 $C_{\text{об.б}}$ - остаточная стоимость оборудования с учетом срока службы, руб;
 $N_{\text{об.прин}}$ - принятое количество оборудования, необходимого для выполнения производственной программы по базовому варианту.

$$C_{\text{об.б}} = S_{\text{перв}} - S_{\text{перв}} \cdot T_{\text{сл}} \cdot N_{\text{а}} / 100 \quad (69)$$

где $S_{\text{перв}}$ - первоначальная (балансовая) стоимость оборудования, руб;
 $T_{\text{сл}}$ - срок службы оборудования на момент выполнения расчета, лет;
 $N_{\text{а}}$ - норма амортизации на реновацию оборудования, %.

а) капитальные вложения в оборудование.

$$K_{\text{об.б}} = N_{\text{об.прин}} \cdot S_{\text{перв}} \cdot K_{\text{т.з}} \cdot K_{\text{з.б}} \quad (70)$$

где $S_{\text{перв}}$ - стоимость приобретения нового оборудования, (руб);
 $K_{\text{т.з}}$ - коэф., учитывающий транспортно-заготовительные расходы на доставку оборудования (принимаем 3 %);
 $K_{\text{з.б}}$ - коэф. загрузки оборудования по базовому варианту.

б) Капитальные вложения в дополнительные площади.

$$K_{\text{пл.б}} = C_{\text{пл.}} \cdot (S_{\text{пр}} - S_{\text{б}}) \cdot K_{\text{з.б}} \quad (71)$$

где $S_{\text{пр}} - S_{\text{б}}$ - дополнительная площадь по базовому варианту, м²;
 $C_{\text{пл.}}$ - стоимость приобретения площади, руб/м²;
 $K_{\text{з.б}}$ - коэф. загрузки по базовому варианту.

5.5.2 Общие капитальные вложения по проектному варианту

$$K_{\text{общ.пр}} = K_{\text{об.пр}} + K_{\text{пл.пр}} + Z_{\text{соп.пр}} \quad (72)$$

где $K_{\text{об.пр}}$ - капитальные вложения в оборудование, руб;

$K_{\text{пл.пр}}$ - капитальные вложения в дополнительные площади, руб;

$Z_{\text{соп.пр}}$ - сопутствующие капитальные затраты, руб.

а) капитальные вложения в оборудование

$$K_{\text{об.пр}} = N_{\text{об.прин}} \cdot S_{\text{перв}} \cdot K_{\text{т-з}} \cdot K_{\text{з.пр}} \quad (73)$$

где Сперв - стоимость приобретения нового оборудования;

Кт-з - коэф., учитывающий транспортно-заготовительные расходы на доставку - 3 %;

Кз.пр. - коэф. загрузки оборудования по проектному варианту.

$$Коб.пр=1 \cdot 37980 \cdot [9] \cdot 1,03 \cdot 0,93 = 36381,04 \text{ «руб.}$$

б) капитальные вложения в дополнительные площади.

$$Кпл.пр.=Цпл \cdot (Sпр-Sб) \cdot Кз.пр. \quad (74)$$

где Sпр-Sб - дополнительная площадь по проектному варианту, м²;

Цпл - стоимость приобретения площади, руб/м²;

Кз.пр. - коэффициент загрузки по проектному варианту.

Необходимые капиталовложения представлены в таблице 16.

Таблица 16 – Виды капиталовложений

Наименование	Базовый вариант	Проектный вариант
1 Общие капвложения в оборудование	325500	83693,52
2 Сопутствующие капвложения по проектному варианту	15925,09	2671,2
3 Затраты на производственную площадь, занятую обо» [9]рудованием	46360	44193,6
4 Общие капвложения	397550,09	130558,32
5 Удельные капвложения	441,72	145,06

5.6 Калькуляция и структура полной себестоимости эксплуатации базовой и проектируемой конструкции и цена оказания услуги

В таблице 17 представлены основные виды затрат на производство.

Таблица 17 – Расчет затрат

Статьи затрат	Калькуляция, руб.	
	базовый	проектный
1 Материалы	нет	нет
2 Основная зарплата рабочих	402,2	392,92
3 Дополнительная зарплата рабочих	40,23	39,29
4 Отчисления на соц.нужды	132,8	129,66
5 Расходы на содержание оборудования и производственных площадей	238,74	153,82
Технологическая себестоимость	831,76	732,98
6 Общехоз.расходы $R_{opr}=Z_{осн} \cdot K_{опр}(1,25)$	502,9	491,15

Продолжение таблицы 17

1	2	3
7 Общехозяйственные заводские накладные расходы $R_{охр} = Z_{осн} \cdot K_{охр}(1,6)$	643,71	628,67
8 Производственная себестоимость $C_{пр} = C_{тех} + R_{опр} + R_{охр}$	1978,37	1852,8
9 Внепроизводственные расходы $вн = C_{пр} \cdot K_{внепр}(2\%)$	39,56	37,05
10 Полная себестоимость: $C_{полн} = C_{пр} + R_{вн}$	2017,93	1889,85
11 Прибыль предприятия $ПР = C_{полн} \cdot K_{пр}(15\%)$	302,69	283,48
Цена услуги	2320,62	2173,33

«5.7 Расчет показателей экономической эффективности

Показатель снижения трудоемкости. Трудоемкость не меняется, т.к. оперативное время не меняется.

Показатель снижения технологической себестоимости.

$$C_{тех} = (C_{тех.в.} - C_{тех.пр.}) / C_{тех.в.} \cdot 100\% = \dots [9] \quad (75)$$

$$= (831,76 - 732,98) / 831,76 \cdot 100\% = 11,87\%$$

«Условно-годовая экономия:

$$Э_{уг} = (C_{баз.} - C_{пр.}) \cdot П_{г} \quad (76)$$

$$Э_{уг} = (2320,62 - 2173,33) \cdot 900 = 132561 \text{ руб.}$$

где $C_{баз.}$ и $C_{пр.}$ цена услуги по базовому и проектному вариантам соответственно.» [4]

Ожидаемая прибыль от услуг: $283,48 \cdot 900 = 255132 \text{ руб.}$

Годовой экономический эффект

Экономия от снижения затрат на покупку оборудования:

$$Э_{г} = (Z_{прб.} - Z_{пр.п.}) = 397550,09 - 130558,32 = 266991,77 \text{ руб.} \quad (77)$$

Срок окупаемости капитальных вложений.

Определение срока окупаемости капвложений (инвестиций):

$$T_{ок} = K_{общ} / Пр.чист = 130552,32 / 255132 = 0,51 \text{ года} \quad (78)$$

Коэффициент сравнительной экономической эффективности

$$E_{cp} = 1/T_{ок} = 1/0,51 = 1,96 \quad (79)$$

«где: $T_{ок}$ - срок окупаемости дополнительных кап. вложений, лет. $E_H = 0,33$

$E_{cp} = 1,96$, $E_H = 0,33$, т.е. срок окупаемости нового оборудования составит менее года, тогда как по нормативу допускается года. Следовательно, мероприятие эффективно и внедрение нового оборудования экономически обосновано. [4]

Вывод:

Результаты расчетов показывают, что практически все реальные автомобили с конструктивными параметрами, задаваемыми при проектировании, обладают асимптотической устойчивостью, определяемой в пределах эксплуатационных скоростей. Однако автомобили с приводом на передние колеса обладают устойчивостью в более широком диапазоне измерения конструктивных параметров, чем автомобили других компоновочных схем. [23] Зависимость (62) 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 σ , а значит решить уравнения движения относительно этих параметров.

Заключение

В «дипломном проекте на тему «Разработка лифтового устройства для подъема болида «Формула Студент» на уровень второго этажа», проведены технологические расчеты конструктивных элементов, анализ и выбор составных частей устройства, как производимых самостоятельно, так и закупочных»[1]. Анализ, проведенный с помощью рассмотренных показателей, показал, что легковые автомобили с приводом на передние колеса особо малого и среднего классов, характеризуются большей степенью использования геометрических размеров и меньшей металлоемкостью, чем аналогичные автомобили классической компоновки.

Тягово-скоростные свойства автомобиля определяются силой тяги, его возможностями преодолевать силы сопротивления движению и обеспечивать сцепление ведущих колес с дорогой. Как отмечалось, для автомобилей с приводом на передние колеса существенным является второй фактор, так как при ускорении движения и движении на подъем нормальная нагрузка на ведущие колеса у них уменьшается, тогда как у автомобилей других компоновочных схем увеличивается.

Улучшение тягово-скоростных свойств автомобилей с приводом на передние колеса (до уровня этих же свойств автомобилей других компоновочных схем) может быть достигнуто смещением центра масс в направлении передней оси, что рассмотрено в проекте.

Выполненный анализ существующих технических решений конструкции, тяговый расчет транспортного средства для которого разрабатывается устройство, разработка устройства для подъема спортивных болидов, силовые и прочностные расчеты наиболее ответственных узлов и деталей устройства для подъема спортивных болидов, разработка технологического процесса, могут быть реализованы в рамках серийного производства и использована для подъема спортивных болидов.

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. «Сопrotивление 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

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<i>Документация</i>						
A1			23.ДППЭА.135.6100.000.СБ	Сборочный чертеж		
A4			23.ДППЭА.135.6100.000.ПЗ	Пояснительная записка		
<i>Сборочные единицы</i>						
Б4	1		23.ДППЭА.135.6101.000	Основание в сборе	1	
Б4	2		23.ДППЭА.135.6102.000	Платформа в сборе	1	
Б4	3		23.ДППЭА.135.6103.000	Стойка в сборе	2	
Б4	4		23.ДППЭА.135.6104.000	Петля в сборе	4	
Б4	5		23.ДППЭА.135.6105.000	Коретка в сборе	2	
Б4	6		23.ДППЭА.135.6106.000	Лебедка в сборе	1	КС-1
<i>Детали</i>						
		8	23.ДППЭА.135.6100.008	Труба 65x40x1900	7	
		9	23.ДППЭА.135.6100.009	Труба 65x40x2460	3	
		10	23.ДППЭА.135.6100.010	Труба 65x40x1900	2	
		11	23.ДППЭА.135.6100.011	Труба 40x40x2460	1	
		12	23.ДППЭА.135.6100.012	Труба 65x40x220	2	
		13	23.ДППЭА.135.6100.013	Труба 65x40x150	2	
		14	23.ДППЭА.135.6100.014	Труба 65x40x450	28	
		15	23.ДППЭА.135.6100.015	Кранштейн	4	
		16	23.ДППЭА.135.6100.016	Труба 65x25x520	4	
		17	23.ДППЭА.135.6100.017	Труба 65x25x1050	1	
23.ДППЭА.135.6100.000						
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.	Зеленов				Лист	Листов
Проб.	Турбин				1	3
Н.контр.	Турбин				ТГУ, ИМ	
Утв.	Бабаровский				зр. АТС-18018	
Копировал					Формат А4	

Рисунок А.1 – Спецификация на устройство для подъема спортивных болидов

